

**CENTRO UNIVERSITÁRIO PARA O DESENVOLVIMENTO DO ALTO VALE  
DO ITAJAÍ - UNIDAVI**

**GABRIEL MARIAN**

**DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA MISTA UTILIZANDO  
COMO FONTE DE ENERGIA O CAROÇO DE AÇAÍ: UM ESTUDO DE  
CASO**

**RIO DO SUL  
2024**

**CENTRO UNIVERSITÁRIO PARA O DESENVOLVIMENTO DO ALTO VALE  
DO ITAJAÍ - UNIDAVI**

**GABRIEL MARIAN**

**DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA MISTA UTILIZANDO  
COMO FONTE DE ENERGIA O CAROÇO DE AÇAÍ: UM ESTUDO DE  
CASO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Área das Ciências Naturais, da Computação e das Engenharias, do Centro Universitário para o Desenvolvimento do Alto Vale do Itajaí, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Leandro Rogel da Silva

**RIO DO SUL  
2024**

**CENTRO UNIVERSITÁRIO PARA O DESENVOLVIMENTO DO ALTO VALE  
DO ITAJAÍ - UNIDAVI**

**GABRIEL MARIAN**

**DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA MISTA UTILIZANDO  
COMO FONTE DE ENERGIA O CAROÇO DE AÇAÍ: UM ESTUDO DE  
CASO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Área das Ciências Naturais, da Computação e das Engenharias, do Centro Universitário para o Desenvolvimento do Alto Vale do Itajaí, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

---

Professor Orientador: M.Sc. Leandro Rogel da Silva

Banca Examinadora:

---

Professor [Digite o nome do professor]

---

Professor [Digite o nome do professor]

Rio do Sul, 09 de dezembro de 2024

## **AGRADECIMENTOS**

À Deus pela oportunidade.

Ao meu pai Quirino e minha mãe Erica pelo apoio, compreensão e inspiração prestados desde o início do curso.

A minha namorada Vanessa pela paciência e apoio durante os momentos de estudo.

Ao professor orientador Sr. Leandro Rogel da Silva pelas diretrizes, apoio e conhecimentos compartilhados durante o curso, que foram fundamentais para a realização deste trabalho.

À instituição de ensino UNIDAVI pelo espaço, estrutura e ensinamentos compartilhados durante o curso.

Aos professores que disponibilizaram e compartilharam seu tempo, paciência e conhecimentos durante o curso.

Ao coordenador do curso de Engenharia Mecânica Sr. Alcir Jose Testoni pelo apoio e confiança desde a ideia inicial para o desenvolvimento do projeto estudado.

Aos familiares e amigos pelo incentivo durante o decorrer do curso.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho.

*”O conhecimento passou a ser o principal fator de produção e  
geração de riqueza.”*

Bill Gates

## RESUMO

As caldeiras são equipamentos fundamentais em muitos processos industriais, fornecendo vapor para várias operações, desde aquecimento até geração de energia. O uso da biomassa como fonte de energia está sendo uma excelente alternativa de forma de amenizar os impactos do efeito estufa substituindo os combustíveis fósseis e acarretando a sustentabilidade de conversão energética. Este trabalho aborda um estudo de caso do dimensionamento térmico de uma caldeira mista como fonte energética o caroço de açaí. A caldeira estudada tem capacidade de produção de vapor saturado de 50 t/h e 25 bar(g). As características do caroço de açaí foram levantadas na literatura para os cálculos de combustão. Para o dimensionamento térmico da caldeira foi realizado uma pesquisa bibliográfica de parâmetros de projeto em literatura consagradas. Para o cálculo das áreas de troca térmica foi prescrito coeficientes de transferência de calor constantes.

**Palavras-chave:** Caldeira. Caroço de açaí. Dimensionamento.

## ABSTRACT

Boilers are very important equipment in many industrial processes, providing steam for various operations, from heating to power generation. The use of biomass as an energy source is being an excellent alternative to mitigate the impacts of the greenhouse effect, replacing fossil fuels, resulting in the sustainability of energy conversion. This work addresses a case study of the thermal sizing of a mixed boiler as an energy source, the açai seed. The studied boiler has a saturated steam production capacity of 50 t/h and 25 bar(g). The characteristics of the açai seed were surveyed in the literature for combustion calculations. For the thermal design of the boiler, a bibliographic search of design parameters in established literature was carried out. For the calculation of the heat exchange areas, constant heat transfer coefficients were prescribed.

**Keywords:** Boiler. Açai seed. Sizing.

**LISTA DE FIGURAS**

Figura 1: Caldeira aquatubular .....	18
Figura 2: Caldeira Flamotubular .....	19
Figura 3: Caldeira mista .....	20
Figura 4: Componentes clássicos de uma caldeira .....	20
Figura 5: Esquema de caldeira com exaustor, operando com pressão negativa. ....	22
Figura 6: Ciclone .....	23
Figura 7: Arranjo do Multi ciclones .....	23
Figura 8: Esquema de filtro de mangas.....	24
Figura 9: Damper de veneziana .....	25
Figura 10: Damper radial.....	25
Figura 11: Mapa com as principais biomassas por região no Brasil.....	33
Figura 12: Algoritmo para resolução do problema.....	42
Figura 13: Composição dos gases de combustão.....	46
Figura 14: Fluxograma com os resultados dos cálculos.....	55



**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1: Taxa de carregamento .....	26
Tabela 2: Taxa de liberação de energia da grelha.....	27
Tabela 3: Carga térmica volumétrica.....	29
Tabela 4: Composição química de algumas biomassas .....	33
Tabela 5: Valores experimentais de fator de excesso de ar.....	36
Tabela 6: Resultado dos poderes caloríficos .....	43
Tabela 7: Resultados calculos da água de alimentação .....	44
Tabela 8: Resultados da energia necessária na fornalha.....	44
Tabela 9: Resultado do consumo de combustível da caldeira.....	45
Tabela 10: Resultados de vazão mássica de ar.....	45
Tabela 11: Resultados cálculos da massa de gás gerada .....	46
Tabela 12: Resultados cálculos vazão mássica de cada gás.....	46
Tabela 13: Densidade de cada um dos gases.....	47
Tabela 14: Volume dos gases gerado.....	47
Tabela 15: Dimensões da grelha .....	48
Tabela 16: Dimensões da fornalha .....	48
Tabela 17: Área de troca térmica da fornalha (parte aquatubular).....	49
Tabela 18: Energia absorvida na fornalha.....	49
Tabela 19: Coeficiente global de transferência de calor na fornalha.....	50
Tabela 20: Transferência de calor no segundo passe.....	51
Tabela 21: Resultado da transferência de calor no segundo passe .....	52
Tabela 22: Resultados no pré-ar.....	53
Tabela 23: Eficiência global da caldeira.....	54
Tabela 24: Quantidade de tubos.....	54

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_g$	Área da grelha	$m^2$
$A_s$	Área da superfície de troca térmica	$m^2$
$A_{tcf}$	Área de transferência de calor na fornalha	$m^2$
$C$	Carbono	
$C_f$	Comprimento da fornalha	m
$C_g$	Comprimento da grelha	m
$CO_2$	Dióxido de carbono	
$C_p$	Calor específico a pressão constante	$kJ/kg \cdot K$
$e$	Fator de excesso de ar	
$FHRR$	Carga térmica volumétrica da fornalha	$kJ/m^3$
$GHRR$	Taxa de liberação de calor da grelha	$kJ/m^2$
$h$	Comprimento do tubo	m
$h_1$	Entalpia da água de reposição	$kJ/h$ ou $kcal/h$
$h_2$	Entalpia do retorno de condensado	$kJ/h$ ou $kcal/h$
$h_3$	Entalpia da água de alimentação	$kJ/h$ ou $kcal/h$
$H_f$	Altura da fornalha	m
$hl$	Entalpia do líquido	$kJ/kg$ ou $kcal/kg$
$hv$	Entalpia do vapor	$kJ/kg$ ou $kcal/kg$
$H_2$	Hidrogênio	
$H_2O$	Água	
$L_g$	Largura da grelha	m
$\dot{m}$	Vazão mássica de água	$kg/h$
$\dot{m}_1$	Vazão mássica da água de reposição	$kg/h$
$\dot{m}_2$	Vazão mássica do retorno de condensado	$kg/h$
$\dot{m}_3$	Vazão mássica da água de alimentação	$kg/h$
$M$	Massa molar	$kg/kmol$
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica de ar estequiométrica	$kg/h$
$\dot{m}_{comb}$	Vazão mássica de combustível	$kg/h$
$\dot{m}_{gases}$	Vazão mássica de gases	$kg/h$
$\dot{m}_{CO_2}$	Massa de $CO_2$ gerada	$kg/h$

$\dot{m}_{gt}$	Massa de gases totais	kg/h
$\dot{m}_{N_2}$	Massa de N <sub>2</sub> gerada	kg/h
$\dot{m}_{O_2}$	Massa de O <sub>2</sub> gerada	kg/h
$n$	Eficiência desejada da caldeira	%
$Nt$	Número de tubos	
$O_2$	Oxigênio	
$P$	Pressão	Pa
$PCI$	Poder calorífico inferior	kJ/kg ou kcal/kg
$PCS$	Poder calorífico superior	kJ/kg ou kcal/kg
$PCU$	Poder calorífico útil	kJ/kg ou kcal/kg
$\dot{Q}_{bruto}$	Energia bruta necessária	kJ/h ou kcal/h
$\dot{Q}_{comb}$	Vazão mássica de combustível	kg/h
$\dot{Q}_{req}$	Energia requerida na fornalha	kJ/h ou kcal/h
$\dot{Q}_{real}$	Energia real na fornalha (considerando eficiência)	kJ/h ou kcal/h
$R$	Constante de gás ideal	
$r$	Raio do tubo	M
$S$	Enxofre	
$SO_2$	Dióxido de enxofre.	
$T$	Temperatura absoluta	K
$T_c$	Temperatura de chama	K ou °C
$T_{c,ent}$	Temperatura fria na entrada	K ou °C
$T_{c,sai}$	Temperatura fria na saída	K ou °C
$T_{h,sai}$	Temperatura quente na saída	K ou °C
$T_{in}$	Temperatura na entrada	K ou °C
$T_{out}$	Temperatura na saída	K ou °C
$T_p$	Temperatura na parede	K ou °C
$T_{xc}$	Taxa de carregamento	kg/m <sup>2</sup> .h
$U$	Coeficiente global de transferência de calor	W/m <sup>2</sup> . K
$u$	Umidade do combustível	%
$V_f$	Volume da fornalha	m <sup>3</sup>
%ar	Percentual da água de reposição	%
%O <sub>2</sub>	Percentual de oxigênio nos gases	%

$\%rc$	Percentual do retorno de condensado	%
$\%\bar{Q}$	Percentual energia absorvida na fornalha	%
$\Delta T_{lm}$	Diferença da temperatura logarítmica	K ou °C
$\Delta T_1$	Diferença de temperatura do fluido 1	K ou °C
$\Delta T_2$	Diferença de temperatura do fluido 2	K ou °C
$\varepsilon$	Eficiência	%
$\varepsilon$	Eficiência global da caldeira	%
$\rho$	Densidade	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{CO_2}$	Densidade CO <sub>2</sub>	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{N_2}$	Densidade N <sub>2</sub>	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{O_2}$	Densidade O <sub>2</sub>	kg/m <sup>3</sup>
$\vartheta_{CO_2}$	Volume específico CO <sub>2</sub>	m <sup>3</sup> /kg
$\vartheta_{O_2}$	Volume específico O <sub>2</sub>	m <sup>3</sup> /kg
$\vartheta_{N_2}$	Volume específico N <sub>2</sub>	m <sup>3</sup> /kg
$\vartheta_{CO_2}$	Volume CO <sub>2</sub> total	m <sup>3</sup> /h
$\vartheta_{O_2}$	Volume O <sub>2</sub> total	m <sup>3</sup> /h
$\vartheta_{N_2}$	Volume N <sub>2</sub> total	m <sup>3</sup> /h
$\vartheta$	Volume total de gases	m <sup>3</sup>

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1. OBJETIVOS .....	16
1.1.1. Objetivo geral .....	16
1.1.2. Objetivos específicos .....	16
<b>2. REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>17</b>
2.1. CALDEIRA A VAPOR .....	17
2.1.1. Caldeira aquatubular .....	18
2.1.2. Caldeira flamotubular .....	18
2.1.3. Caldeiras mistas.....	19
2.2. COMPONENTES DA CALDEIRA .....	20
2.3. PARÂMETROS DE DIMENSIONAMENTO.....	26
2.3.1. Grelhas.....	26
2.3.2. Câmara de combustão .....	28
2.4. COMBUSTÍVEIS .....	30
2.5. BIOMASSA .....	32
2.6. COMBUSTÃO NA CALDEIRA .....	34
2.7. MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR .....	38
<b>3. PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS.....</b>	<b>40</b>
<b>4. RESULTADOS.....</b>	<b>43</b>
<b>5. CONCLUSÃO.....</b>	<b>56</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Devido às necessidades de aumentar a disponibilidade de energia no planeta, diversificar a matriz energética, reduzindo assim o uso de combustíveis fósseis como fonte de energia, este trabalho irá abordar a utilização da biomassa, mais especificamente do caroço de açaí como fonte de energia.

Atualmente, o planeta está em meio a uma transição energética necessária, impulsionada pela percepção de que os combustíveis fósseis, como petróleo, carvão e gás natural, estão se esgotando. Além disso, há um grande esforço para reduzir os gases de efeito estufa causados por estes combustíveis fósseis. Diante disso, engenheiros têm o desafio de desenvolver novas formas de geração de energia, priorizando fontes renováveis em busca de sustentabilidade para o planeta e a biomassa é uma opção atrativa.

Limitar a geração de energia através de uso de combustíveis fósseis pode acarretar vários problemas dentre os quais podemos destacar:

- Mudanças climáticas e aquecimento global;
- Poluição e degradação do meio ambiente;
- Vulnerabilidade a crises energéticas e dependência de preços de combustíveis do mercado externo, afetando toda a cadeia produtiva;
- Suprimento insustentável de combustíveis;

Portanto, é crucial avançarmos rapidamente em direção a uma matriz energética mais sustentável para mitigar esses potenciais cenários catastróficos. Reduzir a dependência de combustíveis fósseis e ampliar a matriz energética é fundamental para o desenvolvimento das atividades humanas.

O caroço de açaí na região norte do Brasil é um passivo ambiental devido ao grande volume do resíduo e falta de destinação final. De acordo com a FAPESPA (2024), quatorze estados brasileiros contribuíram para a produção de açaí, com destaque para o Pará, que manteve sua posição de liderança com 90,4% da produção. Em seguida, o Amazonas e o Maranhão ocuparam, respectivamente, o segundo e terceiro lugares, contribuindo com 7,4% e 1,1% da produção total do país.

Neste trabalho, o caroço de açaí como fonte energética foi utilizado exclusivamente para geração de vapor e assim foi realizado o dimensionamento da caldeira com base em dados exclusivamente de literaturas especializada e conceituadas no ramo.

## 1.1. OBJETIVOS

### 1.1.1. Objetivo geral

Realizar, através de um estudo de caso, o dimensionamento térmico de uma caldeira mista de vapor saturado de 50 t/h e 25 bar(g), 50% de retorno de condensado a 95°C com utilização de caroço de açaí como fonte energética.

### 1.1.2. Objetivos específicos

- Calcular a carga térmica necessária na caldeira.
- Calcular o PCS, PCI e PCU do combustível.
- Calcular a quantidade de combustível, o volume de ar necessário e volume de gases gerados na combustão.
- Dimensionar a fornalha e grelha e as áreas de troca térmica.
- Calcular a energia absorvida em cada uma das partes da caldeira.
- Calcular a quantidade de tubos no primeiro passe e segundo passe do tambor de vapor e também do pré-aquecedor de ar.
- Cálculo da eficiência térmica teórica.

## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1. CALDEIRA A VAPOR

Basicamente existem dois tipos de vapor: o vapor saturado e o vapor superaquecido. A maioria dos processos utiliza o vapor saturado, com pressões inferiores a 10 bar. Já os serviços onde o vapor é utilizado para produção de potência de eixo e geração de energia, se utiliza o vapor superaquecido, como em centrais termoelétricas. A preferência do vapor como fluido de trabalho é justificada pelo seu alto calor específico, aliado a ampla disponibilidade de água no meio industrial (Bazzo, 1995).

Pera (1990), define a caldeira como um trocador de calor complexo que produz vapor a partir de energia térmica (combustível), ar e fluido vaporizante, constituído por diversos equipamentos associados, perfeitamente integrados, para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível. As primeiras máquinas destinadas à geração de vapor surgiram no início do século XVIII (Bazzo, 1995).

De acordo com Babcook & Wilcox, 1993, a água circula no interior da caldeira devido às partículas quentes aumentarem o seu volume específico e diminuírem o peso, causando assim um movimento ascendente, enquanto as partículas mais frias e com volume específico menores e mais pesadas tendem a descer. Dessa maneira, formam-se as correntes no fluido. Esse processo é conhecido como convecção natural. Quando toda a água estiver aquecida à pressão de saturação e o fornecimento de calor for constante, começa a surgir o vapor no interior da caldeira.

As caldeiras são classificadas em 3 categorias, conforme a NR-13:

- Categoria A – operam com pressão igual ou superior a 1960 kpa (19,98 kgf/cm<sup>2</sup>);
- Categoria C – pressão de operação igual ou inferior 588 kPa (5,99 kgf/cm<sup>2</sup>) e a capacidade é igual ou inferior a cem litros;
- Categoria B – todas as caldeiras que não se enquadram nas categorias anteriores.

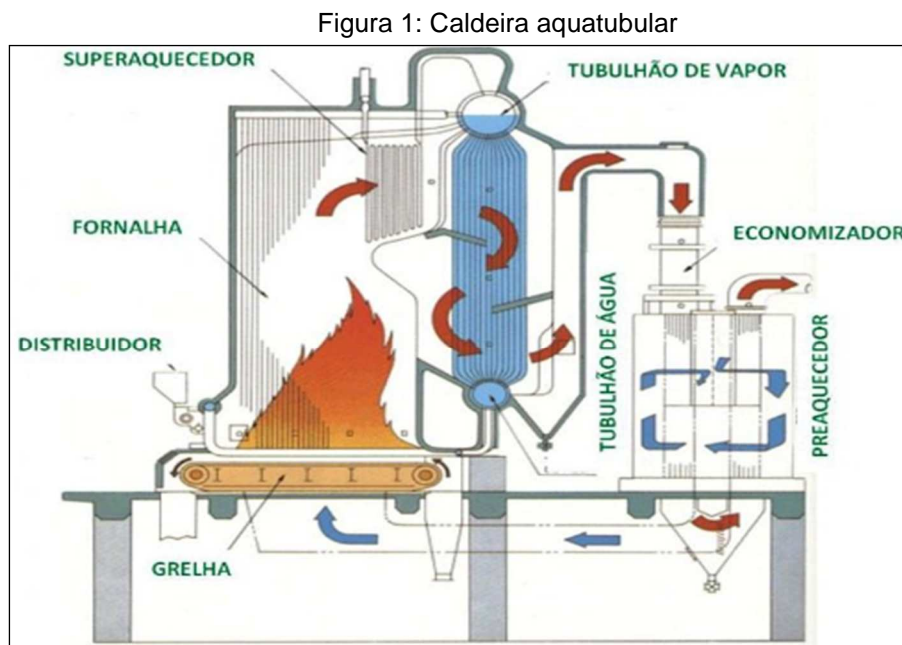
Há três tipos fundamentais de geradores de vapor: caldeira aquatubular, caldeira flamo tubular (ou fogo tubular) e caldeiras mistas (Pera, 1990).



### 2.1.1. Caldeira aquatubular

Neste modelo de caldeira, os gases oriundos da combustão atravessam toda a caldeira externamente aos tubos, transmitindo calor a água contida no interior dos tubos (Pera, 1990).

As caldeiras Aqua tubulares tem uso mais abrangente, atendendo, desde pequenas fábricas, com pressões inferiores a 15 bar ou capacidade inferior a 15 t/h de vapor saturado até grande centrais termelétricas (Bazzo, 1995). A Figura 1 mostra um esquema de uma caldeira aquatubular.



Fonte: <https://www.gbtecnica.com.br/index.php/novidades/caldeiras/>

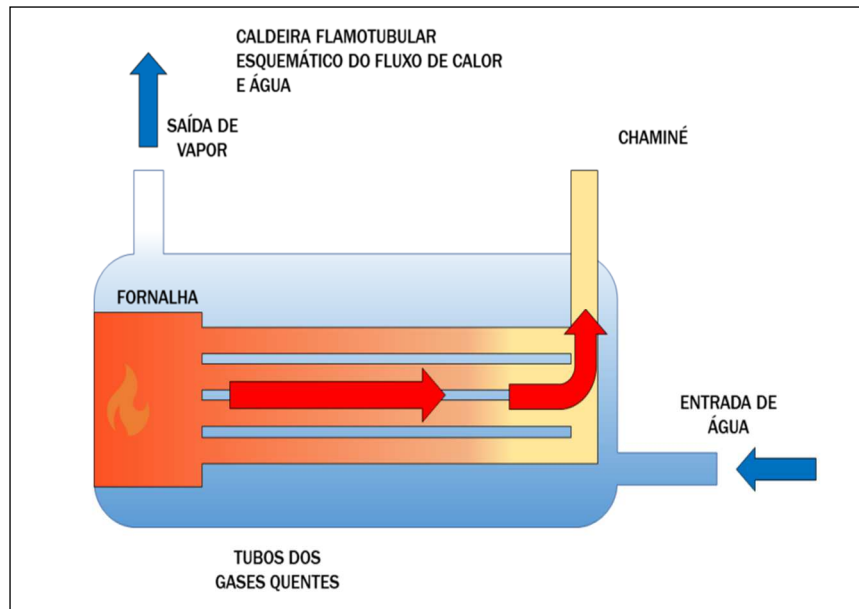
### 2.1.2. Caldeira flamo tubular

As caldeiras flamo tubulares ou fogo tubulares são construídas de forma que a água circule ao redor de diversos tubos montado entre os espelhos na forma de um único feixe tubular. Os gases de combustão circulam por dentro dos tubos, em duas ou mais passagens, em direção à chaminé, por onde são lançadas ao meio ambiente. (Bazzo, 1995).

Também são chamadas de caldeiras tubo de fumaça, ou multitubulares, nas quais os gases de combustão atravessam toda a caldeira pelo interior dos tubos,

cedendo calor a água contida no corpo e que envolve todos os tubos, (Pera, 1990). A Figura 2 mostra um esquema de uma caldeira flamo tubular.

Figura 2: Caldeira Flamo tubular



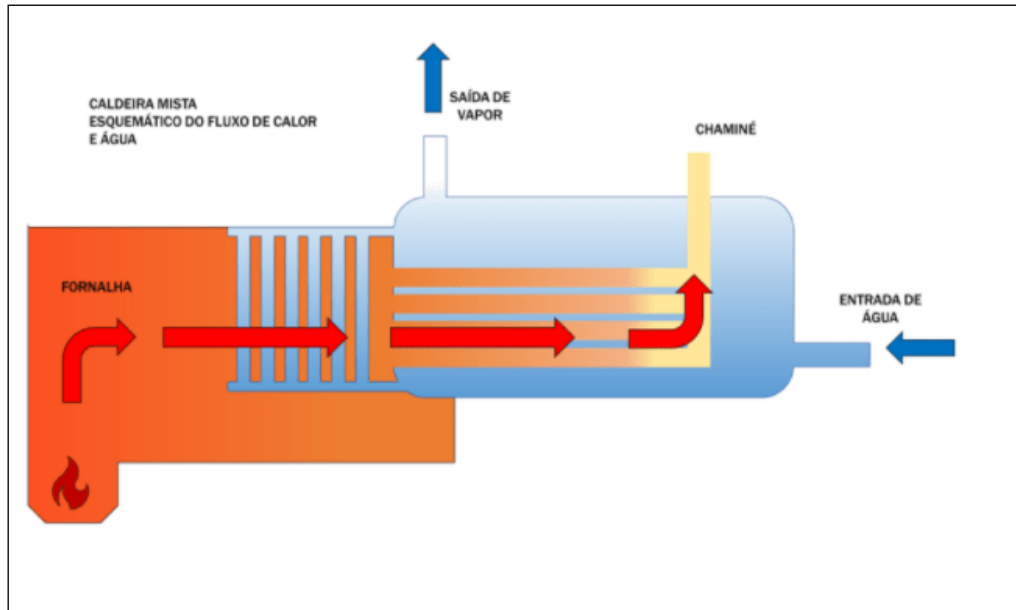
Fonte: <https://togawaengenharia.com.br/blog/os-principais-tipos-de-caldeiras/>

### 2.1.3. Caldeiras mistas

As caldeiras mistas surgiram devido à necessidade e a demanda de utilizar combustíveis sólidos, como a biomassa. Elas são basicamente caldeiras flamo tubulares, mas com um sistema de aproveitamento das paredes revestidas de tubos de água localizados na antecâmara de combustão aproveitando o calor proveniente da queima dos gases na fornalha (Bazzo, 1995).

As caldeiras mistas apresentam vantagens de aproveitar a radiação da queima do combustível para a troca térmica e utilizar combustíveis com baixo custo e alta disponibilidade em determinadas regiões (BIZZO, 2003). A Figura 3 mostra um esquema de uma caldeira mista.

Figura 3: Caldeira mista

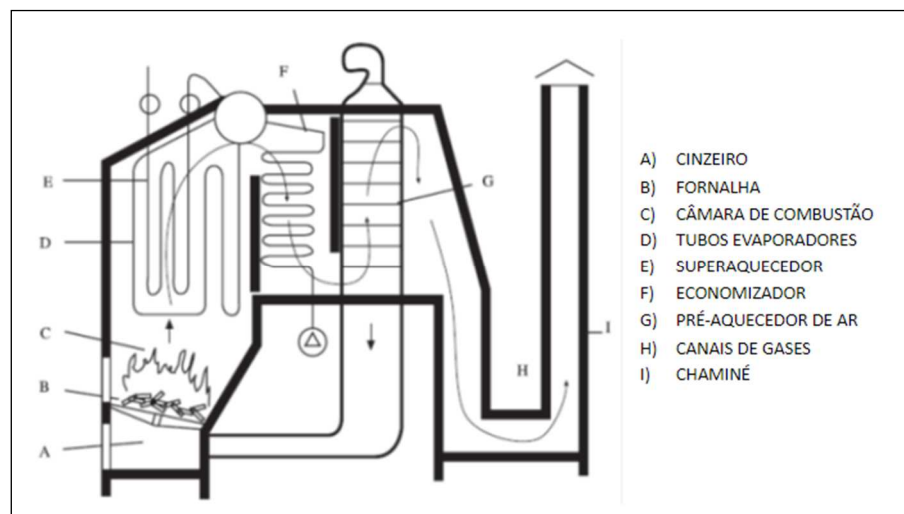


Fonte: Togawa Engenharia

## 2.2. COMPONENTES DA CALDEIRA

Os geradores de vapor atualmente são constituídos de uma associação de componentes, de maneira que juntos compõe a caldeira (Pera, 1990). A figura 4 apresenta um esquema dos principais componentes da caldeira.

Figura 4: Componentes clássicos de uma caldeira



Fonte 1: Pera, 1990.

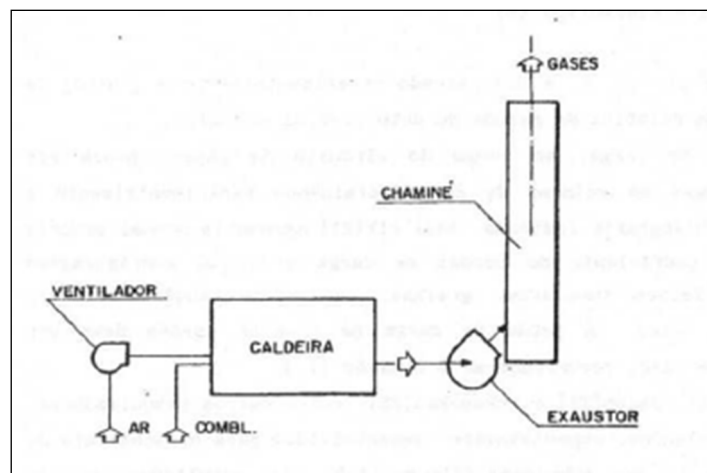
A seguir são apresentados os principais componentes e um breve descritivo da função destes:

- Cinzeiro: local onde se depositam as cinzas e eventualmente resíduos de combustíveis que não sofreram a combustão completa.
- Fornalha: local onde se desenvolve a queima de combustível.
- Grelha: Local onde se acomoda o combustível sólido e inicia o processo de queima. Existem vários tipos de grelha, os mais comuns são grelha vibratória, grelha inclina e grelha rotativa.
- Caldeira ou gerador de vapor: Corresponde ao vaso fechado, submetido à pressão, com tubos, contendo a água em sua parte inferior e vapor saturado na parte superior.
- Evaporador: é um trocador de calor, presentes em caldeiras Aqua tubulares, instalado após a câmara de combustão com o intuito de aproveitar o calor dos gases de combustão. Esses tubos estão ligados na parede da fornalha.
- Superaquecedor: Consiste em um ou mais feixes tubulares, destinados a aumentar a temperatura do vapor gerado na caldeira, acima da temperatura de saturação. Ele absorve calor através de radiação e convecção.
- Economizador: Onde a temperatura da água de alimentação sofre elevação, aproveitando o calor sensível residual dos gases da combustão, antes de serem eliminados para a atmosfera pela chaminé. Economiza calor do combustível, por isso o seu nome.
- Pré-aquecedor de ar: tem a função de aquecer o ar de combustão, para em seguida introduzir na fornalha, graças ao aproveitamento do calor sensível dos gases da combustão, após passarem pelo economizador ou gerador de vapor, e antes de saírem para a chaminé. É mais um componente que promove a economia de combustível.
- Canais de gás: São trechos intermediários ou finais, de circulação dos gases de combustão até a chaminé. Esses dutos podem ser de alvenaria ou chapas de aço, dependendo da temperatura dos gases.
- Chaminé: é o componente que garante a circulação dos gases quentes da combustão através de todo o sistema pelo chamado efeito de tiragem.

Quando a tiragem, porém, é proveniente por exaustor, a função da chaminé se resume em direcionar os gases para a atmosfera.

- Ventiladores: são máquinas rotativas que tem por função transferir fluidos compressíveis através de dutos, imprimindo-lhes uma velocidade e uma pressão compatível com as resistências oferecidas ao escoamento. Ventiladores imprimem pressões maiores que a atmosfera sobre o fluido, ou seja, uma pressão positiva;
- Exaustor: para o exaustor podemos usar a mesma definição de ventilador, o que muda é que nos exaustores, o ar ou gases são puxados, tendo assim uma pressão menor que a atmosfera, ou uma pressão negativa. A figura 5 apresenta um esquema de uma caldeira operando com exaustor.

Figura 5: Esquema de caldeira com exaustor, operando com pressão negativa.

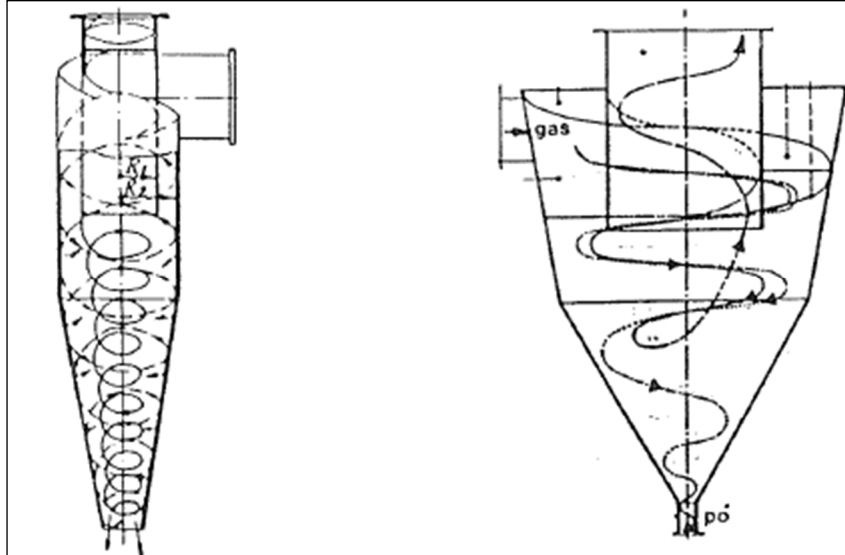


Fonte: Bazzo, 1995.

- Filtro de ciclones: os ciclones utilizam a força centrífuga como método de separação das partículas dos gases oriundos da combustão. Esse filtro promove ao fluido uma mudança de direção e um movimento rotatório no interior de um ciclone através da introdução tangencial dos fluidos. O percurso da partícula sofre ação conjunta da força da gravidade, da força de inércia de corrente gasosa e da própria partícula, promovendo a separação do particulado dos gases. Essa tecnologia consegue reter aproximadamente 90% do particulado, passando apenas as de dimensões inferiores a 10 $\mu$ m (Pera, 1990). A figura 6 apresenta um esquema de

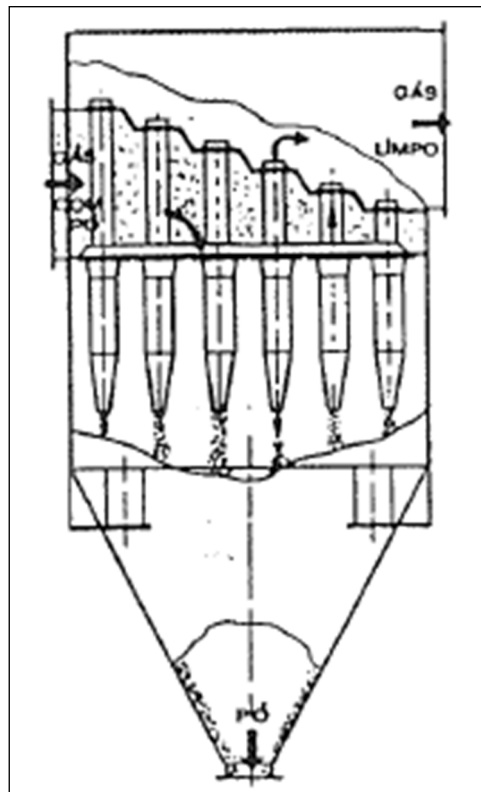
funcionamento de um ciclone e a Figura 7 um conjunto completo de um filtro multi ciclones.

Figura 6: Ciclone



Fonte: Pera, 1990

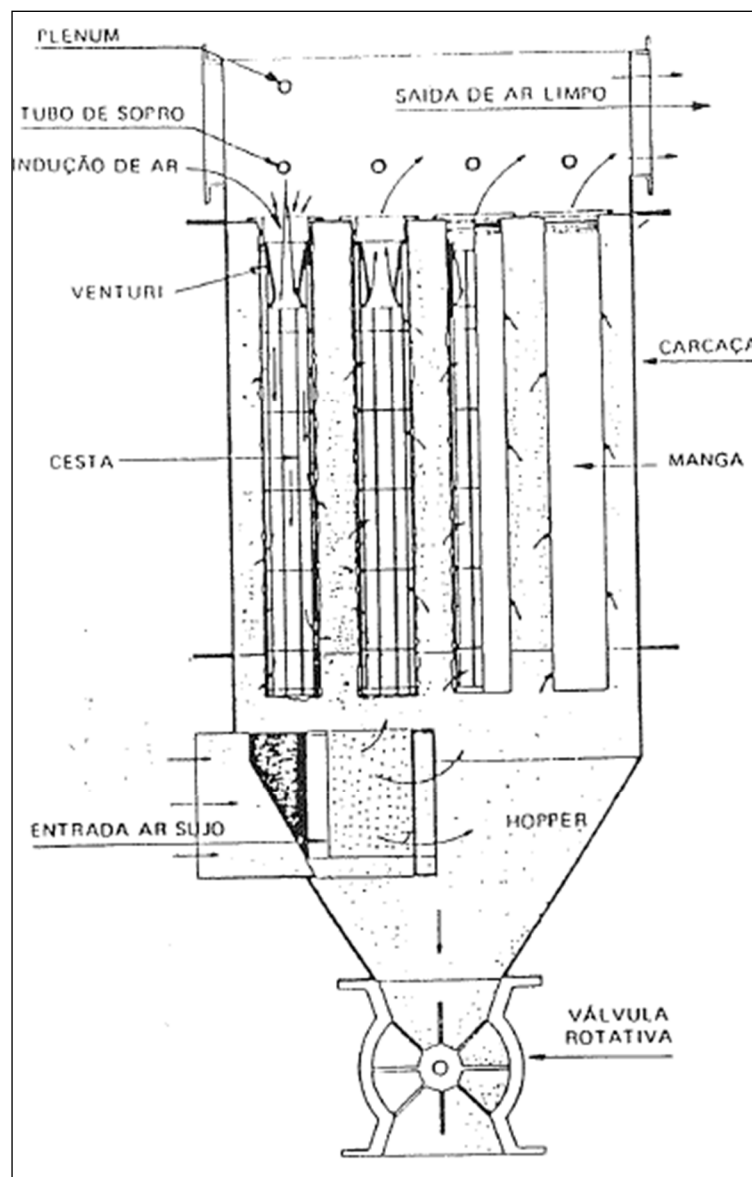
Figura 7: Arranjo do Multi ciclones



Fonte: Pera, 1990

- Filtro de mangas: para aumentar a eficiência de captação de particulado, se desenvolveu os filtros com tecido, também conhecidos por filtro manga, com resultados de captação de particulado na casa dos 99%, ou seja, muito mais eficiente que o filtro multi ciclones. As mangas podem ser fabricadas com tecidos de algodão ou fibras sintéticas inclusive com fibras de vidro, dependendo da temperatura e composição dos gases de tiragem (Pera, 1990). A Figura 8 mostra o arranjo de um sistema de filtro mangas.

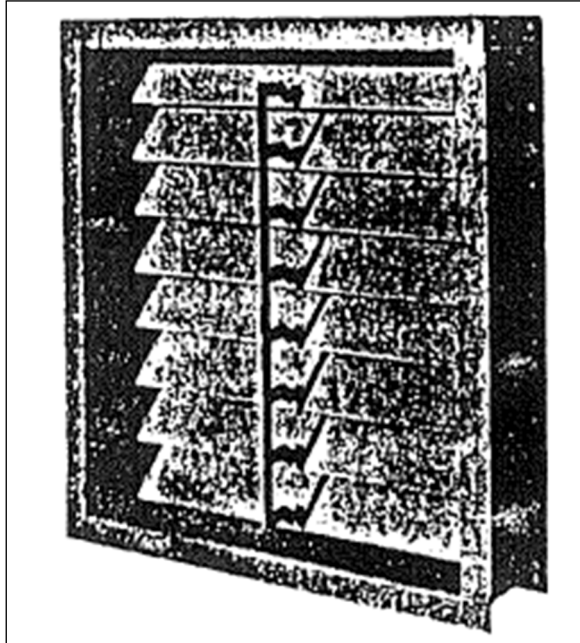
Figura 8: Esquema de filtro de mangas



Fonte: Pera, 1990.

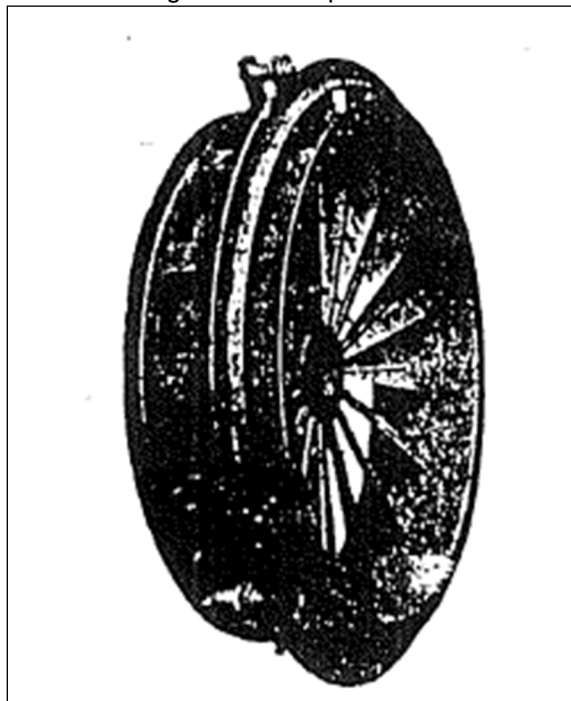
- Dampers: são “registros” inseridos no circuito de ar ou gases, com intuito de regular a vazão de ar ou gases. Existem dois tipos básicos, de veneziana conforme figura 9 ou radial, conforme mostra a figura 10.

Figura 9: Damper de veneziana



Fonte: Pera, 1990

Figura 10: Damper radial



Fonte: Pera, 1990



## 2.3. PARÂMETROS DE DIMENSIONAMENTO

### 2.3.1. Grelhas

Os valores da literatura para dimensionamento de grelhas para combustão de combustíveis sólidos são bastante variados.

De acordo com Bazzo (1995), um parâmetro de projeto útil para dimensionamento de grelhas é a taxa de carregamento da grelha ( $\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ ). Tal parâmetro depende de uma série de fatores, variando de acordo com o tipo de grelha, tipo de combustível, tipo de tiragem de gases. Segundo o autor, todos os valores são empíricos e não excluem a possibilidade de os mesmos equipamentos operarem com taxas de carregamento fora das faixas indicadas. A tabela 1 apresenta diferentes faixas de taxas de carregamento para diferentes combustíveis e diferentes tipos de grelhas.

Tabela 1: Taxa de carregamento

<b>Taxas de carregamento indicadas por algumas fornalhas em operação (<math>\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{h}</math>)</b>							
	0	100	200	300	400	500	600
<b>Queima de carvão</b>							
Em grelha estacionária	XXXXXXX						
Em grelhas móveis	XXXXXXXXXXXX						
<b>Queima de lenha</b>							
Em grelha inclinada	XXXXXXXXXX						
Em grelhas móveis	XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX						

Fonte: Bazzo, 1995 com adaptação do autor.

O cálculo da taxa de carregamento ( $T_{xc}$ ) da grelha pode ser obtido de acordo com a equação 2.1:

$$(2.1)$$

$$T_{xc} = \frac{\dot{m}_{comb}}{A_g}$$

onde,  $\dot{m}_{comb}$  representa a vazão mássica de combustível e  $A_g$  representa a área da grelha.

Outro parâmetro bastante utilizado como critério de projeto de grelhas para combustão de combustíveis sólidos é a taxa de liberação de calor da grelha. A taxa de liberação de energia da grelha (*GHRR* – grate heat release rate) é definida pela razão entre a energia bruta do processo de combustão ( $\dot{Q}_{comb}$ ) e a área da grelha, conforme equação 2.2.

$$GHRR = \frac{\dot{Q}_{comb}}{A_g} \quad (2.2)$$

Kitto (2005) apresenta um resumo de vários tipos de grelha com uso de diferentes combustíveis, conforme mostra a tabela 2.

Tabela 2: Taxa de liberação de energia da grelha

Stoker/Grate System Overview						
Stoker Type	Grate Type	Fuel	Typical Release Rate*		Steam Capacity	
			1000 Btu/h ft <sup>2</sup> (MW <sub>e</sub> /m <sup>2</sup> )		1000 lb/h (kg/s)	
Underfeed:						
Single retort	—	Coal	425	(1.34)	25	(3.15)
Double retort	—	Coal	425	(1.34)	30	(3.78)
Multiple retort	—	Coal	600	(1.89)	500	(63.0)
Overfeed:						
Mass	Vibrating: water-cooled	Coal	400	(1.26)	125	(15.8)
	Vibrating: water-cooled	Straw	500	(1.58)	320	(40.3)
	Traveling chain	Coal	500	(1.58)	310	(39.1)
	Reciprocating	MSW**	300	(0.95)	350	(44.1)
Spreader	Vibrating: air-cooled	Coal	650	(2.05)	150	(18.9)
		Wood	1100	(3.47)	900	(113.4)
	water-cooled	Wood	1100	(3.47)	900	(113.4)
		Traveling	Coal	750	(2.37)	390
		Wood	1100	(3.47)	550	(69.3)
		RDF***	750	(2.37)	400	(50.4)

\* Specific fuel characteristics and firing arrangements may allow higher heat release rates.  
 \*\* Municipal solid waste  
 \*\*\* Refuse-derived fuel

Fonte: Kitto, 2005

A largura da grelha é definida pela razão entre a área da grelha e o comprimento da grelha, conforme equação 2.3.

$$L_g = \frac{A_g}{C_g} \quad (2.3)$$

Onde  $L_g$  é a largura da grelha e  $C_g$  é o comprimento da grelha.

### 2.3.2. Câmara de combustão

A câmara de combustão é definida como o volume onde se deve extinguir toda a matéria combustível antes dos produtos da combustão atingirem e penetrarem no feixe de absorção do calor por convecção. A câmara de combustão pode ser constituída pela própria alvenaria refratária, ou revestimento de tubos (parede de água), ou integralmente irradiada (Pera, 1990).

Bazzo (1995) cita que o volume da fornalha ou câmara de combustão deve ser escolhido com um cuidado especial, pois volumes muito menores que o necessário não permitem a combustão completa e acabam por causar contato entre chama e tubos, e volumes muito maiores causam redução da temperatura na fornalha, o que também resulta em uma combustão ineficiente.

O parâmetro comumente utilizado para dimensionamento da câmara de combustão é a carga térmica volumétrica da fornalha ( $FHRR$  – furnace heat release rate), que é definida pela razão entre a energia bruta do processo de combustão ( $\dot{Q}_{comb}$ ) e o volume da fornalha ( $V_f$ ), conforme equação 2.4.

$$FHRR = \frac{\dot{Q}_{comb}}{V_f} \quad (2.4)$$

A tabela 3 é uma orientação de Bazzo (1995). Entretanto, valores diferentes ainda podem ser utilizados, baseados na experiência de outros projetistas e fabricantes.

Tabela 3: Carga térmica volumétrica

<b>Cargas térmicas volumétricas indicadas por algumas fornalhas em operação e adaptadas com paredes da água (kw/m³)</b>							
	0	200	400	600	800	1000	1200
<b>Queima de óleo ou gás</b>							
Caldeiras aquatubular	XXXXXXXXXXXXXX						
Caldeiras flamo tubulares	XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX						
<b>Queima de carvão</b>							
Pulverizado (fundo seco)	XXXXXX						
Em grelhas móveis	XXXX						
<b>Queima de lenha</b>							
Em grelha inclinada	XXXXXXX						
Em grelhas móveis	XXXXXXXXXXXXXX						

Fonte: Bazzo, 1995 com adaptação do autor

A partir da área da grelha, calculada acima, e do volume da fornalha, existem parâmetros suficientes para calcular a altura necessária na câmara de combustão, conforme equação 2.5. (Bazzo, 1995).

$$H_f = \frac{V_f}{A_g} \quad (2.5)$$

Onde  $H_f$  é a altura da fornalha.

Para concluir o levantamento das medidas básicas da fornalha, resta escolher a medida da largura ou do comprimento, para calcular à medida que falta, conforme equação 2.6. Na prática, a escolha de uma dessas medidas deve ser feita com base em limitações de espaço, ergonomia, formato do combustível e detalhes construtivos do equipamento. (Bazzo, 1995).

$$C_f = \frac{A_g}{L_f} \quad (2.6)$$

Onde  $Cf$  é o comprimento da fornalha e  $Lf$  a largura da fornalha.

## 2.4. COMBUSTÍVEIS

Há várias definições para combustível. Para Bazzo (1995), toda substância capaz de reagir com o oxigênio e liberar energia térmica é identificada como combustível sólido. Petróleo e carvão fóssil são exemplos de combustíveis naturais. Derivados de petróleo, coque e carvão vegetal são exemplos de combustíveis artificiais. Já Pera, (1990), define combustível como toda substância, natural ou artificial, no estado, sólido, líquido ou gasoso, capaz de reagir com o oxigênio do ar, mediante escorvamento, liberando energia calórica e luminosa. Escapam dessa definição os combustíveis nucleares.

Para calcular a quantidade de combustível, pode-se utilizar a equação 2.7:

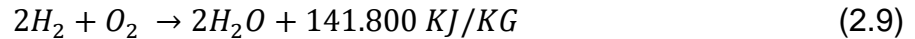
$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{bruto}}{PCI} \quad (2.7)$$

onde,  $\dot{m}_{comb}$  representa a vazão mássica de combustível,  $\dot{Q}_{bruto}$  representa a quantidade de energia bruta necessária para caldeira e  $PCI$  representa o poder calorífico inferior.

Na queima de combustíveis sólidos e líquidos, a energia é liberada pelas reações químicas com carbono, hidrogênio e com o enxofre. Abaixo o produto dessas reações representados nas equações 2.8, 2.9 e 2.10 (Bazzo, 1995).



Onde  $C$  é identificado como carbono,  $O_2$  como oxigênio e o  $CO_2$  é o dióxido de carbono, produto desta combustão.



Onde  $H_2$  é identificado como hidrogênio e  $H_2O$  como água.



Onde  $S$  é enxofre e  $SO_2$  é o dióxido de enxofre.

Para calcular o PCS, definiu-se por aproximação a equação 2.11:

$$PCS = 33900 C + 141800 \left( H - \frac{O}{8} \right) + 9200 S \quad (2.11)$$

Onde  $PCS$  representa o poder calorífico superior,  $C$  representa o teor de carbono do combustível,  $H$  representa o teor de hidrogênio,  $O$  o teor de oxigênio e  $S$  o teor de enxofre.

O cálculo do PCI pode ser aproximado pela equação 2.12, dependendo unicamente da presença de umidade nos gases de combustão, e o calor latente de evaporação:

$$PCI = PCS - 2440 * (9H + w) \quad (2.12)$$

Onde  $PCI$  é o poder calorífico inferior e  $w$  o teor de cinzas da queima do combustível.

Para o dimensionamento térmico se utiliza o PCU do combustível, que é o poder calorífico útil, considerando a umidade do mesmo, encontrado através da equação 2.13.

$$PCU = PCI \cdot \left[ \frac{(100 - u)}{100} \right] - 6 \cdot H \quad (2.13)$$

Onde  $PCU$  é o poder calorífico útil e  $U$  a umidade do combustível.

Os combustíveis podem ser classificados como não-renováveis (fósseis) ou renováveis.

Os combustíveis fósseis são provenientes da decomposição de vegetais e animais, que, por consequência do tempo somados às condições de pressão, temperatura e ação de microrganismos, ficaram soterrados em camadas da crosta terrestre, formados ao longo de milhares de anos, dando origem a compostos ricos em carbono, como o petróleo, carvão mineral e gás natural (FOGAÇA, 2020). Os combustíveis fósseis ainda apresentam destaque na natureza, representam 75% de busca na demanda energética mundial utilizada em veículos, indústrias e residências (FOGAÇA, 2020). Os principais combustíveis fósseis são o carvão mineral, petróleo e gás natural.

Devido à crescente demanda de energia mundial e forte pressão sobre os malefícios causados por combustíveis fósseis é necessário que as nações invistam em pesquisa para aplicação de novos combustíveis. Essas opções de combustíveis renováveis são consideradas ambientalmente corretas tendo em vista que podem ser repostas no futuro. Como exemplo de combustíveis renováveis temos a biomassa, os biocombustíveis e o hidrogênio verde. O Brasil, devido ao clima e extensão territorial, possui um grande potencial para fortalecer a matriz energética de biomassa.

## 2.5. BIOMASSA

Segundo o Ministério do Meio Ambiente - MMA (2010) pode ser considerado biomassa todo recurso renovável que provêm de matéria orgânica - de origem vegetal ou animal - tendo por objetivo principal a produção de energia.

A biomassa abrange a matéria vegetal criada pela fotossíntese e seus derivados, tais como resíduos florestais e agrícolas, a matéria animal e a matéria orgânica contida em resíduos domésticos urbanos (LORA, 1997).

Dentre as principais características físico-químicas que se deve ter conhecimento dos combustíveis para uso energético estão: a densidade, a umidade, o poder calorífico, a composição imediata (materiais voláteis, cinzas e carbono fixo) e as composições químicas elementares e moleculares. Essas análises são essenciais para os processos de combustão e para determinar o potencial energético da biomassa lignocelulósicos (EICHLER et al., 2015; PROTASIO, 2014).

A tabela 4 a seguir demonstra a composição química de algumas biomassas encontradas no Brasil. Em seguida temos a figura 11 que mostra as principais biomassas em cada uma das regiões do Brasil.

Tabela 4: Composição química de algumas biomassas

Espécie	C	H	N	S	O	Cinzas
Casca de arroz	38,24	4,4	0,8	0,06	35,5	21
Pinheiro	59	7,2	-	-	32,7	1,1
Caroço de açaí	46	6	0,8	-	46	1,2

Fonte: Biomassa BR (2014) com adaptação do autor

Figura 11: Mapa com as principais biomassas por região no Brasil



Fonte: Biomassa BR (2014)

Como pode ser visto, o Brasil possui uma grande variedade de tipos de biomassa. Neste trabalho iremos abordar o caroço de açaí, para geração de energia térmica.

Principal subproduto da indústria de processamento do açaí, o caroço é uma semente oleaginosa formada por um endosperma sólido ligado a um tegumento que, na maturidade, é rico em celulose (33%), hemicelulose (32%) e lignina (23%),



características que fazem desta biomassa uma importante fonte para produção de energia (COSTA et al., 2020).

Os valores médios da densidade básica do caroço do açaí logo após processamento em batedeira variaram de 0,75 g/cm<sup>3</sup> a 0,81 g/cm<sup>3</sup> (BUFALINO et al., 2018).

Segundo estudo realizado por Arede et al. (2020), com caroços de açaí coletados sob diferentes condições, após a despolpa, o resíduo apresentou elevada umidade, mas a estocagem resulta em secagem natural, reduzindo esta propriedade para até 12%. Para esse estudo será considerado um caroço de açaí com 20% de umidade.

Segundo Nones (2014), o caroço de açaí apresenta um teor de cinzas de 1,42%, um valor considerado baixo quando comparado a outros tipos de biomassa.

Para caroços de açaí coletados sob diferentes condições, Arede et. al. (2020) encontraram valores para a composição química imediata que variaram entre 60% e 70% para materiais voláteis, 38% e 28% para carbono fixo e 1,24% a 1,61% para os teores de cinzas.

Para caroços de açaí recém processados, Arede et al. (2020) encontraram valores de poder calorífico superior de aproximadamente 23 MJ / Kg (5493,46 kcal / kg).

## 2.6. COMBUSTÃO NA CALDEIRA

O fenômeno conhecido como combustão, sob o ponto de vista químico, é definido apenas com a aplicação das regras de reação, entre os elementos combustíveis e do comburente. Resumindo, se entende por combustão, um processo veloz, com notável desenvolvimento de calor que se verifica em fase gasosa ou heterogênea, entre os produtos combustíveis e o comburente oxigênio (Pera, 1990).

A energia necessária para a geração de vapor é definida pela primeira lei da termodinâmica conforme equação 2.14:

$$Q_{req} = Cp . m . (hl - hv) \quad (2.14)$$

Onde  $Q_{req}$  é a energia necessária por hora,  $Cp$  é o calor específico do fluido a pressão constante,  $m$  é a vazão mássica de água a ser aquecida,  $hl$  a entalpia da água de alimentação e  $hv$  a entalpia do vapor saturado na pressão de saída da caldeira.

Como todo processo de geração de energia, a produção de vapor também tem perdas. Devido às perdas de energia com cinzas, gases exalados pela chaminé, calor perdido, entradas de ar falso deve-se considerar um excesso de energia para compensar essas perdas. Para calcular a energia real necessária na fornalha deve-se saber a eficiência da caldeira, que normalmente trabalha entre 70 a 85% nos modelos mais eficientes (Bazzo, 1995). Para calcular a energia real na fornalha usa-se a equação 2.15.

$$Q_{real} = \frac{Q_{req}}{n} \quad (2.15)$$

Onde  $Q_{real}$  é a energia necessária real e  $n$  a eficiência desejada do equipamento.

Segundo Bazzo (1995), para uma combustão ideal é necessário que se tenha:

- Suprimento de ar adequado
- Mistura ar / combustível
- Temperaturas compatíveis
- Tempo suficiente de combustão

A quantidade de ar está intimamente ligada ao tipo de combustível. Na prática, todo equipamento que trabalha com combustão necessita um excesso de ar para uma combustão completa, tendo em vista que quanto maior o excesso de ar menor será o rendimento da caldeira (Bazzo, 1995).

Para o cálculo da quantidade estequiométrica de ar na combustão temos a equação 2.16.

$$\dot{m}_{ar} = 138,2 \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (2.16)$$

Onde  $\dot{m}_{ar}$  é a massa de ar estequiométrica para a combustão.

Tecnicamente é impossível assegurar uma combustão completa sem excesso de ar. O tipo do combustível e construção do conjunto grelha e fornalha interfere diretamente na quantidade de excesso de ar necessária para a combustão ótima (Pera, 1990). Abaixo a tabela 5 mostra valores experimentais de excesso de ar típicos.

Tabela 5: Valores experimentais de fator de excesso de ar

<b>Combustível</b>	<b>Fornalha</b>	<b>Excesso de ar</b>
Carvão britado	Grelhas rotativas ar forçado	1,15 - 1,5
Carvão britado	Grelhas planas ar natural	1,50 - 1,65
Carvão moído	Ciclônica	1,10 - 1,15
Carvão pulverizado	Integralmente irradiada	1,15 - 1,20
Óleo combustível	Queimador de óleo de baixa pressão de ar	1,30 - 1,40
Óleo combustível	Queimador de pulverização mecânica	1,20 - 1,25
Óleo combustível	Queimador de pulverização mecânica com vapor auxiliar	1,05 - 1,15
Lenha	Grelha plana, ar natural	1,40 - 1,50
	Grelha plana, ar forçado	1,30 - 1,35
Bagaço de cana	Grelha inclinada	1,40 - 1,50
	Fornalha celular	1,25 - 1,30
Gás de refinaria	Queimador com registro	1,05 - 1,10
Licor preto	Fornalha de recuperação	1,05 - 1,07

Fonte 2: Pera, 1990, adaptado pelo autor.

Uma aproximação para o cálculo de excesso de ar é definida pela equação 2.17 abaixo (Bazzo, 1995).

$$e = \frac{21}{21 - \%O_2} \quad (2.17)$$

Onde  $e$  é o coeficiente de excesso de ar,  $\%O_2$  é o percentual de oxigênio desejado na combustão.

Embora o excesso de ar seja necessário para a combustão, valores acima do tecnicamente admissível trazem malefícios à eficiência da caldeira tendo em vista que representam perdas pelo calor sensível contido neste volume de ar em excesso (Pera, 1990).

O tempo de permanência da partícula de combustível no interior de uma fornalha deve ser suficiente para garantir a queima completa e vai depender do suprimento de ar e temperatura de combustão (Bazzo, 1995).

A temperatura de combustão depende do tipo de combustível e projeto da câmara de combustão. Embora os materiais empregados no equipamento ou temperatura de fusão das cinzas, temperaturas elevadas favorecem a ignição, permitindo manter bem aquecido os núcleos de carbono até sua queima completa. Maiores temperaturas são possíveis de obter pelo pré-aquecimento do ar de combustão ou utilização de oxigênio puro (Bazzo, 1995).

Segundo Bridgwater e D. G. B. P (2013), a temperatura da chama na queima de biomassa varia de 800°C a 1200°C.

Outro fator importante para uma combustão perfeita é a distribuição do ar de combustão na caldeira, sendo dividido entre o ar primário, secundário e em alguns casos terciário. O ar primário é forçado a passar entre a camada de combustível. O ar secundário e terciário é responsável pela queima de material combustível em estado gasoso que ainda não entrou em combustão (Pera, 1990).

A presença de monóxido de carbono significa uma combustão ineficiente. Isso é consequência direta de temperatura baixa no interior da câmara de combustão, insuficiência de ar ou operação inadequada do equipamento.

A massa de gases gerado na combustão pode ser aproximado pela equação 2.18 abaixo (Pera, 1990):

$$\dot{m}_g = 44 \cdot \frac{c}{12} + 9 \left( h + \frac{u}{9} \right) + 64 \cdot \frac{s}{32} + 0,7685 \cdot \dot{m}_{ar} \quad (2.18)$$

Onde  $\dot{m}_{gases}$  é a massa de gases gerada.

Para os cálculos de volume de gases gerados vamos utilizar a equação de gás ideal, representada pela equação 2.19. Essa equação pode ser utilizada para gases de baixa densidade, pressões baixas e temperaturas altas (Çengel, 2012).

$$\rho = \frac{P \cdot M}{R \cdot T} \quad (2.19)$$

Onde  $\rho$  é a densidade,  $P$  a pressão,  $M$  a massa molar do gás,  $R$  a constante de gás ideal e  $T$  a temperatura em Kelvin.

## 2.7. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Calor é definido como uma forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles (ÇENGEL, 2012). Segundo Pera (1990), transferência de calor ocorre somente quando a diferença de temperatura entre dois corpos.

O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação. Todos os modos de transferência de calor exigem a existência da diferença de temperatura e todos ocorrem da maior para a menor temperatura (Çengel, 2012).

O cálculo dos coeficientes de transferência de calor são extremamente complexos e envolvem diversas variáveis como veremos mais a diante. Para facilitar os cálculos podemos usar valores empíricos e globais que envolvem os 3 modos de transferência de calor citados anteriormente. Luft (2017), calculou o coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos de uma caldeira flama tubular e o resultado foi de 46,6 W/m<sup>2</sup>.K. Rein (2007), realizou o cálculo do coeficiente global de troca térmica no pré-aquecedor de ar o resultado obtido foi de 22,5 W/m<sup>2</sup>.K.

A energia absorvida em determinado ponto pode ser calculada utilizando as equações 2.20.

$$\dot{Q} = \dot{m}_g * C_p * (T_{out} - T_{in}) \quad (2.20)$$

Onde  $T_{out}$  é a temperatura da saída e  $T_{in}$  a temperatura de entrada.

Para calcular a área de troca térmica pode-se utilizar a equação 2.21.

$$\dot{Q} = U * A_s * (\Delta T_{lm}) \quad (2.21)$$

Onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A_s$  a área da superfície de troca térmica e  $\Delta T_{lm}$  a diferença da temperatura média logarítmica entre o fluido e parede.  $\Delta T_{lm}$  é calculado conforme equação 2.22.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.22)$$

Onde  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  é a diferença de temperatura na entrada e saída dos fluidos no trocador de calor.  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são calculados pelas equações 2.23 e 2.24 respectivamente representadas abaixo.

$$\Delta T_1 = Th_{,ent} - Tc_{,sai} \quad (2.23)$$

$$\Delta T_2 = Th_{,sai} - Tc_{,ent} \quad (2.24)$$

Onde  $Th_{,ent}$  é a temperatura quente na entrada do trocador de calor.  $Tc_{,sai}$  é a temperatura fria na saída do trocador de calor.  $Th_{,sai}$  é a temperatura quente na saída do trocador de calor e  $Tc_{,ent}$  é a temperatura fria na saída do trocador de calor.

### 3. PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

O presente trabalho foi iniciado com pesquisa ampla nas literaturas existentes e conceituadas sobre o tema, contextualizando todos os itens envolvidos para o dimensionamento de uma caldeira. A pesquisa como mencionada acima foi em caráter teórico baseado em formulações e métodos consagrados na bibliografia, com todo o rigorismo dimensional. Devido ser um equipamento de grande porte é inviável sua fabricação para testes, portanto focaremos apenas em estudos teóricos. A criação de maquetes em escala reduzida também não foi optada tendo em vista necessidade de mão de obra especializada para a fabricação, como soldadores por exemplo, além de ensaios necessários que inviabilizariam a sua construção, mesmo em miniatura.

Inicialmente define-se as características necessárias da caldeira, que são dados de entrada, sendo os seguintes dados:

- Pressão de operação.
- Vazão de vapor.
- Eficiência desejada.
- Percentual de retorno de condensado.
- Temperatura do retorno de condensado.
- Temperatura da água de alimentação.
- Determinar a temperatura desejada em cada ponto da caldeira e calcular a energia cedida em cada um dos pontos. Para isso, foi considerado a temperatura dos gases na fornalha de 850°C e 150°C na saída da chaminé.

Posteriormente foi utilizado as informações do combustível utilizado. Para um dimensionamento real, o ideal seria realizar uma análise química e física do combustível para conhecer sua composição química, umidade e granulometria. Para esse estudo, como não temos uma amostra do combustível proposto, foram utilizados dados de composição química da literatura e uma umidade suposta de 20%. A granulometria não foi considerada para este trabalho. Com as informações de composição química e umidade é realizado o cálculo da energia que esse combustível proporcionará para a caldeira, sendo o PCS, PCI e PCU.

Em seguida seguimos com os cálculos térmicos, definindo a energia necessária na caldeira para a geração de vapor constante e a quantidade de combustível

necessária por hora na produção da capacidade nominal do equipamento. Continuando com os cálculos, foi necessário determinar as razões ar-combustível e gás combustível do processo de combustão e assim as vazões de ar e gás de combustão gerada. Para esses cálculos foi utilizado equações de estequiometria da literatura e foi utilizado também o software Vulcano versão 2.5 para se certificar dos valores calculados.

Por fim, chegamos na parte de dimensionamento das áreas de troca térmica do equipamento. Esta parte será feita em três etapas:

- Dimensionamento da área aquatubular da caldeira (fornalha) que envolve dados como tamanho de grelha e volume de fornalha, considerando uma possível área disponível para implementação do projeto.
- Dimensionamento da área flamo tubular aplicando conceitos de transferência de calor.
- Dimensionamento da área de troca térmica do pré aquecedor de ar.

Todos os cálculos foram desenvolvidos numa planilha no Microsoft Excel onde foi aplicado todo o equacionamento. A planilha foi alimentada apenas com os dados de entrada de capacidade da caldeira e características do combustível e assim, foi obtido o dimensionamento da caldeira. Embora essa planilha foi desenvolvida para um modelo específico, ela pode ser aplicada para outros equipamentos de configuração similar.

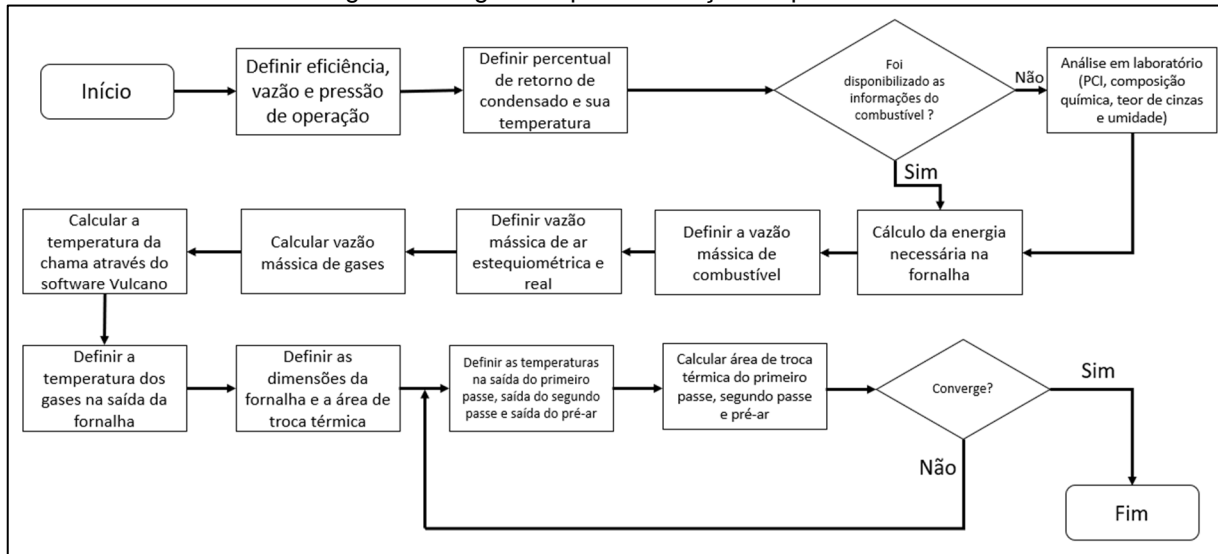
Foi criado também um fluxograma para apresentar os resultados dos cálculos termodinâmicos e transferência de calor no software Microsoft Power Point.

Os dados de entrada para o dimensionamento serão coletados de forma secundária, como livros, artigos, documentos de organizações (regulamentos, projetos, manuais).

Para resumir tudo o que foi descrito acima, a figura 12 a seguir apresenta em forma de fluxograma de blocos a metodologia para o dimensionamento térmico da caldeira.



Figura 12: Algoritmo para resolução do problema



Fonte: O autor

#### 4. RESULTADOS

Neste capítulo será apresentado os resultados do de dimensionamento térmico de uma caldeira mista de 50 t/h, 25 bar(g) de pressão tendo como combustível o caroço de açáí.

Além dos resultados que serão apresentados a seguir, temos uma planilha para dimensionamento térmico de caldeiras similares ao modelo deste estudo, sendo que podemos utiliza-la para dimensionamentos futuros de caldeiras com características parecidas a deste estudo.

O primeiro passo para o dimensionamento da caldeira foi analisar as características do combustível. Os dados para esse cálculo são extraídos da tabela 4 e utilizando das equações, 2.11, 2.12 e 2.13, chegando nos seguintes resultados conforme tabela 6.

Tabela 6: Resultado dos poderes caloríficos

Variável	Símbolo	Valor	Valor
Poder Calorifico Superior (Base Seca)	PCS	15.948,50 kJ / kg	3.811,78 kcal/kg
Poder calorifico inferior (Base Seca)	PCI	14.865,14 kJ / kg	3.552,85 kcal/kg
Umidade do combustível (20%)	<i>u</i>	20,00 %	-
Poder calorifico útil	PCU	11.892,11 kJ / kg	2.842,28 kcal/kg

Fonte: O autor

Posteriormente foi calculado a vazão mássica da água de reposição (make-up), considerando um retorno de condensado de 50%, seguido da entalpia da água de alimentação, utilizando da equação 4.1 abaixo, onde  $m_1$  é a massa da água de reposição,  $h_1$  é a entalpia da água de reposição,  $m_2$  é a massa de retorno de condensado,  $h_2$  a entalpia do retorno de condensado (a 95°C),  $m_3$  é a massa de água de alimentação e  $h_3$  a entalpia da água de alimentação. As informações e resultados estão representados na tabela 7.

$$m_1 * h_1 + m_2 * h_2 = m_3 * h_3 \quad (4.1)$$

Tabela 7: Resultados calculos da água de alimentação

Variável	Símbolo	Valor	Valor
Massa de vapor = massa de água	$m_3$	50.000 kg/h	
Percentual do retorno de condensado	%rc	50,0 %	
Percentual água de reposição	%ar	50,0 %	
Massa de água de reposição	$m_1$	25.000 kg/h	
Massa de retorno de condensado	$m_2$	25.000 kg/h	
Entalpia da água de reposição (25°C)	$h_1$	104,83 kJ/kg	25,05 kcal / kg
Entalpia do retorno de condensado (95°C)	$h_2$	398,09 kJ/kg	95,14 kcal / kg
Entalpia da água de alimentação (60°C)	$h_3$	251,46 kJ/kg	60,10 kcal / kg

Fonte: O autor

Com as informações do combustível e água de alimentação foi possível calcular a energia teórica necessária na caldeira utilizando a equação 2.14 e a energia real utilizando a equação 2.15 considerando a eficiência proposta para geração de vapor. Os resultados estão apresentados na tabela 8. A entalpia do vapor foi coletada na tabela A-5 do Çengel através de interpolação linear.

Tabela 8: Resultados da energia necessária na fornalha

Variável	Símbolo	Valor	Valor
Entalpia do vapor a 221,79°C	$h_v$	2.800,1 kJ / kg	669,24 kcal/kg
Energia teórica necessária na fornalha	$\bar{Q}_{req}$	127.432.051,9 kJ / h	30.456.991,37 kcal/h
Eficiência desejada	$\epsilon$	85,0%	
Energia necessária na fornalha real	$\bar{Q}_{real}$	149.920.061,1 (kJ / h)	35.831.754,57 kcal/h

Fonte: O autor

Na sequência foi calculado o consumo de combustível que a caldeira terá em operação. Utilizando a equação número 2.7, obtivemos o resultado mostrado na tabela 9. *Obs.* foi utilizado o PCU para o cálculo, conforme resultado da tabela 6.

Tabela 9: Resultado do consumo de combustível da caldeira

Variável	Símbolo	Valor
Quantidade de combustível por hora	$\dot{m}_{comb}$	12.606,68 kg / h

Fonte: O autor

Com este valor obtidos, chegamos a um valor de 3,97kg de vapor por kg de combustível. Este parâmetro é chamado razão vapor/combustível, obtido através da divisão da produção de vapor por consumo de combustível.

Seguindo com os cálculos, foi calculado a vazão mássica de ar real pela equação 2.16. Para isso, foi utilizado o coeficiente de excesso de ar (equação 2.17) e a razão ar-combustível real, sendo o produto da massa de ar estequiométrica e o fator de excesso de ar. Os resultados estão apresentados na tabela 10.

Tabela 10: Resultados de vazão mássica de ar

Variável	Símbolo	Valor
Massa de ar necessária (estequiométrico)	$\dot{m}_{are}$	4,31 kg / kg comb.
Massa de ar total (estequiométrico)	$\dot{m}_{are}$	54.299,92 kg / h
O <sub>2</sub> desejado na chaminé	%O <sub>2</sub>	6,00 %
Fator de excesso de ar	$e$	1,40
Massa de ar real considerando o excesso de ar	$\dot{m}_{arr}$	6,03 kg / kg comb.
Massa de ar por kg de combustível	$\dot{m}_{arr}$	76.019,88 kg / h

Fonte: O autor

Outro número importante para o dimensionamento da caldeira é a vazão mássica dos gases de combustão. Esse valor pode ser encontrado através da equação 2.18 e será utilizado para os cálculos de transmissão de calor posteriormente. Os resultados estão expressos na tabela 11.

Tabela 11: Resultados cálculos da massa de gás gerada

Variável	Símbolo	Valor
Massa de gases	$\dot{m}_{gases}$	6,87 kg gás / kg comb.
Massa de gases totais	$\dot{m}_{gt}$	86.643,44 kg / h

Fonte: O autor

Introduzindo a composição química do combustível, através do software Vulcano versão 2.5, podemos obter a composição química dos gases de combustão, conforme figura 13.

Figura 13: Composição dos gases de combustão

Composição		
Composição (% molar)	Gases Secos	Gases Úmidos
CO <sub>2</sub>	14,76 %	12,38 %
H <sub>2</sub> O	---	16,13 %
SO <sub>2</sub>	0,00 %	0,00 %
O <sub>2</sub>	5,98 %	5,02 %
N <sub>2</sub>	79,26 %	66,47 %

Fonte: Vulcano, adaptado pelo autor

Fazendo o produto entre a vazão mássica de gases e o percentual na mistura podemos obter a vazão mássica de cada um dos gases produtos da combustão, conforme tabela 12. A massa molar dos gases foi extraída da tabela A-1 do Çengel.

Tabela 12: Resultados cálculos vazão mássica de cada gás

Variável	Símbolo	Valor
Vazão mássica CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_{CO_2}$	12.788,57 kg / h
Vazão mássica O <sub>2</sub>	$\dot{m}_{O_2}$	5.181,28 kg / h
Vazão mássica N <sub>2</sub>	$\dot{m}_{N_2}$	68.673,59 kg / h

Fonte: O autor

Aplicando a equação de gás ideal (equação 2.19) em conjunto com as informações da Tabela A-1, Çengel, temos a densidade de cada um dos gases, conforme tabela 13 que será utilizada para calcular o volume total de gases gerados

na fornalha. Obs. Foi considerado os gases na fornalha com 850°C, conforme literatura.

Tabela 13: Densidade de cada um dos gases

Variável	Símbolo	Valor
Densidade CO <sub>2</sub>	$\rho_{CO_2}$	0,4776 kg/m <sup>3</sup>
Densidade O <sub>2</sub>	$\rho_{O_2}$	0,3472 kg/m <sup>3</sup>
Densidade N <sub>2</sub>	$\rho_{N_2}$	0,3038 kg/m <sup>3</sup>

Fonte: O autor

Fazendo o inverso da densidade de cada um dos gases, temos o volume específico. O produto do volume específico dos gases com a vazão mássica do gás temos o volume de cada um dos gases. Somando o volume de cada um dos gases temos o volume total de gases gerados na fornalha. O resultado desses cálculos está expresso na tabela 14.

Tabela 14: Volume dos gases gerado

Variável	Símbolo	Valor
Volume específico CO <sub>2</sub>	$\vartheta_{CO_2}$	2,094 m <sup>3</sup> /kg
Volume específico O <sub>2</sub>	$\vartheta_{O_2}$	2,880 m <sup>3</sup> /kg
Volume específico N <sub>2</sub>	$\vartheta_{N_2}$	3,291 m <sup>3</sup> /kg
Volume CO <sub>2</sub>	$\vartheta_{CO_2}$	26.779,46 m <sup>3</sup> /h
Volume O <sub>2</sub>	$\vartheta_{O_2}$	36.830,13 m <sup>3</sup> /h
Volume N <sub>2</sub>	$\vartheta_{N_2}$	42.091,57 m <sup>3</sup> /h
Volume total de gases	$\vartheta$	105.701,16 m <sup>3</sup> /h

Fonte: O autor

Então, no próximo passo, foi calculado as dimensões da grelha. Foi considerado uma grelha não ligada ao circuito de água da caldeira. Então, não foi considerada a área de troca térmica da grelha nos cálculos. Conforme informações da tabela 1 (considerando uma taxa de carregamento de 300 kg/m<sup>2</sup>) e aplicando na equação 2.1 calculou-se a área da grelha. Utilizando a equação 2.2 temos a taxa de liberação de energia da grelha. O comprimento da grelha foi definido como 10 metros.

Por fim, foi aplicada a equação 2.3 para determinar a largura da grelha. Os resultados das dimensões da grelha estão na tabela 15.

Tabela 15: Dimensões da grelha

Variável	Símbolo	Valor
Taxa de carregamento da grelha	$T_{xc}$	300 kg/m <sup>2</sup> .h
Área da grelha	$A_g$	42,02 m <sup>2</sup>
Taxa de liberação de energia da grelha	$GHRR$	991,01 kJ/m <sup>2</sup>
Comprimento da grelha (Dado de entrada)	$C_g$	10 m
Largura da grelha	$L_g$	4,2 m

Fonte: O autor

O próximo passo foi calcular as dimensões da fornalha. Conforme informações da tabela 3, vamos definir a carga térmica volumétrica ( $FHRR$ ) em 300 kW/m<sup>3</sup>. O volume da fornalha foi definido pela equação 2.4 e a altura da fornalha pela equação 2.5. O comprimento e largura da fornalha vamos considerar o mesmo que o comprimento da largura e comprimento da grelha, dados da tabela 15 descrita anteriormente. Os resultados das dimensões da fornalha estão apresentados na tabela 16.

Tabela 16: Dimensões da fornalha

Variável	Símbolo	Valor
Volume da fornalha	$V_f$	495,50 m <sup>3</sup>
Altura da fornalha	$H_f$	11,79 m
Comprimento da fornalha	$C_f$	10 m
Largura da fornalha	$L_f$	4,20 m

Fonte: O autor

Com as informações da tabela anterior podemos definir a área das paredes da fornalha, sendo a primeira área de troca térmica ( $A_{tcf}$ ) a ser definida. Para isso criamos a equação 4.2, relacionando as dimensões das duas paredes laterais, parede frontal e traseira e teto (sendo esse considerado a área da grelha). Esta área de troca térmica é a área de troca térmica na parte aquatubular da caldeira (fornalha).

$$A_{tcf} = 2 * Hf * Cf + 2 * Hf * Lf + Lg * Cg \quad (4.2)$$

Substituindo a equação anterior (4.2) temos o seguinte resultado de área de troca térmica da fornalha na tabela 17.

Tabela 17: Área de troca térmica da fornalha (parte aquatubular)

Variável	Símbolo	Valor
Área de troca térmica na fornalha (aquatubular)	$A_{tcf}$	329,4 m <sup>2</sup>

Fonte: O autor

Dando sequência, foi calculado a energia absorvida nos demais pontos da caldeira. Para facilitar, dividimos em 3 áreas de troca térmica, sendo primeiro passe, segundo passe e pré-aquecedor de ar. Iniciaremos calculando a energia absorvida na fornalha, utilizando a equação 2.20 e dados da tabela 11, informações do Vulcano e temperaturas de saída dos gases da fornalha conforme literatura. Os resultados e os dados utilizados estão na tabela 18.

Tabela 18: Energia absorvida na fornalha

Variável	Símbolo	Valor	Valor
Calor específico dos gases na fornalha (Vulcano)	$Cp$	1,33 kJ/kg.K	0,318 kcal/kg.K
Temperatura da chama (Vulcano)	$Tc$	1.555,30 K	1282,15 °C
Temperatura na parede (Temperatura do vapor saturado + 10°C)	$Tp$	504,94 K	231,79 °C
Energia absorvida na fornalha	$\bar{Q}$	49.799.137,99 kJ/h	11.902.279,6 kcal/h
Energia disponível na entrada do tambor de vapor	$\bar{Q}$	100.120.923,08 kJ	23.929.474,92 kcal/h
Percentual de energia absorvido na fornalha	% $\bar{Q}$	33,22% %	

Fonte: O autor



Dando continuidade, foi aplicado o coeficiente global de transferência de calor na fornalha, calculado conforme dados da tabela 19, relacionando as equações 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24.

Tabela 19: Coeficiente global de transferência de calor na fornalha

Variável	Símbolo	Valor	Valor
$T_{h,ent}$ (Temperatura da chama)	$T_{h,ent}$	1.555,30 K	1282,15 °C
$T_{h,sai}$ (Temperatura dos gases na saída da fornalha)	$T_{h,sai}$	1.123,15 K	850 °C
$T_c$ ent e $T_c$ , Sai (Temperatura da parede)	$T_c$	504,94 K	231,79 °C
$\Delta T_1$	$\Delta T_1$	1.050,36 K	1.050,36 °C
$\Delta T_2$	$\Delta T_2$	618,21 K	618,21 °C
$\Delta T_{lm}$ na fornalha	$\Delta T_{lm}$	815,29 K	815,29 °C
Coeficiente global de transferência de calor na fornalha	$U$	51,51 W/m <sup>2</sup> . K	

Fonte: O autor

Em seguida foi calculado a transferência de calor no primeiro passe, conforme equação 2.20. Como resultado foi obtido a área de troca térmica conforme equações 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24. A tabela 20 tem os dados e resultados dos cálculos.

Tabela 20: Transferência de calor no segundo passe

Variável	Símbolo	Valor	UM
Temperatura de saída do primeiro passe (400°C)	T	673,15 K	400 °C
$T_{h,ent}$ (Temperatura dos gases na entrada do primeiro passe)	$T_{h,ent}$	1.123,15 K	850 °C
$T_{h,sai}$ (Temperatura dos gases na saída do primeiro passe)	$T_{h,sai}$	673,15 K	400 °C
$T_c$ ent e $T_c$ , Sai (Temperatura da parede)	$T_c$	504,94 K	231,79 °C
$\Delta T_1$	$\Delta T_1$	618,21 K	618,21 °C
$\Delta T_2$	$\Delta T_2$	168,21 K	168,21 °C
Temperatura média logarítmica no primeiro passe	$\Delta T_{lm}$	345,72 K	345,72 °C
Coeficiente global de transferência de calor no tambor de vapor	$U$	46,62 W/m <sup>2</sup> . K	
Área de troca térmica do primeiro passe	$A$	853,39 m <sup>2</sup>	
Calor específico dos gases no primeiro passe (Vulcano)	$C_p$	1,27 kJ/kg. K	0,30kcal/kg. K
Energia absorvida no primeiro passe	$\bar{Q}$	49.516.723,71kJ	11.834.781,00kcal/h
Energia disponível na saída do primeiro passe	$\bar{Q}$	50.604.199,37	12094693,92 kcal
Percentual de energia absorvido no primeiro passe	% $\bar{Q}$	33,03%	

Fonte: O autor

Após os resultados da área de troca térmica do primeiro passe, um procedimento similar foi utilizado para o segundo passe, conforme equação 2.20. Em seguida calculamos a área de troca térmica conforme equações 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24. A tabela 21 apresenta os resultados obtidos. O coeficiente global de transferência de calor no segundo passe será utilizado 46,62 W/m<sup>2</sup>. K, conforme literatura.

Tabela 21: Resultado da transferência de calor no segundo passe

Variável	Símbolo	Valor	UM
Temperatura de saída do segundo passe (291°C)	T	564,15 K	291 °C
$Th_{ent}$ (Temperatura dos gases na saída do primeiro passe)	$Th_{ent}$	673,15 K	400 °C
$Th_{sai}$ (Temperatura dos gases na saída do segundo passe)	$Th_{sai}$	564,15 K	291 °C
$Tc_{ent}$ e $Tc_{Sai}$ (Temperatura da parede)	$Tc$	504,94 K	231,79 °C
$\Delta T_1$	$\Delta T_1$	168,21 K	168,21 °C
$\Delta T_2$	$\Delta T_2$	59,21 K	59,21 °C
Temperatura média logarítmica no segundo passe	$\Delta T_{lm}$	104,39 K	104,39 °C
Área de troca térmica do segundo passe	A	657,62	m <sup>2</sup>
Calor específico dos gases no segundo passe (Vulcano)	$Cp$	1,22 KJ/kg. K	0,291 Kcal/kg. K
Energia absorvida no segundo passe	Q	11.521.844,13	2.753.786,83 kcal/h
Energia disponível após o segundo passe	Q	39.082.355,24	9.340.907,08 Kcal
Percentual de energia absorvido no segundo passe	% $\bar{Q}$	7,69%	

Fonte: O autor

Por fim, foi calculado a transferência térmica no pré-aquecedor de ar e área de troca térmica necessária, relacionando as equações 2.20, 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24. Os dados e os resultados estão expressos na tabela 22.

Tabela 22: Resultados no pré-ar

Variável	Símbolo	Valor	UM
$Th_{ent}$ (Temperatura dos gases na saída do segundo passe)	$Th_{ent}$	564,15 K	291 °C
$Th_{sai}$ (Temperatura dos gases na saída do pré-ar)	$Th_{sai}$	423,15 K	150 °C
$Tc$ ent e $Tc, Sai$ (média da média entre ar e gases na entrada e saída do pré-ar)	$Tc$	422,15 K	149 °C
$\Delta T_1$	$\Delta T_1$	142,00 K	142 °C
$\Delta T_2$	$\Delta T_2$	1,00 K	1 °C
Temperatura na saída do pré-ar (150°C)	T	423,15 K	423,15 °C
Temperatura do ar primário (130°C)	T	403,15 K	403,15 °C
Temperatura média logarítmica no pré-ar	$\Delta T_{lm}$	413,07 K	413,07 °C
Coeficiente global de transferência de calor no pré ar (literatura)	U	22,50 W/m <sup>2</sup> . K	
Área do pré-ar	A	441,81 m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>
Calor específico dos gases no pré-ar (Vulcano)	$C_p$	1,21 kJ/kg. K	0,29 kcal/kg. K
Energia absorvida no pré-ar	Q	14.782.236,63	3.533.039,35kcal/h
Energia disponível após pré-ar	Q	24.300.118,62	5.807.867,74 kcal/h
Percentual de energia absorvido no pré-ar	%Q	9,86 %	

Fonte: O autor

Os cálculos mostraram que após a troca térmica no pré ar temos uma energia disponível de 24.300.118,62 kJ/h residual. Poderia ser adicionado mais um trocador de calor nesse ponto, como um economizador por exemplo, visando aumento da eficiência da caldeira. Essa possibilidade não é recomendável devido as temperaturas inferiores a 150°C após o pré-ar geram danos ao sistema de tiragem devido a condensação dos gases que geram substâncias corrosivas para esse sistema.

Fazendo a razão da soma das quantidades de energia absorvida na fornalha, tambor de vapor e pré ar com a energia total inserida na fornalha temos a eficiência global da caldeira. Os resultados estão expressos na equação 23.

Tabela 23: Eficiência global da caldeira

Variável	Símbolo	Valor
Eficiência global	$\varepsilon$	83,79%

Fonte: O autor

Por fim, com base nas informações das tabelas 20, 21 e 22 pode-se calcular a quantidade de tubos no primeiro passe, segundo passe e pré-ar. Os dados e resultados estão expressos na tabela 24.

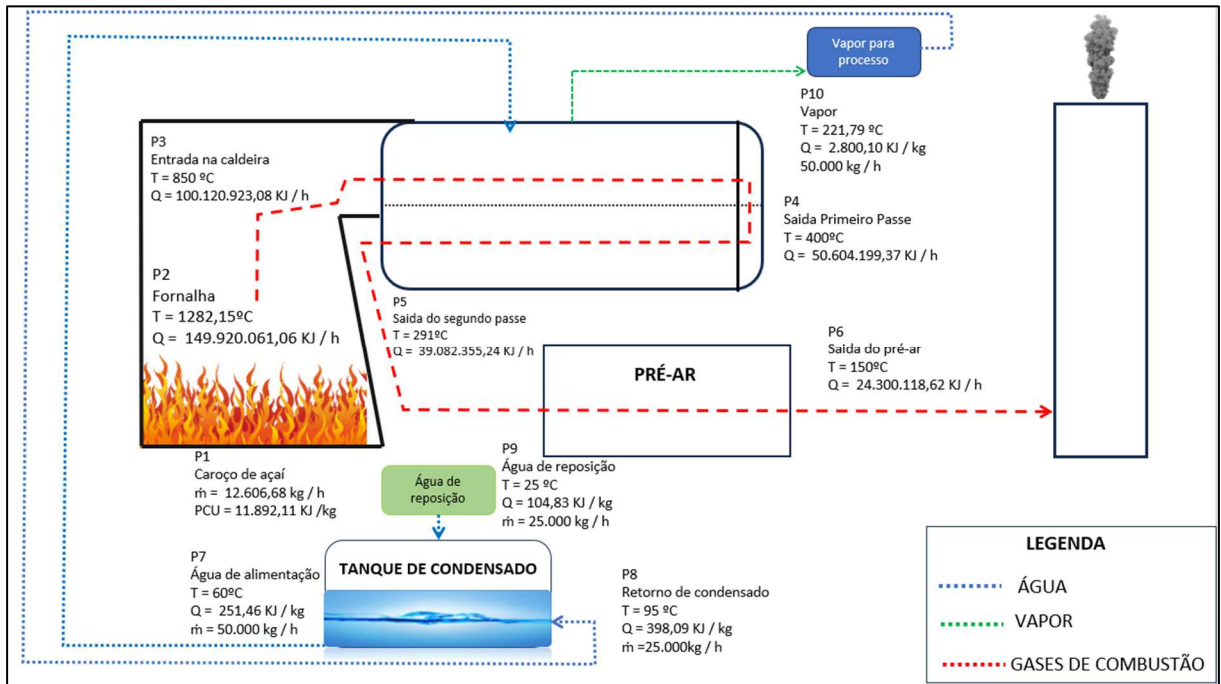
Tabela 24: Quantidade de tubos

Variável	Símbolo	Valor
Comprimento tubo do tambor de vapor	$h$	6,00 m
Raio do tubo (Tubo de 3 polegadas interno + 4mm de parede)	$r$	0,0421 m
Área de cada tubo gerador	$A$	1,598 m <sup>2</sup>
Número de tubos primeiro passe	$Nt$	534 Tubos
Número de tubos segundo passe	$Nt$	411 Tubos
Comprimento de cada tubo do pré ar	$h$	4,00 m
Raio do tubo (Tubo de 3" polegadas interno +2mm de parede)	$r$	0,0401 m
Área de cada tubo pré ar	$A$	1,0179 m <sup>2</sup>
Número de tubos do pré-ar	$Nt$	434 Tubos

Fonte: O autor

A figura 14 demonstra o fluxograma com os dados resumidos dos principais resultados de termodinâmica e transferência de calor, como a energia absorvida em cada um dos pontos e também a energia residual em cada um dos pontos. Esse fluxograma foi desenvolvido através do software Microsoft Power Point.

Figura 14: Fluxograma com os resultados dos cálculos



Fonte: O autor

## 5. CONCLUSÃO E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi realizado o dimensionamento térmico de uma caldeira mista de capacidade de produção de vapor saturado de 50.000 kg/h de vapor a 25 bar(g) de pressão utilizando o caroço de açaí como fonte energética.

O principal objetivo do trabalho foi dimensionar as áreas de troca térmica da caldeira. Tal objetivo foi alcançado com uso de coeficientes de transferência de calor baseado nas literaturas citadas neste trabalho. Para isso, foram realizados todos os cálculos de combustão, como quantidade de ar de combustão necessária, gases gerados, composição dos gases, balanços de massa e energia para no final calcularmos as áreas de troca térmica de fornalha, tambor de vapor e pré-aquecedor de ar.

Os dados utilizados para os cálculos são correlações encontradas em literaturas renomadas na área de projetos de caldeira, chegando em resultados consistentes de área de troca térmica e eficiência global do equipamento. Esse trabalho pode ser dado sequência futuramente realizando os demais cálculos do dimensionamento como cálculos estruturais, dimensionamento de ventiladores e exaustores, dimensionamento de bombas, layout, etc, além de um refinamento dos cálculos térmicos, calculando os coeficientes de troca térmica por condução, convecção e radiação em cada um dos pontos da caldeira.

Os objetivos específicos também foram atingidos, tendo resultados satisfatórios de carga térmica necessária na fornalha, poder calorífico do caroço de açaí, vazão mássica de combustível, vazão mássica de ar estequiométrica e eficiência térmica teórica. Além disso a energia absorvida em cada um dos pontos da caldeira é coerente com a realidade encontrada em projetos já desenvolvidos por fabricantes de caldeiras, tendo assim a possibilidade de os cálculos realizados neste estudo serem aplicados em uma aplicação prática no futuro.

Além disso a planilha de cálculos que foi representada neste trabalho através das tabelas de resultados, pode ser utilizada futuramente para desenvolvimento de caldeiras com padrão construtivo semelhante à deste estudo, podendo alterar algumas variáveis, como a vazão, pressão e até mesmo o combustível a ser utilizado.

O fluxograma criado também pode ser facilmente atualizado com dados de uma nova caldeira semelhante, com capacidades distintas das capacidades produtivas deste estudo.

Com o estudo ficou claro que o combustível em questão tem grande capacidade de ser utilizado, tem um bom poder calorífico e principalmente devido ser um combustível renovável diferente dos derivados do petróleo. Com utilização deste combustível temos um ciclo fechado na captura do CO<sub>2</sub> gerado através da fotossíntese das novas plantações da palmeira juçara (planta que origina o açaí), sendo assim em quanto houver plantações dessa árvore, teremos uma neutralidade de carbono em relação a queima do caroço de açaí, além de um descarte mais sustentável deste resíduo industrial, muitas vezes descartado de maneira incorreta na natureza.



## REFERÊNCIAS

**ANDERSON & WILLIAMS**, Chemistry of Combustion

**AREDE**, R. S. C.; **BATISTA**, E. S.; **BEZERRA**, J. B.; **SOUZA**, T. M.; **BUFALINO**, L. Potencial energético do resíduo do despulpamento do açaí sob diferentes condições de estocagem. Revista de Ciências Agrárias, v. 63, p. 1-8, 2020.

**ATKINS**, P. W; **JONES**, L. Princípios de química: questionando a vida moderna e o meio ambiente. Porto Alegre: Bookman, 2013.

**ATKINS**, P. W; **PAULA**, J. Físico-química. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

**A. V. Bridgwater** e **D. G. B**, Biomass Combustion Science, Technology and Engineering, 2013.

**BABCOOK & WILCOX**, Steam, its generation and use, 6th edition, New York, 1993.

**BAIRD**, C.; **CANN**, M. Química ambiental. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2011.

**Barros**, Susana L. de Souza Introdução às Ciências Físicas 2 v.5 / Susana L. de Souza Barros. – Rio de Janeiro: Fundação CECIERJ, 2008.

**Bazzo**, E. 1995, "Geração de Vapor", 2a Ed., UFSC, Brasil.

**BUFALINO**, L.; **GUIMARÃES**, A. A.; **SILVA**, B. M. S.; **SOUZA**, R. L. F.; **MELO**, I. C. N. A.; **OLIVEIRA**, D. N. P. S.; **TRUGILHO**, P. F. Local variability of yield and physical properties of açaí waste and improvement of its energetic attributes by separation of lignocellulosic fibers and seeds. Journal of Renewable and Sustainable Energy, v. 10, 053102, 2018.

**CARVALHO**, J.F. Combustíveis fósseis e insustentabilidade. Ciência e Cultura, São Paulo, 2008.

**COSTA, J. S.; SILVA, M. G.; SCATOLINO, M. V.; LIMA, M. D. R.; ASSIS, M. R.; BUFALINO, L.; NUMAZAWA, S.; TRUGILHO, P. F.; PROTÁSIO, T. P.** Relating features and combustion behavior of biomasses from the Amazonian agroforestry chain. Biomass Conversion and Biorefinery (online first), 2020.

**DIÓRIO, Alexandre.** Geração e distribuição de vapor. 1. ed. Londrina, PR: Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2019.

**FOGAÇA, Jennifer Rocha Vargas.** Combustíveis fósseis. Brasil Escola. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/quimica/combustiveis-fosseis.htm>. Acesso em: 16 nov. 2020.

**GONSALVES, Anthony.** DEVELOPPEMENT D'UN SYSTEME DE COiMBUSTION POUR LES RESIDUS FORESTIERS. Quebec – Canadá, 2010.

**INCROPERA, Frank P.** Fundamentals of heat and mass transfer, 6th ed. Rio de Janeiro – 2008.

**LUCZYNSKI, E; BAHIA, R. R.** Requisitos de Reservas Petrolíferas para as Alternativas de Cenários e Matrizes Energéticas - Brasil 2000/2030. T & N Petróleo, Rio de Janeiro, n. 42, p. 98-112, 2006;

**MAYER, Flávio Dias; HOFFMAN, Ronaldo; RUPPENTHAL, Janis E.** Gestão Energética, Econômica e Ambiental do Resíduo Casca de Arroz em Pequenas e Médias Agroindústrias de Arroz. Disponível em: . Acesso em: 25/nov/2014.

**MANZONE, M.; BALSARI, P.** Productivity and woodchip quality of different chippers during poplar plantation harvesting. Biomass and Bioenergy, v. 83, p. 278-283, 2015.

**MATAIX, Claudio,** "Mecanica de Fluido y Maquinas Hidraulicas", 2ª Ed, Icai Madrid, Espanha, 1986

**MMA.** Ministério do Meio Ambiente. Biomassa. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/energia/energias-renovaveis/biomassa>>. Acesso

em: 09/nov/2014.

**MOREIRA, J. M. M. A. P.;** SIMION, F. J; OLIVEIRA, E. B. Importância e desempenho das florestas plantadas no contexto do agronegócio brasileiro. *Floresta*, v. 47, n. 1, p. 85-94, 2017

**NONES, D. L.;** BRAND, M. A.; CUNHA, A. B.; CARVALHO, A. F.; WEISE, S. M. K. Determinação das propriedades energéticas da madeira e do carvão vegetal produzido a partir de *Eucalyptus henthamii*.

**PERA, H.** Geradores de vapor. Fama, São Paulo, 1990.

**PITARELO, A.P.** Avaliação da Susceptibilidade do Bagaço e da Palha de Cana-de-Açúcar a Bioconversão via Pré-tratamento a Vapor e Hidrólise Enzimática. 2--7. 142p. Dissertação (Mestrado em Química) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2007.

**ROCHA, G.O.** et al. Química sem fronteiras: o desafio da energia. *Química Nova*, São Paulo, 2013.

**SANTOS, Max Mauro Dias.** Supervisão de sistemas: funcionalidades e aplicações. 1. ed. São Paulo, SP: Érica, 2014.

**SEIFFERT, M.E.B.** Gestão ambiental: instrumentos, esferas de ação e Educação Ambiental. 1. ed. 3. reimp. São Paulo: Atlas, 2010.

**THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, A.** ASME BPVC.VIII.1-2010: Boiler and Pressure Vessel Code. [S.l.]: New York: The American Society Of Mechanical Engineers, 2010.

**Viana, M. B., Tavares, W. M., & Lima, P. C. (2015).** Sustentabilidade e as principais fontes de energia. Brasília, 2015.

## ANEXO A – Tabela A-1 - Çengel

TABELA A-1						
Massa molar, constante do gás e propriedades do ponto crítico						
Substância	Fórmula	Massa molar, <i>M</i> kg/kmol	Constante do gás, <i>R</i> kJ/kg.K*	Propriedades do ponto crítico		
				Temperatura, K	Pressão, MPa	Volume, m <sup>3</sup> /kmol
Ar	—	28,97	0,2870	132,5	3,77	0,0883
Amônia	NH <sub>3</sub>	17,03	0,4882	405,5	11,28	0,0724
Argônio	Ar	39,948	0,2081	151	4,86	0,0749
Benzeno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,115	0,1064	562	4,92	0,2603
Bromo	Br <sub>2</sub>	159,808	0,0520	584	10,34	0,1355
<i>n</i> -Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	0,1430	425,2	3,80	0,2547
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	44,01	0,1889	304,2	7,39	0,0943
Monóxido de carbono	CO	28,011	0,2968	133	3,50	0,0930
Tetracloro de carbono	CCl <sub>4</sub>	153,82	0,05405	556,4	4,56	0,2759
Cloro	Cl <sub>2</sub>	70,906	0,1173	417	7,71	0,1242
Clorofórmio	CHCl <sub>3</sub>	119,38	0,06964	536,6	5,47	0,2403
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120,91	0,06876	384,7	4,01	0,2179
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl <sub>2</sub> F	102,92	0,08078	451,7	5,17	0,1973
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	0,2765	305,5	4,48	0,1480
Alcool etílico	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46,07	0,1805	516	6,38	0,1673
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,054	0,2964	282,4	5,12	0,1242
Hélio	He	4,003	2,0769	5,3	0,23	0,0578
<i>n</i> -Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,179	0,09647	507,9	3,03	0,3677
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	2,016	4,1240	33,3	1,30	0,0649
Kriptônio	Kr	83,80	0,09921	209,4	5,50	0,0924
Metano	CH <sub>4</sub>	16,043	0,5182	191,1	4,64	0,0993
Alcool metílico	CH <sub>3</sub> OH	32,042	0,2595	513,2	7,95	0,1180
Clorometano	CH <sub>3</sub> Cl	50,488	0,1647	416,3	6,68	0,1430
Neônio	Ne	20,183	0,4119	44,5	2,73	0,0417
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,013	0,2968	126,2	3,39	0,0899
Óxido nitroso	N <sub>2</sub> O	44,013	0,1889	309,7	7,27	0,0961
Oxigênio	O <sub>2</sub>	31,999	0,2598	154,8	5,08	0,0780
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	0,1885	370	4,26	0,1998
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,081	0,1976	365	4,62	0,1810
Dióxido de enxofre	SO <sub>2</sub>	64,063	0,1298	430,7	7,88	0,1217
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	102,03	0,08149	374,2	4,059	0,1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl <sub>3</sub> F	137,37	0,06052	471,2	4,38	0,2478
Água	H <sub>2</sub> O	18,015	0,4615	647,1	22,06	0,0560
Xenônio	Xe	131,30	0,06332	289,8	5,88	0,1186

\*A unidade kJ/kg.K equivale a kPa·m<sup>3</sup>/kg.K. A constante do gás é calculada por  $R = R_u / M$ , onde  $R_u = 8,31447$  kJ/kmol.K e  $M$  é a massa molar.  
 Fonte: K. A. Kobe e R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117-236; e ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), pp. 16.4 e 36.1.

## ANEXO B – Tabela A-5 - Çengel

TABELA A-5

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão

Press., P kPa	Temp. sat., $T_{sat}$ °C	Volume específico, m <sup>3</sup> /kg		Energia interna, kJ/kg			Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/kg·K		
		Liq. sat., $v_f$	Vapor sat., $v_g$	Liq. sat. $u_f$	Evap., $u_{fg}$	Vapor sat., $u_g$	Liq. sat., $h_f$	Evap., $h_{fg}$	Vapor sat., $h_g$	Liq. sat., $s_f$	Evap., $s_{fg}$	Vapor sat., $s_g$
1,0	6,97	0,001000	129,19	29,302	2.355,2	2.384,5	29,303	2.484,4	2.513,7	0,1059	8,8690	8,9749
1,5	13,02	0,001001	87,964	54,686	2.338,1	2.392,8	54,688	2.470,1	2.524,7	0,1956	8,6314	8,8270
2,0	17,50	0,001001	66,990	73,431	2.325,5	2.398,9	73,433	2.459,5	2.532,9	0,2606	8,4621	8,7227
2,5	21,08	0,001002	54,242	88,422	2.315,4	2.403,8	88,424	2.451,0	2.539,4	0,3118	8,3302	8,6421
3,0	24,08	0,001003	45,654	100,98	2.306,9	2.407,9	100,98	2.443,9	2.544,8	0,3543	8,2222	8,5765
4,0	28,96	0,001004	34,791	121,39	2.293,1	2.414,5	121,39	2.432,3	2.553,7	0,4224	8,0510	8,4734
5,0	32,87	0,001005	28,185	137,75	2.282,1	2.419,8	137,75	2.423,0	2.560,7	0,4762	7,9176	8,3938
7,5	40,29	0,001008	19,233	168,74	2.261,1	2.429,8	168,75	2.405,3	2.574,0	0,5763	7,6738	8,2501
10	45,81	0,001010	14,670	191,79	2.245,4	2.437,2	191,81	2.392,1	2.583,9	0,6492	7,4996	8,1488
15	53,97	0,001014	10,020	225,93	2.222,1	2.448,0	225,94	2.372,3	2.598,3	0,7549	7,2522	8,0071
20	60,06	0,001017	7,6481	251,40	2.204,6	2.456,0	251,42	2.357,5	2.608,9	0,8320	7,0752	7,9073
25	64,96	0,001020	6,2034	271,93	2.190,4	2.462,4	271,96	2.345,5	2.617,5	0,8932	6,9370	7,8302
30	69,09	0,001022	5,2287	289,24	2.178,5	2.467,7	289,27	2.335,3	2.624,6	0,9441	6,8234	7,7675
40	75,86	0,001026	3,9933	317,58	2.158,8	2.476,3	317,62	2.318,4	2.636,1	1,0261	6,6430	7,6691
50	81,32	0,001030	3,2403	340,49	2.142,7	2.483,2	340,54	2.304,7	2.645,2	1,0912	6,5019	7,5931
75	91,76	0,001037	2,2172	384,36	2.111,8	2.496,1	384,44	2.278,0	2.662,4	1,2132	6,2426	7,4558
100	99,61	0,001043	1,6941	417,40	2.088,2	2.505,6	417,51	2.257,5	2.675,0	1,3028	6,0562	7,3589
101,325	99,97	0,001043	1,6734	418,95	2.087,0	2.506,0	419,06	2.256,5	2.675,6	1,3069	6,0476	7,3545
125	105,97	0,001048	1,3750	444,23	2.068,8	2.513,0	444,36	2.240,6	2.684,9	1,3741	5,9100	7,2841
150	111,35	0,001053	1,1594	466,97	2.052,3	2.519,2	467,13	2.226,0	2.693,1	1,4337	5,7894	7,2231
175	116,04	0,001057	1,0037	486,82	2.037,7	2.524,5	487,01	2.213,1	2.700,2	1,4850	5,6865	7,1716
200	120,21	0,001061	0,88578	504,50	2.024,6	2.529,1	504,71	2.201,6	2.706,3	1,5302	5,5968	7,1270
225	123,97	0,001064	0,79329	520,47	2.012,7	2.533,2	520,71	2.191,0	2.711,7	1,5706	5,5171	7,0877
250	127,41	0,001067	0,71873	535,08	2.001,8	2.536,8	535,35	2.181,2	2.716,5	1,6072	5,4453	7,0525
275	130,58	0,001070	0,65732	548,57	1.991,6	2.540,1	548,86	2.172,0	2.720,9	1,6408	5,3800	7,0207
300	133,52	0,001073	0,60582	561,11	1.982,1	2.543,2	561,43	2.163,5	2.724,9	1,6717	5,3200	6,9917
325	136,27	0,001076	0,56199	572,84	1.973,1	2.545,9	573,19	2.155,4	2.728,6	1,7005	5,2645	6,9650
350	138,86	0,001079	0,52422	583,89	1.964,6	2.548,5	584,26	2.147,7	2.732,0	1,7274	5,2128	6,9402
375	141,30	0,001081	0,49133	594,32	1.956,6	2.550,9	594,73	2.140,4	2.735,1	1,7526	5,1645	6,9171
400	143,61	0,001084	0,46242	604,22	1.948,9	2.553,1	604,66	2.133,4	2.738,1	1,7765	5,1191	6,8955
450	147,90	0,001088	0,41392	622,65	1.934,5	2.557,1	623,14	2.120,3	2.743,4	1,8205	5,0356	6,8561
500	151,83	0,001093	0,37483	639,54	1.921,2	2.560,7	640,09	2.108,0	2.748,1	1,8604	4,9603	6,8207
550	155,46	0,001097	0,34261	655,16	1.908,8	2.563,9	655,77	2.096,6	2.752,4	1,8970	4,8916	6,7886
600	158,83	0,001101	0,31560	669,72	1.897,1	2.566,8	670,38	2.085,8	2.756,2	1,9308	4,8285	6,7593
650	161,98	0,001104	0,29260	683,37	1.886,1	2.569,4	684,08	2.075,5	2.759,6	1,9623	4,7699	6,7322
700	164,95	0,001108	0,27278	696,23	1.875,6	2.571,8	697,00	2.065,8	2.762,8	1,9918	4,7153	6,7071
750	167,75	0,001111	0,25552	708,40	1.865,6	2.574,0	709,24	2.056,4	2.765,7	2,0195	4,6642	6,6837



800	170,41	0,001115	0,24035	719,97	1.856,1	2.576,0	720,87	2.047,5	2.768,3	2,0457	4,6160	6,6616
850	172,94	0,001118	0,22690	731,00	1.846,9	2.577,9	731,95	2.038,8	2.770,8	2,0705	4,5705	6,6409
900	175,35	0,001121	0,21489	741,55	1.838,1	2.579,6	742,56	2.030,5	2.773,0	2,0941	4,5273	6,6213
950	177,66	0,001124	0,20411	751,67	1.829,6	2.581,3	752,74	2.022,4	2.775,2	2,1166	4,4862	6,6027
1.000	179,88	0,001127	0,19436	761,39	1.821,4	2.582,8	762,51	2.014,6	2.777,1	2,1381	4,4470	6,5850
1.100	184,06	0,001133	0,17745	779,78	1.805,7	2.585,5	781,03	1.999,6	2.780,7	2,1785	4,3735	6,5520
1.200	187,96	0,001138	0,16326	796,96	1.790,9	2.587,8	798,33	1.985,4	2.783,8	2,2159	4,3058	6,5217
1.300	191,60	0,001144	0,15119	813,10	1.776,8	2.589,9	814,59	1.971,9	2.786,5	2,2508	4,2428	6,4936
1.400	195,04	0,001149	0,14078	828,35	1.763,4	2.591,8	829,96	1.958,9	2.788,9	2,2835	4,1840	6,4675
1.500	198,29	0,001154	0,13171	842,82	1.750,6	2.593,4	844,55	1.946,4	2.791,0	2,3143	4,1287	6,4430
1.750	205,72	0,001166	0,11344	876,12	1.720,6	2.596,7	878,16	1.917,1	2.795,2	2,3844	4,0033	6,3877
2.000	212,38	0,001177	0,099587	906,12	1.693,0	2.599,1	908,47	1.889,8	2.798,3	2,4467	3,8923	6,3390
2.250	218,41	0,001187	0,088717	933,54	1.667,3	2.600,9	936,21	1.864,3	2.800,5	2,5029	3,7926	6,2954
2.500	223,95	0,001197	0,079952	958,87	1.643,2	2.602,1	961,87	1.840,1	2.801,9	2,5542	3,7016	6,2558
3.000	233,85	0,001217	0,066667	1.004,6	1.598,5	2.603,2	1.008,3	1.794,9	2.803,2	2,6454	3,5402	6,1856
3.500	242,56	0,001235	0,057061	1.045,4	1.557,6	2.603,0	1.049,7	1.753,0	2.802,7	2,7253	3,3991	6,1244
4.000	250,35	0,001252	0,049779	1.082,4	1.519,3	2.601,7	1.087,4	1.713,5	2.800,8	2,7966	3,2731	6,0696
5.000	263,94	0,001286	0,039448	1.148,1	1.448,9	2.597,0	1.154,5	1.639,7	2.794,2	2,9207	3,0530	5,9737
6.000	275,59	0,001319	0,032449	1.205,8	1.384,1	2.589,9	1.213,8	1.570,9	2.784,6	3,0275	2,8627	5,8902
7.000	285,83	0,001352	0,027378	1.258,0	1.323,0	2.581,0	1.267,5	1.505,2	2.772,6	3,1220	2,6927	5,8148
8.000	295,01	0,001384	0,023525	1.306,0	1.264,5	2.570,5	1.317,1	1.441,6	2.758,7	3,2077	2,5373	5,7450
9.000	303,35	0,001418	0,020489	1.350,9	1.207,6	2.558,5	1.363,7	1.379,3	2.742,9	3,2866	2,3925	5,6791
10.000	311,00	0,001452	0,018028	1.393,3	1.151,8	2.545,2	1.407,8	1.317,6	2.725,5	3,3603	2,2556	5,6159
11.000	318,08	0,001488	0,015988	1.433,9	1.096,6	2.530,4	1.450,2	1.256,1	2.706,3	3,4299	2,1245	5,5544
12.000	324,68	0,001526	0,014264	1.473,0	1.041,3	2.514,3	1.491,3	1.194,1	2.685,4	3,4964	1,9975	5,4939
13.000	330,85	0,001566	0,012781	1.511,0	985,5	2.496,6	1.531,4	1.131,3	2.662,7	3,5606	1,8730	5,4336
14.000	336,67	0,001610	0,011487	1.548,4	928,7	2.477,1	1.571,0	1.067,0	2.637,9	3,6232	1,7497	5,3728
15.000	342,16	0,001657	0,010341	1.585,5	870,3	2.455,7	1.610,3	1.000,5	2.610,8	3,6848	1,6261	5,3108
16.000	347,36	0,001710	0,009312	1.622,6	809,4	2.432,0	1.649,9	931,1	2.581,0	3,7461	1,5005	5,2466
17.000	352,29	0,001770	0,008374	1.660,2	745,1	2.405,4	1.690,3	857,4	2.547,7	3,8082	1,3709	5,1791
18.000	356,99	0,001840	0,007504	1.699,1	675,9	2.375,0	1.732,2	777,8	2.510,0	3,8720	1,2343	5,1064
19.000	361,47	0,001926	0,006677	1.740,3	598,9	2.339,2	1.776,8	689,2	2.466,0	3,9396	1,0860	5,0256
20.000	365,75	0,002038	0,005862	1.785,8	509,0	2.294,8	1.826,6	585,5	2.412,1	4,0146	0,9164	4,9310
21.000	369,83	0,002207	0,004994	1.841,6	391,9	2.233,5	1.888,0	450,4	2.338,4	4,1071	0,7005	4,8076
22.000	373,71	0,002703	0,003644	1.951,7	140,8	2.092,4	2.011,1	161,5	2.172,6	4,2942	0,2496	4,5439
22.064	373,95	0,003106	0,003106	2.015,7	0	2.015,7	2.084,3	0	2.084,3	4,4070	0	4,4070