



AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO A BAGAÇO DE CANA EM USINAS SUCROENERGÉTICAS

Energy and Exergy Performance Evaluation of Sugarcane Bagasse Cogeneration Systems in Sugar-Energy Plants

Gabriel Lima de Moura¹, Ramon Eduardo Pereira Silva²

¹ Aluno de Graduação em Engenharia de Energia, Universidade Federal da Grande Dourados – UFGD, MS, Brasil

² Professor do Programa de Graduação de Energia, Universidade Federal da Grande Dourados – UFGD, MS, Brasil

*Autor para correspondência, E-mail: gabrielmouralima07@gmail.com

Received: 24 March 2025 / Accepted: 2 April 2025 / Published online: 15 April 2025

Resumo: Este trabalho apresenta a modelagem termodinâmica de uma caldeira aquatubular alimentada por bagaço de cana, com produção de vapor de 41,67 kg/s (150 t/h), operando a 6.572,96 kPa e 480 °C. A caldeira foi dividida em seis volumes de controle, e aplicaram-se análises energética e exergética com base na Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica. Os resultados mostraram que o desempenho energético global está de acordo com valores típicos da literatura, enquanto a análise exergética evidenciou que as maiores irreversibilidades ocorrem na câmara de combustão e nos trocadores de calor. Conclui-se que a abordagem exergética complementa a análise tradicional e permite identificar com maior precisão os principais pontos de perda, contribuindo para ações de otimização do sistema.

Palavras-chave: Caldeira aquatubular. Bagaço de cana. Análise energética. Análise exergética. Termodinâmica.

Abstract: This work presents the thermodynamic modeling of a bagasse-fired water-tube boiler with a steam production capacity of 41.67 kg/s (150 t/h), operating at 6,572.96 kPa and 480 °C. The boiler was divided into six control volumes, and both energy and exergy analyses were carried out based on the First and Second Laws of Thermodynamics. The results showed that the overall energy performance is consistent with values reported in the literature, while the exergy analysis revealed that the highest irreversibilities occur in the combustion chamber and heat exchangers. It is concluded that exergy evaluation complements traditional energy analysis by identifying the main sources of losses more accurately, thus supporting optimization actions for the system.

Keywords: Water-tube boiler. Sugarcane bagasse. Energy analysis. Exergy analysis. Thermodynamics.

1. Revisão Bibliográfica

A cogeração a partir do bagaço de cana tem desempenhado papel estratégico na diversificação e no fortalecimento da matriz elétrica brasileira. A biomassa de cana é amplamente considerada um combustível de ciclo quase neutro de carbono, uma vez que o CO₂ liberado na combustão é compensado pelo processo fotossintético ao longo do cultivo (EMBRAPA, 2015). Além disso, a coincidência entre o período de safra e os meses de estiagem, quando a disponibilidade hídrica é reduzida, favorece a utilização do bagaço como fonte complementar ao sistema elétrico nacional, reforçando a segurança energética do país (EPE, 2025). Estudos recentes indicam que a bioeletricidade responde por cerca de 9% da geração brasileira, sendo o bagaço responsável pela maior parcela desse montante.

O bagaço, por ser um subproduto de baixo custo marginal, apresenta vantagens operacionais e econômicas significativas. Entretanto, sua variabilidade especialmente na umidade e no poder calorífico impacta diretamente a estabilidade da combustão e o desempenho térmico das caldeiras. Pesquisas recentes demonstram que práticas como otimização do excesso de ar, controle da umidade e expansão das superfícies de recuperação de calor podem elevar o rendimento global de sistemas de cogeração, reduzindo perdas e aumentando o aproveitamento energético (MOLINA, 2023).

Historicamente, a crise elétrica de 2001 impulsionou investimentos em modernização de unidades industriais, promovendo a adoção de caldeiras operando em faixas mais elevadas de pressão e temperatura. Sistemas que antes trabalhavam em torno de 2 MPa e 300 °C passaram a operar acima de 4 MPa e 500 °C, refletindo um avanço tecnológico que aumentou a produção de vapor de alta qualidade e a capacidade de exportação de energia (GASPAR 2018).

A eficiência térmica das caldeiras a bagaço apresenta variações expressivas dependendo da metodologia de cálculo. Avaliações baseadas no poder calorífico superior (PCS) e no método indireto tipicamente situam a eficiência entre 65% e 75% em condições reais de operação (CORTÉS-RODRIGUES, 2016). Por outro lado, quando se utiliza o poder calorífico inferior (PCI) ou o método direto, trabalhos experimentais relatam eficiências entre 85% e 90%, podendo ultrapassar 92% em análises que não contabilizam explicitamente todas as parcelas de perdas. Normas internacionais e critérios de elegibilidade para caldeiras modernas a biomassa também estabelecem eficiências líquidas entre 85% e 92%, reforçando que valores superiores a 90% são alcançáveis em condições padronizadas e com combustíveis mais homogêneos, como pellets e cavacos.

A avaliação de desempenho dessas unidades é tradicionalmente realizada por meio da primeira lei da termodinâmica, utilizando métodos direto e indireto amplamente consolidados. Entretanto, a aplicação da segunda lei, por meio da análise exérgica, tem ganhado destaque na literatura contemporânea por sua capacidade de identificar irreversibilidades e propor melhorias efetivas no sistema. Estudos mostram que a maior destruição de exergia ocorre na câmara de combustão, onde predominam diferenças significativas de temperatura e processos de combustão não ideais, seguida pelas superfícies de troca térmica e pelos gases de exaustão (ARNAO; NEBRA, 2009).

1.1. Divisão dos Componentes do Sistema

A segmentação da caldeira em subvolumes de controle é uma abordagem consolidada na literatura para permitir uma análise termodinâmica mais detalhada dos processos internos. Essa divisão facilita a avaliação individualizada dos fenômenos de combustão, troca de calor e mistura gasosa, permitindo distinguir as contribuições energéticas e exérgicas de cada componente e, consequentemente, identificar as principais fontes de perdas do sistema (ARNAO; NEBRA, 2009).

Nos estudos clássicos e contemporâneos de caldeiras aquatubulares alimentadas por bagaço, a estrutura é usualmente subdividida em câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, economizadores e pré-aquecedores de ar. Essa configuração também é adotada em análises recentes de desempenho de caldeiras industriais, que destacam a câmara de combustão como o ponto de maior destruição de exergia devido às elevadas irreversibilidades associadas às reações químicas e às diferenças significativas de temperatura (CAVALCANTI, 2020).

A composição elementar e a umidade do bagaço exercem influência direta sobre o desempenho energético dos componentes da caldeira, alterando o poder calorífico, a estabilidade da chama e o fluxo de calor disponível nas superfícies de troca térmica. Estudos recentes mostram que estratégias de controle da umidade, otimização do excesso de ar e ampliação de superfícies de recuperação térmica contribuem para reduzir perdas energéticas e exérgicas em economizadores, pré-aquecedores e superaquecedores (MOLINA, 2023).

No contexto da cogeração, o desempenho da caldeira está diretamente associado às condições de operação da turbina. A elevação da pressão e temperatura do vapor vivo, juntamente com esquemas adequados de contrapressão ou extração, influencia diretamente os fluxos de energia e exergia entre os componentes e permite maximizar o aproveitamento útil do vapor gerado. Sistemas modernos de cogeração a bagaço apresentam eficiências energéticas entre 60% e 78% e eficiências exergéticas entre 19% e 35%, valores compatíveis com plantas onde a distribuição dos subvolumes da caldeira e do ciclo de potência é adequadamente integrada (GANGAVATI, 2009).

Assim, a divisão dos componentes do sistema não apenas facilita a modelagem e a formulação matemática utilizadas neste trabalho, como também possibilita comparar os resultados obtidos com tendências observadas em estudos recentes sobre otimização energética e exergética de caldeiras a biomassa.

2. Metodologia

2.1. Planta de Cogeração

A figura 1 apresenta o fluxograma do sistema de cogeração, com linhas coloridas que identificam cada fluido conforme indicado na legenda. A tabela 1 descreve os pontos numerados no diagrama e os respectivos componentes associados. Nos tópicos seguintes, são detalhados as formulações e os procedimentos de cálculo utilizados para cada componente analisado

A caldeira analisada neste estudo pertence à planta industrial da BPBioenergy, Unidade Monte Verde, localizada na Rodovia BR-463, Km 35, Zona Rural, Ponta Porã – MS. Trata-se de uma unidade aquatubular do tipo bidrum, fabricada pela Dedini, com capacidade de produção de vapor de 41,67 kg/s (150 t/h), operando a 6.580 kPa e temperatura máxima de 520 °C.

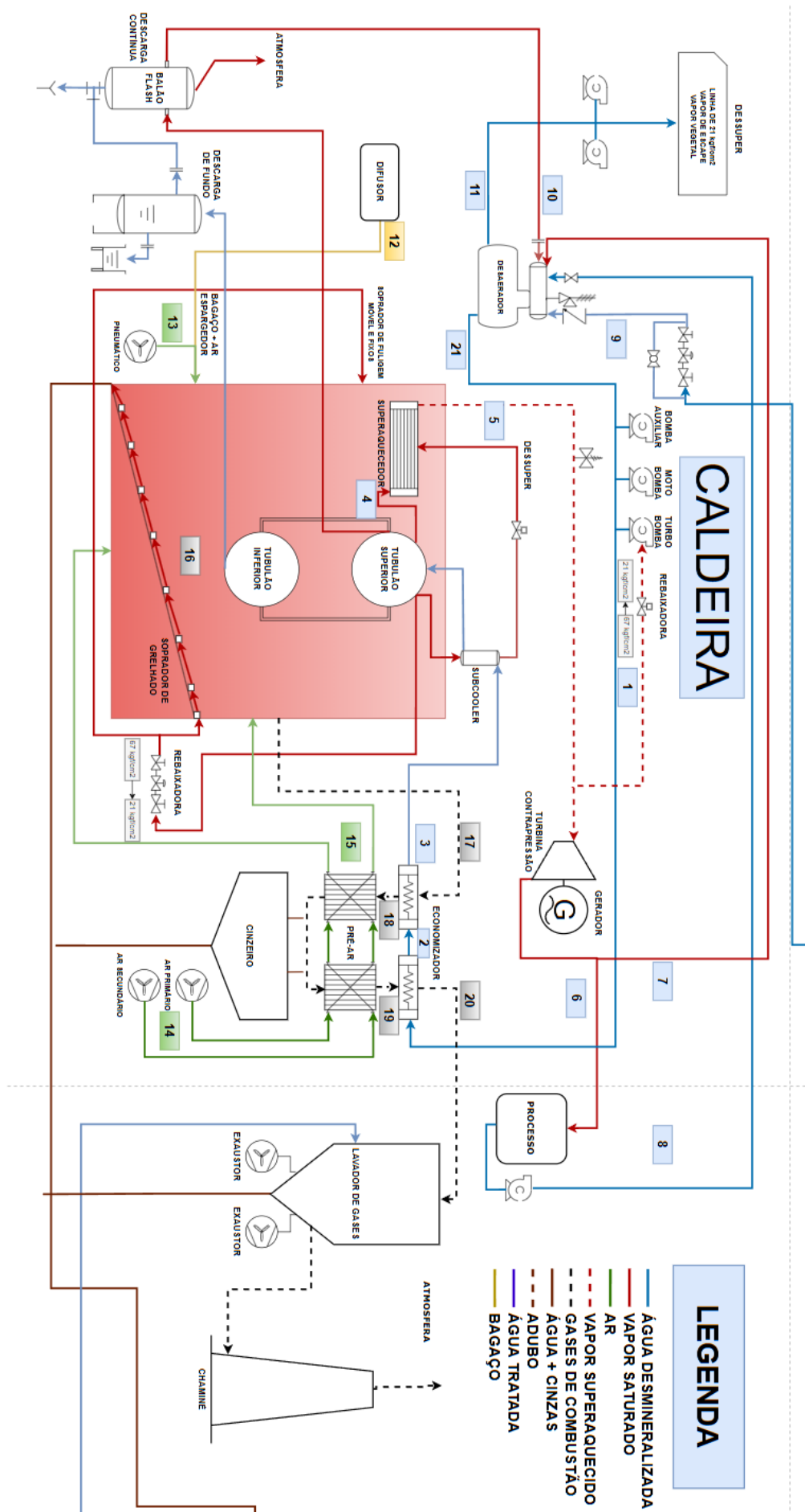


Figura 1. Representação fluxograma do sistema de cogeração. Fonte: autoria própria (2025).

Tabela 1. Descrições dos pontos apresentados na figura (1). Fonte: autoria própria (2025).

Pontos – Componente	Descrição
1 - Água	Saída da motobomba de alimentação em direção ao economizador primário.
2 - Água	Saída do economizador primário em direção ao economizador secundário.
3 - Água	Saída do economizador secundário conduzida ao subcoletor e balão superior.
4 - Vapor	Saída do balão superior com fluxo de vapor destinado ao superaquecedor.
5 - Vapor	Saída do superaquecedor conduzindo o vapor superaquecido até a turbina de contrapressão.
6 - Vapor	Saída de vapor da turbina direcionada ao processo industrial.
7 - Vapor	Derivação do vapor de escape da turbina para o desaerador.
8 - Água	Condensado proveniente do processo retornando ao desaerador.
9 - Água	Água de reposição (make-up) proveniente da Estação de Tratamento de Água (ETA) direcionada ao desaerador.
10 - Vapor	Recuperação do vapor de descarga de fundo direcionada ao desaerador.
11 - Água	Saída de água do desaerador destinada à alimentação do dessuperaquecedor.
12 - Bagaço	Bagaço proveniente do difusor enviado para alimentação da caldeira.
13 - Ar	Ar para transporte pneumático do bagaço até a fornalha.
14 - Ar	Ar secundário e primário direcionado dos sopradores e injetado na fornalha para promover a combustão.
15 - Ar	Saída do pré-aquecedor de ar (pré-ar) encaminhada para a fornalha.
16 - GC	Mistura resultante da queima do bagaço na fornalha, contendo gases quentes e produtos da combustão.
17 - GC	Saída dos gases de combustão da fornalha em direção ao economizador primário.
18 - GC	Saída do economizador primário em direção ao pré-ar, transferindo calor para o ar de combustão.
19 - GC	Saída do pré-ar em direção ao economizador secundário, para aproveitamento térmico residual.
20 - GC	Saída do economizador secundário conduzida ao lavador de gases, para remoção de partículas e redução de temperatura.
21 - Água	Saída de água desmi do desaerador retornando à motobomba de alimentação.

Os componentes considerados na análise da caldeira, bem como os fluxos de ar, gases de combustão, água e vapor, foram definidos de modo a representar com fidelidade o funcionamento real do sistema. Diferentemente de parte da literatura revisada, que frequentemente segmenta a caldeira apenas em câmara de combustão e trocadores de calor, neste estudo optou-se por uma divisão alinhada à configuração física do equipamento.

O tubulão e o lavador de gases foram incluídos no fluxograma geral para fins de representação, mas não integram os balanços de energia e exergia. O tubulão desempenha a função de reservatório e separador de fases, sem promover transformações termodinâmicas significativas, enquanto o lavador de gases tem função exclusivamente ambiental, destinada à remoção de partículas sólidas.

O vapor produzido é utilizado tanto para aquecimento de caldo e limpeza de esteiras quanto para geração de energia elétrica no sistema de cogeração.

A água de alimentação (linha azul na Figura 1) provém da estação de tratamento de água da usina e é enviada inicialmente ao desaerador térmico, responsável pela remoção de oxigênio dissolvido e pela redução dos efeitos corrosivos no sistema. O desaerador recebe água de reposição (*make-up*) e condensado recuperado do processo, contribuindo para a redução do consumo global de vapor.

Após o desaerador, a água é bombeada em direção aos economizadores, onde a temperatura é elevada por meio da recuperação de energia dos gases de combustão. Em seguida, a água aquecida é conduzida ao tambor superior (tubulão), onde é distribuída internamente para os circuitos descendentes do feixe tubular.

A circulação natural promove o fluxo da água aquecida até o tambor inferior e seu retorno ao tambor superior na forma de mistura bifásica.

No interior das paredes tubulares da fornalha ocorre a vaporização, e o vapor gerado retorna ao tambor superior, onde passa pelo sistema de separação composto por chapas defletoras e separadores do tipo *chevron*. Esse conjunto assegura que apenas vapor seco siga ao superaquecedor, garantindo a qualidade do vapor fornecido à turbina. O controle da temperatura do vapor superaquecido é realizado por meio do dessuperaquecedor e pela regulação das condições de combustão.

O sistema de ar e gases é composto por ventiladores primário e secundário, dutos, *dampers* e pelo pré-aquecedor de ar, no qual os gases quentes transferem calor ao ar de combustão. O ar primário é utilizado para sustentar a queima na grelha, enquanto o ar secundário (“*over-fire*”) otimiza a combustão e reduz emissões visíveis. Os gases de combustão percorrem o superaquecedor, os feixes tubulares e o pré-ar, seguindo posteriormente para o sistema de limpeza composto por multiciclone, exaustores e lavador de gases antes de serem liberados pela chaminé.

A alimentação de bagaço é realizada por dosadores acionados por moto-redutores, que lançam o combustível sobre uma grelha refrigerada com fluxo controlado de ar. A queima ocorre em etapas, promovida pelos bocais de *over-fire* que completam a oxidação dos voláteis. A remoção de cinzas é feita em quatro seções, sendo transportadas por água até o tanque de selagem.

O sistema conta ainda com sopradores de fuligem, retráteis e rotativos, posicionados nas regiões de maior deposição. O lavador de gases, instalado após os economizadores, resfria os gases e promove a remoção de partículas, mantendo a temperatura acima de 100 °C para evitar condensação no duto e nos exaustores.

Por fim, os gases tratados seguem para a chaminé impulsionados por exaustores de tiragem induzida, concluindo o ciclo de combustão.

2.2 Análise Energética e Exergética

Considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, a Primeira Lei da Termodinâmica aplicada a um volume de controle em regime permanente pode ser expressa da seguinte forma (BEJAN, 1988):

$$\dot{Q}_{v,c} - \dot{W}_{v,c} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0, \quad (1)$$

Onde: $\dot{Q}_{v,c}$: taxa de transferência de calor no volume de controle [kW]; $\dot{W}_{v,c}$: potência no volume de controle [kW]; h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg]; h_s : entalpia Específica na saída do volume de controle [kJ/kg]; \dot{m}_e : vazão mássica entrando no volume de controle [kg/s]; \dot{m}_s : vazão mássica saindo do volume de controle [kg/s].

A Segunda Lei da Termodinâmica para um volume de controle em regime permanente pode ser descrita pela equação:

$$\dot{S}_{ger,v,c} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v,c,i}}{T_i} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0, \quad (2)$$

Onde: s_e : entropia específica na entrada do volume de controle [kJ/kgK]; s_s : entropia específica na saída do volume de controle [kJ/kgK]; T_i : temperatura superficial do volume de controle [K]; $\dot{S}_{ger,v,c}$: taxa de geração de entropia no volume de controle [kW/K].

A análise exergética complementa a análise energética ao incorporar a influência das irreversibilidades do processo. Para esse fim, utiliza-se a formulação clássica proposta por Szargut. (1988) e Kotas (1995), que define a exergia específica total como:

$$b_t = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \sum x_i(u_i - u_{0,i}), \quad (3)$$

Sendo: $u_{0,i}$: potencial químico de referência do elemento (T_0 , P_0); u_i : potencial químico do elemento na mistura (T_0 , P_0); x_i : fração do componente na mistura.

2.2.1 Eficiência da Primeira Lei da Termodinâmica

De acordo com Çengel e Boles (2019), a eficiência baseada na primeira lei da termodinâmica expressa o grau de sucesso de um processo na conversão ou transferência de energia. Em termos gerais, a eficiência energética indica a proporção entre a energia útil obtida e a energia total fornecida ao sistema. Dessa forma, pode ser definida pela seguinte relação:

$$\eta_I = \frac{\text{Resultado útil obtido}}{\text{Energia fornecida ao sistema}}, \quad (4)$$

2.2.2 Eficiência da Segunda Lei da Termodinâmica

Embora a eficiência da primeira lei seja amplamente empregada, ela apresenta limitações por não considerar as irreversibilidades internas nem a degradação da qualidade da energia. Para uma avaliação mais realista do desempenho de dispositivos térmicos, utiliza-se a eficiência da segunda lei da termodinâmica, também chamada de eficiência exergética (ÇENGEL e BOLES, 2019).

Segundo os autores, a eficiência da segunda lei expressa o grau de aproximação de um processo real a uma operação reversível, assumindo valores entre zero (destruição total de exergia) e um (processo completamente reversível). Essa eficiência pode ser expressa matematicamente como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia útil recuperada}}{\text{Exergia fornecida ao sistema}}, \quad (5)$$

A exergia, que pode ser recuperada ou fornecida de diferentes formas, como energia interna, entalpia, energia cinética, energia potencial, calor ou trabalho, representa o potencial útil de um sistema. É importante lembrar que a soma da exergia recuperada e da exergia destruída é sempre igual à exergia fornecida ao sistema (ÇENGEL e BOLES, 2019).

2.2.3 Aplicação em Caldeiras

Para caldeiras, em específico, as eficiências de primeira e segunda lei são calculadas, pelas formulas:

$$\eta_I = \frac{(\dot{m}_s \times h_s - \dot{m}_e \times h_e)}{\dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI}_{\text{comb}}}, \quad (6)$$

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{m}_s \times b_s - \dot{m}_e \times b_e)}{\dot{m}_{\text{comb}} \times b_{\text{comb}}}, \quad (7)$$

Onde: h_s : entalpia específica na saída da caldeira [kJ/kg]; h_e : entalpia específica na entrada da caldeira [kJ/kg]; b_s : exergia específica na saída da caldeira [kJ/kg]; b_e : exergia específica na entrada da caldeira [kJ/kg]; b_{comb} : exergia específica do bagaço da cana [kJ/kg]; \dot{m}_s : vazão mássica de vapor na saída da caldeira [kg/s]; \dot{m}_e : vazão mássica na entrada da caldeira [kg/s]; \dot{m}_{comb} : vazão mássica de combustível consumido na caldeira [kg/s]; PCI_{comb} : poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg].

2.2.4 Aplicação em Trocadores de Calor

A análise dos trocadores de calor segue diretamente as formulações da Primeira e Segunda Lei. A eficiência energética é obtida a partir da variação de entalpia dos fluidos, enquanto a eficiência exergética considera o potencial útil transferido e as irreversibilidades decorrentes das diferenças de temperatura.

As equações apresentadas na Tabela 2 (economizadores, pré-ar e superaquecedor) derivam dessas relações gerais e consideram as condições específicas de operação de cada componente.

Em termos práticos, isso resulta em expressões baseadas na variação de entalpia dos fluxos envolvidos, ponderadas pelas respectivas vazões mássicas, refletindo a quantidade de energia térmica aproveitada pelo sistema.

Já as equações derivadas da Segunda Lei incorporam o conceito de exergia, que além da quantidade avalia também a qualidade da energia transferida. Nesse caso, a eficiência é expressa pela razão entre a exergia realmente aproveitada e a exergia máxima disponível no processo de troca térmica. Assim, são incluídos termos de exergia (b) associados às correntes de entrada e saída, permitindo quantificar as irreversibilidades decorrentes da operação real, como perdas de temperatura útil.

Utilizando as equações (6) e (7) como base, obtemos as seguintes equações de primeira e segunda lei para os trocadores de calor.

Tabela 2. Descrição das equações para trocadores de calor. Fonte: autoria própria (2025).

Componente	Primeira lei	Segunda lei
Economizador 1	$\eta_I = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{17} \times (h_{20} - h_{19})}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_1 \times (b_2 - b_1)}{\dot{m}_{17} \times (b_{20} - b_{19})}$
Economizador 2	$\eta_I = \frac{\dot{m}_2 \times (h_3 - h_2)}{\dot{m}_{16} \times (h_{18} - h_{17})}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_2 \times (b_3 - b_2)}{\dot{m}_{16} \times (b_{18} - b_{17})}$
Pré-Ar 1 e 2	$\eta_I = \frac{\dot{m}_{14} \times (h_{15} - h_{14})}{\dot{m}_{16} \times (h_{19} - h_{18})}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{14} \times (b_{15} - b_{14})}{\dot{m}_{16} \times (b_{19} - b_{18})}$
Superaquecedor	$\eta_I = \frac{\dot{m}_4 \times (h_5 - h_4)}{\dot{m}_{16} \times (h_{16} \times 85\% - h_{17})}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_4 \times (b_5 - b_4)}{\dot{m}_{16} \times (b_{16} \times 85\% - b_{17})}$

A fim de representar de forma mais fiel o comportamento operacional da caldeira, considerou-se que a fração máxima de calor disponível para o superaquecedor corresponde a 85% do calor contido na corrente de gases. Esse valor reflete tanto limitações práticas de transferência de calor quanto perdas inerentes ao processo, sendo compatível com faixas relatadas para caldeiras aquatubulares de bagaço em operação industrial.

2.2.5 Aplicação em Turbina e Bomba

A avaliação da turbina e da bomba segue as formulações da primeira e segunda lei, considerando a relação entre o trabalho real e o trabalho ideal ou exergia disponível. as equações utilizadas para o cálculo das eficiências desses equipamentos encontram-se organizadas na tabela 3, que apresenta as expressões de primeira e segunda lei aplicadas à turbina e à bomba.

Tabela 3. Descrição das equações Turbina e Bomba. Fonte: autoria própria (2025).

Componente	Primeira lei	Segunda lei
Turbina	$\eta_I = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_s},$	$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{B}_t}$
Bomba	$\eta_I = \frac{\dot{W}_{t,bomba}}{\dot{W}_{s,bomba}}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{t,bomba}}{\dot{B}_{t,bomba}}$

A eficiência de primeira lei (η_I) da turbina está associada ao balanço de energia, isto é, à razão entre o trabalho efetivamente obtido (\dot{W}_t) e o trabalho isentrópico ideal que poderia ser produzido caso a expansão fosse reversível e adiabática. Já a eficiência de segunda lei (η_{II}) relaciona o trabalho real ao potencial máximo de trabalho (exergia) disponível no fluxo de entrada, representado por (\dot{B}_t).

No caso da bomba, o raciocínio é inverso ao da turbina, pois, em vez de produzir trabalho, a bomba consome trabalho para elevar a pressão do líquido. Nesses casos, o sinal do trabalho e do fluxo de exergia depende do sentido da transferência de energia em relação ao sistema. Seguindo a convenção apresentada por Çengel

e Boles (2019), considera-se o trabalho como positivo quando sai do sistema (energia produzida) e negativo quando entra no sistema (energia consumida), conforme ocorre em bombas e compressores.

2.3 Balanço dos Componentes

O balanço de energia expresso em termos de fluxo de calor (\dot{Q}) em trocadores de calor e caldeiras, ou em fluxo de trabalho como turbinas e bombas (\dot{W}), é utilizado como ferramenta central para quantificar a transferência de energia nos diferentes componentes da planta e para calcular os parâmetros de desempenho que será mencionado mais para frente no trabalho. Para cada um dos componentes o cálculo baseia-se na variação de entalpia do fluido de trabalho multiplicada pela vazão mássica, ou seja:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times (h_f - h_i), \quad (8)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times (h_i - h_f), \quad (9)$$

Esse procedimento deriva diretamente da primeira lei da termodinâmica aplicada a volumes de controle em regime permanente, considerando que os trocadores de calor não realizam trabalho mecânico e que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis (MORAN; SHAPIRO, 2018).

Enquanto no balanço de energia as interações são expressas em função da entalpia específica (h), no balanço de exergia utiliza-se a exergia específica (b), que incorpora tanto a contribuição física (diferenças de temperatura e pressão) quanto a contribuição química do fluido em análise (KOTAS, 1995).

Obtemos então:

$$\dot{B} = \dot{m} \times (h_f - h_i), \quad (10)$$

Assim destrinchando as formulas para cada componente analisado, obtemos a formulação da tabela 4.

Tabela 4. Descrição de cálculo do fluxo de energia, trabalho e exergia dos componentes analisados. Fonte: autoria própria (2025).

Componente	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	\dot{B} [kW]
Caldeira	$\dot{m}_1 \times (h_5 - h_1)$	-	$\dot{m}_1 \times (b_5 - b_1)$
Economizador 1	$\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)$	-	$\dot{m}_1 \times (b_2 - b_1)$
Economizador 2	$\dot{m}_2 \times (h_3 - h_2)$	-	$\dot{m}_2 \times (b_3 - b_2)$
Pré-Ar 1 e 2	$\dot{m}_{14} \times (h_{15} - h_{14})$	-	$\dot{m}_{14} \times (b_{15} - b_{14})$
Superaquecedor	$\dot{m}_4 \times (h_5 - h_4)$	-	$\dot{m}_4 \times (b_5 - b_4)$
Turbina	-	$(\dot{m}_5 \times h_5 - (\dot{m}_6 \times h_6 + \dot{m}_7 \times h_7))$	$(\dot{m}_5 \times b_5 - (\dot{m}_6 \times b_6 + \dot{m}_7 \times b_7))$
Combustível	$\dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI}$	-	$\dot{m}_{\text{comb}} \times \text{Ex}_{\text{comb}}$
Processo	$\dot{m}_6 \times (h_8 - h_6)$	-	$\dot{m}_6 \times (b_8 - b_6)$
Bomba	-	$\dot{m}_{21} \times (h_{21} - h_1)$	$\dot{m}_{21} \times (b_{21} - b_1)$

2.4 Caracterização do Bagaço de Cana

Neste trabalho adotou-se para o bagaço umidade de 51% (base úmida) poder calorífico superior (PCS) 9.232,1 kJ/kg e poder calorífico inferior (PCI) 7.510,28 kJ/kg conforme manual do fabricante da caldeira (DEDINI, 2008).

Como o bagaço se encontra nas condições ambientais de temperatura e pressão, sua exergia física é considerada nula. Dessa forma, a exergia específica do bagaço corresponde exclusivamente à sua exergia química.

A exergia química representa a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser obtida quando uma substância é levada ao equilíbrio com o ambiente de referência por meio de reações reversíveis com substâncias ambientais. Para combustíveis como biomassa, a exergia química é normalmente relacionada ao seu poder calorífico inferior (PCI) ajustado por um fator de correção baseado na composição elementar. Kotas (1995) permite estimar a exergia específica de biomassa com base em sua composição elementar (% em massa):

$$Ex_{química} = PCI \times \left(1,043 - 0,016 \times \frac{H}{C} - 0,349 \times \frac{O}{C} \right), \quad (11)$$

Onde: $Ex_{química}$: exergia específica [kJ/kg]; PCI: poder calorífico inferior da biomassa [kJ/kg]; $\frac{H}{C}, \frac{O}{C}$: razões molares de hidrogênio e oxigênio em relação ao carbono.

Para a determinação desses parâmetros, utiliza-se a análise elementar do bagaço, que normalmente inclui os seguintes percentuais em massa: Carbono (C), Hidrogênio (H), Oxigênio (O), Nitrogênio (N), Enxofre (S) e Cinzas. Essa caracterização é essencial, pois a relação entre os elementos influencia diretamente tanto o PCI quanto a correção da exergia química.

A tabela 5 apresenta a composição elementar da biomassa utilizada no estudo, incluindo os teores de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre e cinzas. Esses valores são essenciais para o cálculo da exergia química, uma vez que a proporção entre os elementos influencia o poder calorífico e o termo de correção da equação.

Tabela 5. Composição elementar do bagaço de cana utilizada. Fonte: Dedine (2008).

Elemento	Composição [%]
C	22,54
H	3,23
O	22,25
S	0,00
N ₂	0,00
H ₂ O	51,00
Cinza	0,98
Total	1,00

Calculando a exergia química do bagaço usando a equação 11 e os elementos da tabela 5 temos

$$Ex_{química} = 7.510,28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \left(1,043 - 0,016 \times \frac{3,32}{22,54} - 0,349 \times \frac{22,25}{22,54} \right) = 8976,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (12)$$

2.4.1 Determinação Da Composição Elementar Do Bagaço

Para o cálculo, adota-se 1 kg de bagaço de cana como base de referência, cujas frações elementares estão apresentadas na Tabela 5. A partir dessa base, determina-se o número de mols de cada elemento conforme suas respectivas proporções no combustível.

$$n_i = \frac{m_i}{M_i}, \quad (13)$$

Onde: n_i = número de mols do elemento i [kmol]; m_i = massa do elemento i no combustível [kg] e M_i massa molar do elemento i [kg/kmol].

Os valores de massa dos elementos e suas respectivas massas molares encontram-se organizados na Tabela 6 que foram retirados das tabelas termodinâmicas de Moran e Shapiro (2018).

Tabela 6. Cálculo das quantidades elementares do bagaço de cana. Fonte: autoria própria (2025).

Elemento	Massa m_i [kg/kg combustível]	Massa molar M_i [kg/kmol]	Mols n_i [kmol/kg combustível]
C	0,2254	12,01	0,0187 (n_C)
H	0,0323	1,008	0,0320 (n_H)
O	0,2225	16,00	0,0139 (n_O)
H ₂ O	0,5100	18,02	0,0238(n_{H_2O})

A exergia química representa o potencial máximo de trabalho obtido a partir de uma substância reagindo com o ambiente padrão, definido a 25 °C e 1 atm. Para sua determinação, adota-se a equação geral.

$$\dot{E}_{\text{Química},i} = y_i \times \bar{e}_{x,i}, \quad (14)$$

Onde: y_i : fração mássica ou molar do componente i ; $\bar{e}_{x,i}$: exergia química molar padrão do componente i .

Assim, a contribuição de cada espécie química para a exergia total é proporcional à sua participação na composição dos produtos da combustão.

A fração molar (y_i) de um componente químico em uma mistura é definida como a razão entre o número de mols do componente e o número total de mols da mistura, conforme a Equação (15):

$$y_i = \frac{n_i}{\sum n_i}, \quad (15)$$

Nessa expressão, (n_i) representa a quantidade de matéria do componente i . enquanto ($\sum n_i$) são expressos em [kmol], sendo adimensional.

As massas moleculares (M_i) dos compostos gasosos: dióxido de carbono (CO₂), vapor d'água (H₂O), oxigênio (O₂) e nitrogênio (N₂) utilizadas no cálculo da exergia dos produtos da combustão estão apresentadas na Tabela 7, a qual reúne os valores obtidos a partir das tabelas termodinâmicas de Moran e Shapiro (2018).

O número de mols de cada componente, n_i , foi determinado a partir do balanceamento estequiométrico da reação química de combustão.

Tabela 7. Massa molecular dos componentes de combustão. Fonte: Moran e Shapiro (2018)

Componente	M_i [kg/kmol]
CO ₂	44,01
H ₂ O	18,02
N ₂	32,00
O ₂	28,01

A massa total dos produtos da combustão (m_i) é então calculada pela relação entre o número de mols e a massa molar de cada componente, conforme a Equação (16):

$$m_i = n_i \times M_i, \quad (16)$$

2.5 Gases de Combustão

A exergia total dos gases de combustão representa o potencial máximo de trabalho útil que pode ser obtido quando esses gases são levados ao equilíbrio termodinâmico com o ambiente. Essa exergia é composta por:

$$\dot{E}_{\text{total}} = \dot{E}_{\text{física}} + \dot{E}_{\text{química}}, \quad (17)$$

\dot{E}_{total} : Exergia total dos gases de combustão (kW); $\dot{E}_{\text{física}}$: Exergia física associada às propriedades termodinâmicas (kW); $\dot{E}_{\text{química}}$: Exergia química associada à composição química dos gases (kW).

A exergia física representa a parte da exergia associada às diferenças de temperatura e pressão entre o estado real dos gases e o ambiente de referência. Ou seja, é o trabalho máximo que pode ser extraído ao levar os gases às condições ambientais, sem alterar sua composição química.

$$\dot{E}_{\text{física},i} = C_{p_{\text{me}}} \times \left[(T - T_0) - T_0 \times \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right], \quad (18)$$

Onde: T: temperatura final dos gases de combustão [K], T_0 : temperatura inicial dos gases de combustão [K], $C_{p_{\text{me}}}$: calor específico médio da mistura [kJ/kg.K].

O cálculo de $C_{p_{\text{me}}}$ é necessário porque a mistura gasosa é composta por diferentes constituintes, cada qual com um calor específico próprio. Para determinar um valor representativo de toda a mistura, adota-se uma média ponderada dos calores específicos em função da fração mássica de cada componente. Os valores de $c_{p,i}$ foram retirados de tabelas termodinâmicas na faixa de temperatura padrão (25 °C). A equação utilizada é:

$$C_{p_{\text{me}}} = \sum \left(y_i \times \frac{M_i}{\bar{M}} \times c_{p,i} \right), \quad (19)$$

Onde: y_i é a fração molar de cada componente (adimensional), M_i a massa molar de cada espécie [kg/kmol], \bar{M} a massa molar média da mistura [kg/kmol] e $c_{p,i}$ o calor específico individual de cada componente [kJ/kg.K]. A razão $\frac{M_i}{\bar{M}}$ é utilizada para converter a fração molar em fração mássica.

Os valores de calor específico (c_p) apresentados na tabela 8 foram obtidos em Çengel e Boles (2019), a partir de dados tabulados para gases ideais. Esses parâmetros permitem determinar o calor específico médio da mistura sem necessidade de tratar individualmente cada componente.

Tabela 8. Cálculo do calor específico médio da mistura. Fonte: autoria própria (2025).

Componente	Calor específico (c_p) [kJ/kg.K]	Fração molar (y_i)	Massa molecular (M_i) [kg/kmol]	Calor específico médio ($C_{p_{\text{me}}}$) [kJ/kg.K]
CO ₂	0,019	0,113	44,01	0,153
H ₂ O	0,044	0,262	18,02	0,322
N ₂	0,098	0,583	28,01	0,620
O ₂	0,007	0,042	32,00	0,045
TOTAL	0,168	1,000	122,04	1,141

Para calcular é necessário converter a fração molar para fração mássica e multiplicando pelo $c_{p,i}$ de cada componente.

Aplicando-se esse procedimento aos constituintes CO₂, H₂O, N₂ e O₂, obteve-se um calor específico médio ponderado da mistura igual a:

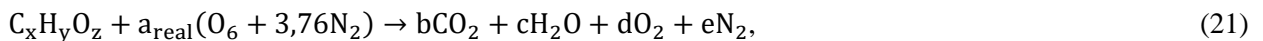
$$C_{p_{me}} = \sum C_{p_{mi}} = 1,1419 \text{ kJ/kgK}, \quad (20)$$

Este é o calor específico médio ponderado da mistura de gases de combustão

2.5.1 Estequiometria e Formação dos Gases de Combustão

A combustão é a reação química entre o combustível e o oxigênio, cujo resultado é a liberação de energia térmica e a formação de produtos gasosos como dióxido de carbono, vapor d'água e nitrogênio. Para fins de análise termodinâmica, assume-se que o combustível é completamente queimado, isto é, todo o carbono é convertido em CO_2 , todo o hidrogênio em H_2O e o oxigênio proveniente do combustível contribui parcialmente para a oxidação.

Para um composto genérico $\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z$, a equação geral da combustão completa, considerando o ar como mistura ideal, é dada por:



Onde: x , y e z são os índices estequiométricos do combustível, a_{real} mols de O_2 realmente fornecidos; Os coeficientes b , c , d , e e : representam, respectivamente, a quantidade de mols de dióxido de carbono (CO_2), vapor d'água (H_2O), oxigênio residual (O_2) e nitrogênio (N_2) presente nos produtos da combustão., $3,76 = \text{razão molar } \frac{\text{N}_2}{\text{O}_2}$ do ar seco. Moran e Shapiro (2018) definem aproximadamente 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em base molar do ar atmosférico seco.

2.5.2 Determinação do Oxigênio Teórico

O oxigênio teórico (a_{teo}) é a quantidade mínima de oxigênio necessária para que todo o carbono e hidrogênio sejam completamente oxidados, sem sobras de O_2 . É determinado pelo balanço atômico de oxigênio na reação:

$$a_{\text{teo}} = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}, \quad (22)$$

O termo (x) representa o número de átomos de carbono que requerem 1 mol de O_2 para formar CO_2 , o termo ($\frac{y}{4}$) reflete que cada 2 átomos de hidrogênio (um mol de H_2) consomem $\frac{1}{2}$ mol de O_2 para formar água, e o termo ($-\frac{z}{2}$) indica que parte do oxigênio necessário já está presente no próprio combustível.

Para caldeiras industriais raramente trabalhamos com combustão estritamente estequiométricas. No caso usamos 30% de excesso de ar proveniente do *over-fire* ou ventilador secundário (HT) para termos a queima completa do ar. O excesso de ar (ϵ) é definido por:

$$\epsilon = \frac{a_{\text{real}}}{a_{\text{esteq}}} - 1 \text{ ou } a_{\text{real}} = (\epsilon + 1) \times a_{\text{teo}}, \quad (23)$$

Onde o excesso de ar (ϵ) é definido como a fração de ar fornecido além do necessário.

2.6 Entalpia e Entropia para Gases

Para o cálculo da entalpia de gases ideais usamos:

$$h(T) - h(T_0) = \int_{T_0}^T c_p(T) dT, \quad (24)$$

Como a entalpia depende exclusivamente da temperatura e consideramos c_p constante

$$h(T) \approx h(T_0) + c_p \times (T - T_0), \quad (25)$$

Para entropia:

$$s(T, p) - s(T_0, p_0) = \int_{T_0}^T \frac{c_p(T)dT}{T} - R \ln\left(\frac{T}{T_0}\right), \quad (26)$$

Considerando c_p constante e $p = p_0$

$$s(T) \approx s(T_0) + c_p \times \ln\left(\frac{T}{T_0}\right), \quad (27)$$

Na prática, adota-se frequentemente a hipótese de c_p constante no intervalo de temperaturas analisado, o que simplifica os cálculos e gera resultados precisos. Embora o valor real de c_p varie com a temperatura e a composição da mistura, essa aproximação apresenta erros relativamente pequenos, especialmente quando comparados com as incertezas experimentais e os demais fatores de projeto (Çengel e Boles, 2019).

2.7 Parâmetros Utilizados na Planta

Os parâmetros termodinâmicos utilizados na modelagem da caldeira, incluindo temperatura, pressão, vazão mássica, entalpia, entropia e exergia, encontram-se organizados na Tabela 9, que reúne os valores operacionais referentes aos principais pontos do ciclo de água e vapor da planta. Esses dados servem de base para o cálculo das propriedades termodinâmicas necessárias às análises energética e exergetica.

Tabela 9. Descrição dos parâmetros de água da caldeira. Fonte: Dedine (2008).

Pontos	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/K]	Exergia [kJ/kg]
REF	25,00	101,32	0,00	104,93	0,37	0,00
1	115,00	8.825,99	41,67	488,76	1,47	55,84
2	126,00	7.845,32	41,67	534,57	1,61	66,60
3	180,00	7.845,32	41,67	766,69	2,15	136,14
4	291,00	6.668,20	41,67	2.817,38	5,93	1.060,43
5	485,00	6.668,20	41,76	3.378,88	6,80	1.358,69
6	140,00	250,00	41,76	2.765,19	7,12	625,81
7	126,10	240,00	0,08	2.765,98	7,07	612,56
8	121,10	-	39,54	-	-	-
9	25,00	101,32	3,08	104,93	0,37	-
10	282,40	-	0,62	-	-	-
11	115,60	-	1,54	-	-	-
21	115,00	235,00	41,67	482,60	1,47	47,93

Todos os estados são referentes a água.

O ponto REF corresponde ao estado de referência adotado para a água, definido a 25 °C e 101,32 kPa, utilizado como base para o cálculo de entalpia, entropia e exergia dos demais pontos do sistema.

Os dados apresentados na Tabela 9 foram obtidos a partir das informações operacionais disponibilizadas pelo setor de utilidades da usina. Entretanto, as pressões correspondentes aos pontos 8, 10 e 11 não estavam presentes nesses registros. Como pressão, temperatura e título são variáveis essenciais para a determinação de propriedades termodinâmicas, não foi possível calcular entalpia, entropia e exergia nesses pontos.

A ausência dessas propriedades, contudo, não compromete a análise energética e exergetica, pois esses pontos não participam diretamente dos balanços principais dos componentes avaliados. Assim, apenas os pontos cuja influência afeta os balanços globais foram completamente caracterizados.

Os valores apresentados para o bagaço, incluindo o poder calorífico inferior (PCI), foram obtidos a partir do manual técnico da caldeira, considerando uma umidade de 51%. Embora o PCI já tenha sido mencionado anteriormente na metodologia, ele é novamente apresentado aqui para manter a consistência da parametrização utilizada nas Tabelas 9 e 10.

Tabela 10. Parâmetros do bagaço de cana. Fonte: Dedine (2008).

Pontos	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kg/K]	Exergia [kJ/kg]
REF	25,00	101,32	0	7.510,28	0	0
12	25,00	101,32	19,79	7.510,28	0	8.976,99

Os parâmetros termodinâmicos do ar fornecido pelos ventiladores primário e secundário, utilizados nos balanços de energia e exergia do sistema, estão organizados na tabela 11, que apresenta temperatura, pressão, vazão mássica e propriedades específicas das correntes de ar empregadas no processo de combustão.

Tabela 11. Parâmetros do ar provenientes dos ventiladores. Fonte: Dedine (2008).

Pontos	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kg/K]	Exergia [kJ/kg]
REF	25,00	101,32	0,00	298,60	6,86	0,00
13	25,00	101,32	4,89	298,60	6,86	0,00
14	25,00	101,32	82,89	298,60	6,86	0,00
15	180,00	101,32	87,78	455,30	7,28	30,20

Como já mencionado anteriormente o pré-ar primário e secundário foi analisado sendo representado como um único trocador de calor por estar em série e pela dificuldade de obtenção dos dados entre a saída do primário que representa a entrada do secundário.

O estado 13 é referente a entrada de ar para espargimento e o estado 14 representa a soma das entradas de ar do primário e secundário.

Os parâmetros termodinâmicos dos gases de combustão utilizados nos cálculos de energia e exergia incluindo temperatura, pressão, vazão mássica, entalpia, entropia e exergia estão apresentados na tabela 12, que reúne as condições operacionais das correntes gasosas após a combustão em diferentes pontos da caldeira.

Tabela 12. Parâmetros dos gases de combustão utilizadas. Fonte: autoria própria (2025).

Pontos	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kg/K]	Exergia [kJ/kg]
REF	25,00	101,32	0,00	0,00	0,00	0,00
16	800,00	101,32	91,04	852,50	1,41	780,55
17	422,00	101,32	91,04	436,70	0,93	427,81
18	314,00	101,32	91,04	317,90	0,75	345,98
19	192,00	101,32	91,04	183,70	0,49	271,39
20	170,00	101,32	91,04	159,50	0,44	260,67

As vazões mássicas empregadas na modelagem, referentes aos principais fluxos de ar, bagaço, gases de combustão e água desmineralizada, encontram-se reunidas na tabela 13, que sintetiza os valores fornecidos pelo setor de utilidades e utilizados na formulação dos balanços de massa e energia do sistema.

Tabela 13. Descrição das vazões mássicas utilizadas. Fonte: Dedine (2008).

Equipamento/Fluido	Vazão mássica [kg/s]
Espargidor (bagaço)	19,79
Ventilador primário (LT)	64,00
Ventilador secundário (HT)	18,89
Ventilador auxiliar para espargimento	4,84
Gases de combustão	91,04
Água Desmineralizada	41,67

Determinou-se, de acordo com o manual da caldeira, a relação de ar/bagaço de 4,43 de ar para cada quilograma de bagaço. Considerando uma vazão de bagaço de 19,79 kg/s, calcula-se que são necessários 88 kg/s de ar para a combustão completa, adotando um excesso de ar de 30%.

2.8 Parâmetros de Desempenho da Planta de Cogeração

Com base na metodologia aplicada nos balanços de energia e exergia, a análise de desempenho de uma planta sucroenergética costuma ser detalhada por meio de índices de desempenho descritos por Huang (1996), Pietro (2003) e Palácios (2009). Esses índices têm como objetivo avaliar a efetividade da utilização dos recursos energéticos da planta, como, por exemplo, o Fator de Utilização de Energia (FUE), que expressa o aproveitamento da energia contida no combustível, considerando simultaneamente a produção de energia elétrica e de calor útil.

A avaliação do desempenho de um sistema envolve a comparação de produtos com diferentes propriedades termodinâmicas, como calor e potência gerada. Para isso, são utilizados indicadores de eficiência de sistemas de cogeração (Lora e Venturini, 2012):

$$FUE = \frac{W + \dot{Q}_U}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \quad (28)$$

Onde: \dot{Q}_U : fluxo de calor útil para o processo [kW]; W: potência produzida [kW]; vazão mássica de combustível [kg/s]; PCI: poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg].

O índice de Geração de Potência (IGP), também chamado de Eficiência Térmica Artificial, calcula separadamente a eficiência elétrica de um sistema de cogeração. Esse índice considera que o combustível utilizado para a geração elétrica é a diferença entre a demanda total e a quantidade que seria necessária para gerar calor em um sistema convencional (Lora e Venturini, 2012).

$$IPE = \frac{\dot{m}_{comb} \times PCI}{\frac{W}{n_{term_ref}} + \frac{\dot{Q}_U}{n_{cald_ref}}} \quad (29)$$

Onde: n_{term_ref} : eficiência térmica de uma planta de potência de referência (adotada 40%); n_{cald_ref} : eficiência térmica de caldeiras que produzem apenas vapor saturado (77%) como valores típicos de referência para usinas termelétricas e caldeiras convencionais, respectivamente.

A Energia Economizada (EEC) é derivada diretamente do IPE e representa a fração de energia primária economizada pela cogeração.

$$EEC = 1 - IPE, \quad (30)$$

A Razão Potência-Calor (RPC) é um parâmetro relevante, pois indica a relação custo-benefício de um sistema de cogeração. Valores elevados de RPC indicam grande produção de excedente elétrico, o que pode ser vantajoso quando o preço de venda da energia elétrica é atrativo (Lora e Venturini, 2012).

$$RPC = \frac{W_e}{Q_{\text{boiler}}}, \quad (31)$$

Essa energia térmica é representada por Q_{boiler} , que corresponde à taxa de calor transferida ao vapor durante o processo de geração, sendo calculada pela diferença de entalpia entre a saída e a entrada do fluido de trabalho.

Em conjunto, esses indicadores permitem avaliar a performance global e setorial da cogeração, identificar gargalos de eficiência e orientar ações de melhoria. Plantas com altos valores de FUE e IPE, aliados a um RPC adequado ao perfil de consumo, apresentam melhor aproveitamento energético e maior competitividade operacional.

3 Resultados e Discussões

3.1 Determinação do Ar Teórico e Real na Reação de Combustão

Para determinar a quantidade de ar necessária à combustão do bagaço, parte-se da reação estequiométrica teórica baseada na composição elementar do combustível, considerando 1 kg de bagaço de cana como base. A quantidade teórica de oxigênio (a_{teo}) é calculada a partir da equação da combustão completa, conforme a proporção dos elementos carbono (C), hidrogênio (H) e oxigênio (O) presentes na biomassa:

Aplicando a equação 22:

$$a_{\text{teo}} = 0,0198255 \frac{\text{kmol de O}_2}{\text{kg de bagaço}}, \quad (32)$$

Onde: 0,01877 representa a fração molar de carbono (C) no combustível; 0,03204 representa a fração de hidrogênio (H); 0,01391 representa a fração de oxigênio (O); o denominador 2 na fração do oxigênio decorre da necessidade de dois átomos de oxigênio por molécula de O_2 .

Essa equação expressa o consumo teórico de oxigênio necessário para oxidar completamente os elementos combustíveis (C e H) presentes no bagaço.

Com o excesso de 30%:

$$a_{\text{real}} = 0,02577 \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg}}, \quad (33)$$

Sabendo-se que o ar seco contém aproximadamente 21% de oxigênio (O_2) e 79% de nitrogênio (N_2) em volume, a relação molar entre N_2 e O_2 é de 3,76. Assim, a quantidade de nitrogênio fornecida ao processo é dada por:

$$n_{\text{N}_2}^{\text{ar}} = 3,76 \times 0,02577 = 0,09691 \frac{\text{kmol N}_2}{\text{kg}}, \quad (34)$$

Após a combustão, parte do oxigênio permanece não reagido. A quantidade residual é calculada pela diferença entre o oxigênio total fornecido e o efetivamente consumido:

$$n_{\text{O}_2}^{\text{res}} = n_{\text{O}_2}^{\text{real}} - n_{\text{O}_2}^{\text{teo}} = 0,00595 \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg}}, \quad (35)$$

Onde: $n_{\text{O}_2}^{\text{res}}$ representa mols de oxigênio remanescente nos gases de exaustão. Esse valor indica que aproximadamente 23% do O_2 fornecido não reagiu, validando o excesso de ar adotado.

3.2 Formação dos Produtos da Combustão

Considerando uma combustão completa, todo o carbono é convertido em dióxido de carbono (CO_2), e todo o hidrogênio em vapor d'água (H_2O). Assim:

$$b = n_{\text{CO}_2} = n_{\text{C}} = 0,01876 \quad (36)$$

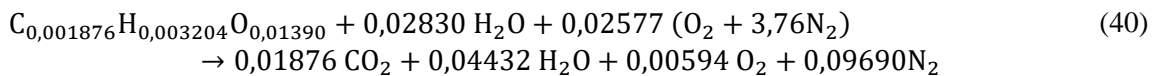
$$n_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{form}} = \frac{n_{\text{H}}}{2} = 0,01602 \quad (37)$$

O total de vapor formado ($n_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{total}}$) inclui tanto a água gerada pela oxidação do hidrogênio quanto a umidade original do bagaço, obtendo-se:

$$c = n_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{total}} = n_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{form}} + n_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{umid}} = 0,04432 \quad (38)$$

$$e = n_{\text{N}_2} = 0,096907 \text{ e } d = n_{\text{O}_2}^{\text{res}} = 0,005947 \quad (39)$$

Assim, a reação estequiométrica de combustão por 1 kg de bagaço é expressa por:



Após a formulação da reação estequiométrica de combustão para 1 kg de bagaço, foi possível determinar a composição dos produtos formados, incluindo o número de mols, as massas correspondentes e as frações mássicas e molares de cada espécie. Esses resultados estão sintetizados na tabela 14, que apresenta a composição dos produtos de combustão obtida a partir do balanço estequiométrico.

Tabela 14. Composição mássica e molar dos produtos da combustão do bagaço de cana. Autoria Própria (2025).

Componente	Número de mols (n_i) [kmol]	Massa molecular (M_i) [kg/kmol]	Massa componente (m_i) [kg]	Fração mássica (mf_i)	Fração molar (y_i)
CO ₂	0,0187	44,01	0,8259	0,1824	0,1131
H ₂ O	0,0443	18,02	0,7987	0,1763	0,2671
N ₂	0,0059	32,00	0,1903	0,0420	0,0358
O ₂	0,0969	28,01	2,7143	0,5993	0,5840
TOTAL	0,1659	-	4,5293	1,00	1,00

A somatória da massa dos componentes resultando em 4,52 representa a quantidade em kg de gases de combustão na queima de 1 kg de bagaço.

A exergia química padrão ($\bar{e}_{x,i}$) de cada espécie é definida como a exergia molar de uma substância em seu estado padrão (25 °C e 1 atm). Esses valores são tabelados em Moran e Shapiro (2018) e Kotas (1995), e expressos em [kJ/mol]

Com a composição molar dos produtos de combustão previamente determinada, foi possível calcular a exergia química específica da mistura gasosa. Para isso, utilizaram-se os valores de exergia padrão de cada espécie e suas respectivas frações molares. Esses resultados encontram-se organizados na tabela 15, que apresenta a exergia específica padrão, as frações molares e a exergia ponderada de cada componente.

Tabela 15. Cálculo da exergia específica. Fonte: autoria própria (2025).

Componente	Exergia específica padrão $\bar{e}_{x,i}$ [kJ/kmol]	Fração molar (y_i)	$\bar{e}_{x,i} \times y_i$ [kJ/kmol]
CO ₂	19,87	0,113	2,24
H ₂ O	9,50	0,262	2,48

N ₂	0,00	0,583	0,00
O ₂	3,97	0,042	0,16
TOTAL	33,34	1,00	4,90

Inicialmente, determinou-se a composição molar da mistura gasosa a partir da análise dos produtos (Tabela 1), obtendo-se as frações molares de dióxido de carbono (CO₂), vapor d'água (H₂O), nitrogênio (N₂) e oxigênio (O₂) residual. Em seguida, esses valores foram multiplicados pelas respectivas exergias padrão, fornecendo a exergia parcial de cada constituinte tabela 15. O somatório dos produtos resultou em uma exergia total de 4,90 kJ/kmol para a mistura considerada.

Como a exergia foi inicialmente expressa em base molar, foi necessária a conversão para base mássica, mais adequada para comparações industriais. Para isso, utilizou-se a massa molar média da mistura:

$$\bar{M} = \sum (y_i \times M_i), \quad (41)$$

Onde: y_i = fração molar do componente i; M_i = massa molar do componente i.

Assim, como exemplo temos:

$$M_i(\text{CO}_2) = (0,113) \times \left(\frac{44,01 \text{ kg}}{\text{kmol}} \right) = 4,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad (42)$$

Após a determinação da exergia química molar da mistura gasosa, tornou-se necessário converter esse valor para base mássica, o que requer o cálculo da massa molar média da mistura. Esse cálculo foi realizado a partir do produto entre a fração molar de cada componente e sua respectiva massa molar, conforme apresentado na tabela 16, que sintetiza os valores utilizados para obtenção da massa molar média dos gases de combustão.

Tabela 16. Cálculo da massa molar média da mistura de cada componente. Fonte: autoria própria (2025).

Componente	\bar{M} [kg/kmol]	\bar{M} [kg/kmol]
CO ₂	$(0,113) \times \left(\frac{44,01 \text{ kg}}{\text{Kmol}} \right)$	4,97
H ₂ O	$(0,262) \times \left(\frac{18,02 \text{ kg}}{\text{Kmol}} \right)$	4,72
N ₂	$(0,583) \times \left(\frac{28,01 \text{ kg}}{\text{Kmol}} \right)$	16,34
O ₂	$(0,042) \times \left(\frac{32,00 \text{ kg}}{\text{Kmol}} \right)$	1,34
TOTAL	-	27,37

A exergia química da mistura gasosa foi inicialmente determinada em base molar, a partir do somatório ponderado das exergias padrão de cada constituinte pelos respectivos valores de fração molar. Esse procedimento resultou em uma exergia molar de aproximadamente 4,901 kJ/kmol. No entanto, para efeito de análise e comparações energéticas, torna-se mais conveniente expressar esse valor em base mássica. Para isso, a exergia molar é dividida pela massa molar média da mistura, previamente calculada que é 27,37 kg/kmol. Assim, tem-se:

$$Ex = \frac{4,901 \times 1000 \text{ kJ/kmol}}{27,37 \text{ kg/kmol}} = 179 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad (43)$$

Assim, o valor de 179 kJ/kg representa a exergia química específica dos gases de combustão para a composição avaliada, isto é, o potencial máximo teórico de trabalho por unidade de massa da mistura, nas condições de referência consideradas.

3.3 Determinação da Exergia dos Gases de Combustão

Para avaliar separadamente as parcelas de exergia química e exergia física dos gases de combustão, foram aplicadas as equações correspondentes às diferentes temperaturas de saída desses gases. Os resultados obtidos incluindo a exergia química, a exergia física e a exergia total para cada condição analisada estão organizados na tabela 17, que sintetiza o comportamento exergetico da mistura gasosa ao longo das temperaturas avaliadas.

Tabela 17. Exergia química e física dos gases de combustão. Fonte: autoria própria (2025).

Pontos	Temperatura [°C]	Temperatura [K]	Exergia Química [kJ/kg]	Exergia Física [kJ/kg]	Exergia Total [kJ/kg]
20	170	443,15	179,08	30,65	209,73
19	192	465,15	179,08	39,28	218,35
18	314	587,15	179,08	99,29	278,37
17	422	695,15	179,08	165,13	344,21
16	800	1.073,15	179,08	448,94	628,02

A exergia total representa a soma da exergia química e física como na formula (13).

Com o $C_{p_{me}}$ determinado, a equação da exergia física foi aplicada a diferentes temperaturas dos gases de combustão. Os resultados encontram-se sintetizados na Tabela 17, que apresenta os valores de exergia química, exergia física e exergia total para cada condição avaliada. Observa-se que a exergia química permanece constante (179,08kJ/kg), visto que depende apenas da composição da mistura, enquanto a exergia física cresce com o aumento da temperatura, pois está diretamente associada ao excesso de energia térmica dos gases em relação ao ambiente de referência. A soma dessas duas parcelas fornece a exergia total dos gases, cujo valor atinge 628,02 kJ/kg para a condição mais elevada de temperatura.

A Tabela 18 reúne os valores de transferência de calor (\dot{Q}), trabalho (\dot{W}) e exergia (\dot{B}) associados a cada componente do sistema, permitindo visualizar a distribuição das interações energéticas ao longo da caldeira e dos equipamentos auxiliares.

Tabela 18. Fluxos de calor, trabalho e exergia. Fonte: Autoria Própria (2025).

Componente	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	\dot{B} [kW]
Caldeira	120.610,41	-	54.149,49
Economizador 1	1.923,21	-	473,54
Economizador 2	9.598,11	-	2.916,72
Pré-Ar 1 e 2	10.558,71	-	2.044,06
Superaquecedor	22.096,36	-	11.767,17
Turbina	-	25.570,32 (real) 31.812,37 (isentrópico)	30.441,51
Combustível	148.640,96	-	177.669,71

Processo	89.621,00	-	23.049,14
Bomba	-	-256,85 (real) -354,61 (isentrópico)	349,33

Os economizadores, o pré-ar e o superaquecedor apresentam apenas fluxos de calor, conforme esperado para trocadores de calor sem produção de trabalho mecânico. A turbina representa o principal ponto de conversão energética do ciclo, exibindo contribuição significativa de trabalho útil e elevada taxa de exergia transferida.

Por outro lado, o combustor e o processo térmico apresentam elevados fluxos exergéticos, refletindo as irreversibilidades inerentes à combustão e ao uso industrial do vapor. A bomba, como equipamento consumidor de energia, apresenta trabalho negativo, coerente com sua função de pressurização da água de alimentação. De forma geral, os valores sintetizados na tabela permitem identificar onde se concentram as maiores destruições de exergia e quais componentes exercem maior influência no desempenho global do sistema.

As eficiências energéticas e exergeticas de cada componente da caldeira foram calculadas com base nas equações da primeira e da segunda lei da termodinâmica. Os resultados obtidos para cada equipamento são apresentados na tabela 19, permitindo comparar o desempenho individual dos componentes e identificar onde ocorrem as maiores irreversibilidades do sistema.

Tabela 19. Eficiências de Primeira e Segunda Lei. Fonte: Autoria Própria (2025).

Componente	Primeira lei [%]	Segunda lei [%]
Caldeira	81,01	28,76
Economizador 1	86,63	54,68
Economizador 2	93,68	48,33
Pré-Ar 1 e 2	89,96	37,42
Superaquecedor	94,87	74,09
Turbina	81,00	81,99
Bomba	72,42	73,52

A metodologia usada para análise termodinâmica de uma caldeira já foi vista em literaturas semelhantes de caldeiras aquatubular operando com bagaço de cana. O modelo adotado dividiu a caldeira em sub-volumes de controle, permitindo identificar as principais irreversibilidades em cada seção do equipamento e, assim, direcionar esforços para o aumento da eficiência, analisando também todos os parâmetros de desempenho para uma análise mais completa e sucinta. Os resultados dos cálculos mostraram-se consistentes tanto com os fundamentos teóricos quanto com estudos encontrados na literatura especializada.

A análise global confirmou a eficiência de primeira lei indicada no prontuário da caldeira, enquanto a eficiência de segunda lei apresentou valores compatíveis com os trabalhos de Ohijeagbon, Waheed e Jekayinfa (2013) e Saidur, Ahamed e Masjuki (2010), citados como referência. Conforme esperado, a caldeira global foi o componente com maior taxa de destruição de exergia, devido à natureza intrinsecamente irreversível do processo de combustão.

Os trocadores de calor (superaquecedor, turbina, pré-aquecedor e economizadores primário e secundário) apresentaram eficiências de primeira lei próximas de 90%, em concordância com valores reportados na prática de engenharia. Já as eficiências de segunda lei, como previsto, mostraram-se inferiores às de primeira lei em todos os volumes de controle analisados menos na turbina. A eficiência de 2ª lei da turbina e da bomba se mantém próxima do valor da primeira lei porque o processo de expansão do vapor apresenta baixa irreversibilidade e aproveita quase totalmente a exergia disponível, diferentemente de trocadores de calor e da combustão, onde as perdas exergéticas são elevadas.

O valor global de eficiência obtido pela modelagem de cálculo foi coerente com o apresentado no manual técnico da caldeira, aproximadamente 81%. Dessa forma, este trabalho reforça a aplicabilidade da abordagem proposta como ferramenta complementar às análises convencionais de caldeiras, oferecendo subsídios para o projeto e a operação de sistemas aquatubulares mais eficientes.

Com base nos resultados energéticos e exergeticos obtidos para cada componente, foram determinados os principais indicadores globais de desempenho da planta, calculados a partir das equações apresentadas na

metodologia. A tabela 20 reúne os valores encontrados para os parâmetros FUE, IGP, IPE, EEC e RPC, permitindo avaliar o desempenho operacional global do sistema de cogeração.

Tabela 20. Descrição do reservatório. Fonte: autor (ano).

Parâmetros de Desempenho	Valores
FUE	0,75
IGP	0,56
IPE	0,88
EEC	0,12
RPC	0,24

O valor calculado do FUE de 0,75 demonstra que a planta apresenta uma boa utilização do combustível, convertendo a maior parte da energia fornecida em formas úteis. De modo semelhante, o IGP, com valor de 0,56, reflete a relação entre o combustível consumido e a energia efetivamente produzida. Quanto ao IPE, com 0,88, evidencia-se um elevado desempenho energético, compatível com valores observados em plantas de cogeração bem ajustadas. O índice EEC, de 0,12, indica que há aproveitamento limitado de excedentes elétricos. Já o RPC, com valor de 0,24, mostra o potencial de recuperação complementar do sistema (Lora; Nascimento, 2004).

4 Conclusão

A análise termodinâmica realizada permitiu avaliar, de forma detalhada, o desempenho energético e exergético da caldeira aquatubular em operação na unidade Monte Verde da BPbioenergy, considerando a queima do bagaço de cana como fonte renovável de energia. Os resultados obtidos demonstraram coerência com valores reportados na literatura especializada, validando o modelo adotado.

O estudo confirmou a aplicabilidade da análise exergética como ferramenta complementar às avaliações convencionais de eficiência, permitindo identificar regiões de maior destruição de exergia e, consequentemente, os principais pontos de perda no sistema. Esse diagnóstico oferece valor operacional imediato, pois possibilita associar perdas exergéticas elevadas a fenômenos reais, como incrustações em tubos, má distribuição de ar de combustão, quedas de tiragem, subaquecimento ou superaquecimento localizados, além de eventuais desvios no desempenho de economizadores e superaquecedores.

A partir desses resultados, torna-se possível quantificar o impacto econômico das ineficiências observadas. Perdas de exergia associadas a trocadores de calor, por exemplo, refletem diretamente em menor aproveitamento energético dos gases, demandando maior consumo de combustível para atender à mesma carga térmica. Em escala industrial, esse efeito se traduz em aumento de custos operacionais, desgaste acelerado de componentes e maior emissão de gases devido à queima adicional de biomassa.

Além disso, a análise exergética fornece subsídios importantes para decisões de *retrofit*. Ao identificar os componentes com maior potencial de melhoria como aumento de área de troca térmica, otimização da distribuição do ar primário e secundário, ajustes nos bicos de *overfire*, substituição de feixes com alto nível de incrustação ou até adoção de pré-secagem de bagaço. O método orienta intervenções de alto impacto, capazes de elevar substancialmente o desempenho global da caldeira.

A abordagem utilizada mostrou-se adequada tanto para fins acadêmicos quanto industriais, podendo orientar estratégias de manutenção preditiva, auditorias energéticas e estudos de viabilidade para modernização de sistemas de cogeração alimentados por biomassa.

Como trabalhos futuros, pretende-se desenvolver um software de controle automatizado capaz de realizar o cálculo em tempo real da eficiência energética e exergética da caldeira, utilizando dados contínuos de sensores de processo. Essa ferramenta poderá aprimorar o monitoramento operacional, reduzir perdas térmicas e aumentar a confiabilidade dos indicadores de desempenho, contribuindo para uma gestão mais eficiente e sustentável da energia na planta.

5 Agradecimentos

O autor agradece, em primeiro lugar, à sua namorada Victória, pelo constante suporte, incentivo e auxílio. Agradece também aos operadores da BPbioenergy (Unidade Monte Verde), em especial aos senhores Sebastião, Marcos e Rafael, pelo acolhimento, pela disponibilidade em transmitir conhecimentos práticos

e pela colaboração essencial para o entendimento da operação do sistema de geração de vapor e demais processos da planta.

Um agradecimento especial é direcionado ao coordenador da planta, Adriano Júnior, pela disponibilização dos documentos técnicos e informações operacionais indispensáveis para o desenvolvimento da pesquisa, e ao líder Kayo Ferreira, pelo apoio e pelas orientações técnicas que auxiliaram na interpretação dos resultados e na solução de diversas dúvidas.

Por fim, o autor expressa sua gratidão ao professor Ramon Silva, orientador deste trabalho, pelo acompanhamento contínuo, pela dedicação e pelas valiosas contribuições que possibilitaram a construção e conclusão deste projeto com excelência.

6 Referências Bibliográficas

ALI, M.; AHMAD, S.; ZUBAIR, S. *Energy and exergy assessment of biomass-fired boilers: A review of recent developments. Energy Conversion and Management*, v. 280, 2024.

ANEEL. Atlas da Energia Elétrica do Brasil. Agência Nacional de Energia Elétrica, 2023. Disponível em: <https://www.aneel.gov.br>. Acesso em: 30 ago. 2025.

ARAUJO, C. L. Transferência de Calor: Princípios e Aplicações. São Paulo: Editora ABC, 1978.

ARNAO, S.; NEBRA, S. A. *First and second law performance analysis of sugarcane bagasse boilers. Biomass and Bioenergy*, v. 35, p. 1264–1272, 2011.

ARRUDA FILHO, R. R. Metodologia para análise energética e exergética de uma caldeira aquatubular com queima de bagaço de cana. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – UNESP, Bauru, 2014.

BARBOSA, R. S. Tratamento de Água em Caldeiras. 3. ed. Rio de Janeiro: Editora Técnica, 2008.

BARROSO, J. et al. *Optimization of sugarcane bagasse boilers in Cuba: energy and economic analysis. Energy*, v. 28, p. 1345–1355, 2003.

BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics. 2. ed. New York: John Wiley & Sons*, 1988.

BÉATON, C.; LORA, E. E. S. Métodos de cálculo de eficiência de caldeiras a biomassa. *Biomass Energy Review*, 1991.

CARDOSO, T. Avaliação energética e exergética de sistemas de cogeração na indústria sucroenergética. *Renewable Energy Review*, 2021.

CAVALCANTI, E. et al. *Energy, exergy and exergoenvironmental analysis of a sugarcane bagasse power cogeneration system. Energy Conversion and Management*, v. 224, 2020.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2019.

COLOMBRES, J. R. et al. *Evaluation of modern sugarcane bagasse boilers in Argentina. Applied Thermal Engineering*, v. 40, p. 129–136, 2011.

CONAB. Perfil do Setor de Açúcar e Etanol no Brasil. Brasília: Companhia Nacional de Abastecimento, 2011.

CORTEZ, L. A. B.; GÓMEZ, E. O. *Exergy analysis of sugarcane bagasse boilers. International Journal of Energy Research*, v. 22, p. 691–698, 1998.

DEDINI S/A. Manual Técnico da Caldeira Aquatubular Modelo 140 t/h. Piracicaba: Dedini, 2008.

DIAS, F. et al. *Efficiency of an aquatubular boiler from the burning of four cultivars of sugar cane. Research, Society and Development*, v. 9, n. 10, 2020.

EMBRAPA. Combustão do bagaço da cana-de-açúcar: autossuficiência energética e carbono neutro. Brasília: Embrapa, 2015.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Boletim de Energia – BEN 2025. Brasília: EPE, 2025.

EPE. Nota Técnica sobre Biomassa para os Leilões de Energia. Brasília: EPE-DEE-089/2019-r0, 2019.

GASPAR, L.; MORAES, A.; LOPES, L. *High-pressure biomass boilers in sugarcane industries: performance and operational improvements. Journal of Cleaner Energy Systems*, 2018.

- HERNÁNDEZ, J.; JEAN, A.; CERÓN, J. *Exergy analysis of a sugarcane bagasse boiler*. *Energy*, v. 32, p. 1846–1858, 2007.
- HUANG, F. *Boiler Combustion and Efficiency Improvements*. New York: McGraw-Hill, 1996.
- KAMATE, S.; GANGAVATI, P. *Exergy analysis of cogeneration plants in sugar industries*. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, p. 1187–1194, 2009.
- KOTAS, T. J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Malabar, FL: Krieger Publishing, 1995.
- LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, P. T. S. *Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação*. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.
- LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J. *Cogeração: Tecnologia e Aplicações*. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2012.
- MARTIN, C. *Análises energéticas e exergéticas em unidades de cogeração de usinas sucroalcooleiras*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – UNICAMP, Campinas, 2005.
- MOLINA, F. et al. *Multiobjective optimization of the energy efficiency and the steam flow in a bagasse boiler*. *Sustainability*, v. 15, 2023.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8. ed. Hoboken: Wiley, 2018.
- NAGAOKA, F. *Custos de transação e comercialização da energia elétrica no setor sucroalcooleiro paulista*. Dissertação (Mestrado) – USP, Piracicaba, 2002.
- NASA Glenn Research Center. *Thermodynamic Properties of Gases*. Disponível em: <https://www.grc.nasa.gov/www/cdt/>. Acesso em: 30 ago. 2025.
- NOVACANA. *Mapa da Cogeração: panorama atualizado das usinas exportadoras de energia*. 2019. Disponível em: <https://www.novacana.com>. Acesso em: 30 ago. 2025.
- OHIJEAGBON, I. O.; WAHEED, M. A.; JEKAYINFA, S. O. *Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers*. *Energy*, v. 53, p. 153–164, 2013.
- PALACIOS, J. *Energy Systems in Industrial Cogeneration*. Oxford: Elsevier, 2009.
- PEÑA, M. et al. *Performance assessment of high-efficiency biomass steam boilers: energy and exergy insights*. *Energy Reports*, 2024.
- PIETRO, M. R. *Caldeiras e Sistemas de Vapor*. São Paulo: Edgard Blücher, 2003.
- PODER360. *Bioeletricidade cresce 8% no 1º trimestre de 2024*. Disponível em: <https://www.poder360.com.br>. Acesso em: 30 ago. 2025.
- QUEIROZ, L. M. *Análise energética e exergética do ciclo Rankine de uma usina sucroalcooleira*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – UNIFEI, Itajubá, 2012.
- RECIMA21. *Cogeração de energia a partir do bagaço de cana: oportunidades e desafios*. *Recima21*, v. 4, n. 2, 2023. Disponível em: <https://recima21.com.br>. Acesso em: 30 ago. 2025.
- REGULAGADDA, P.; DINCER, I.; NATERER, G. *Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses*. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, p. 970–976, 2010.
- SAIDUR, R.; AHAMED, J.; MASJUKI, H. H. *Energy and exergy analysis of industrial boilers: a study of heat-loss distributions*. *Energy Conversion and Management*, v. 51, p. 2129–2135, 2010.
- SANTOS, C. S. *Eficiência energética na geração de vapor com bagaço de cana em usina sucroalcooleira*. Monografia – Centro Universitário de Formiga, 2015.
- SASTA. *South African Sugar Technologists' Association Proceedings*. Durban: SASTA, 2001.
- SEAI. *Triple E eligibility criteria for biomass boilers*. Sustainable Energy Authority of Ireland, 2023.
- THE ENGINEERING TOOLBOX. *Gases – Specific Heat and Individual Gas Constants*. 2003. Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com>. Acesso em: 30 ago. 2025.