

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
CAMPUS DIVINÓPOLIS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA

Ivna de Almeida Bastos

ANÁLISE TERMOECONÔMICA E ENERGÉTICA
DE UMA USINA SUCROALCOOLEIRA



Divinópolis

2022

Ivna de Almeida Bastos

ANÁLISE TERMOECONÔMICA E ENERGÉTICA DE UMA USINA SUCROALCOOLEIRA

Monografia de Trabalho de Conclusão de Curso apresentada ao Colegiado de Graduação em Engenharia Mecatrônica como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Engenheiro Mecatrônico.

Eixo de Formação: Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Evandro Fockink da Silva



Divinópolis

2022

A MINHA FAMÍLIA, QUE SEMPRE
ME APOIOU NESSA CAMINHADA.

Agradecimentos

Agradeço,

a Deus, por me proporcionar saúde e conforto nesses 5 anos de engenharia;

aos meus pais por todo o apoio e confiança em mim depositados;

ao Prof. Evandro Fockink pela paciência e orientação na produção da monografia;

ao Prof. Lúcio Patrício pelas conversas e esclarecimentos;

a todos que de alguma forma contribuíram com o meu progresso.

“Only hate the road when you’re missing home...”

Passenger

Resumo

O petróleo é a principal fonte de energia usada mundialmente, porém, o mesmo se configura como um recurso finito, não renovável, e que contribui negativamente para o efeito estufa. Atualmente, muitos países se encontram em uma crise energética, incluindo o Brasil que, mesmo tendo as hidrelétricas como principal fonte geradora de energia, passou por fortes períodos de racionamento, como ocorrido em 2001. Sob essa perspectiva, verifica-se que é necessário encontrar uma nova fonte de energia que seja limpa e renovável, visando diminuir os impactos ambientais. Surge, como uma possível resposta, a utilização da biomassa como fonte de geração de energia através dos sistemas de cogeração. No caso do Brasil, utilizar o bagaço da cana-de-açúcar como fonte geradora de energia é extremamente atrativo, dado o histórico do país em relação a produção dessa matéria prima, sendo considerado o maior produtor mundial do produto. Ademais, os períodos de crises hidroenergéticas brasileiras, quando os índices pluviométricos são baixos, ocorrem quando há colheita da cana-de-açúcar e seu processamento para gerar álcool e energia. Vale ressaltar que as usinas sucroalcooleiras já utilizam de sistemas de cogeração para autossuficiência energética, realizando a venda de possíveis excedentes para as redes elétricas. Dessa forma, o presente trabalho realizou a modelagem energética e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira situada no oeste de São Paulo a partir de dados fornecidos na tese de doutorado do autor Rodnei Passologo, “Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira (2011)”. O presente trabalho analisou os custos ao longo de 20 anos da usina sucroalcooleira referente ao “Caso 1” do trabalho citado, comparando os custos do processo em relação ao sistema com e sem cogeração. Para isso, inicialmente, realizou-se a modelagem termodinâmica da planta com posterior modelagem econômica e análise comparativa de dados.

Palavras-chave: Análise energética e termoeconômica, bagaço da cana-de-açúcar, cogeração.

Abstract

Oil is the main source of energy used worldwide. However, it is a finite resource, non-renewable, and contributes negatively to the greenhouse effect. Currently, many countries are in an energy crisis, including Brazil, which, despite having hydroelectric plants as its main source of energy generation, has gone through periods of severe energy rationing, as occurred in 2001. From this perspective, it is necessary to find a new source of energy that is clean and renewable, aiming to reduce environmental impacts. As a possible answer, the use of biomass as a source of energy generation through cogeneration systems emerges. In the case of Brazil, using sugar cane bagasse as a source of energy generation is extremely attractive, given the country's history in relation to the production this feedstock, being considered the world's largest producer of the product. Furthermore, in the periods of the Brazilian hydro-energy crises, when the rainfall indices are low, occur when the sugar cane harvesting happens and its processing to generate alcohol and energy. It is worth noting that sugar and ethanol mills already use cogeneration systems for energy self-sufficiency, selling possible surpluses to the electricity grids. Thus, the present work performed an energy and thermoeconomic modeling of a sugar and ethanol plant located in the west of São Paulo from data provided in the doctoral thesis of the author Rodney Passologo, "Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira (2011)". The present work analyzed the costs over 20 years of the sugar and ethanol mill referring to Case 1 of the mentioned work, comparing the process costs in relation to the system with and without cogeneration. For this, initially the thermodynamic modeling of the plant was carried out with subsequent economic modeling and comparative data analysis.

Keywords: Energetic and thermoeconomic model, sugarcane bagasse, sugar and ethanol mills

Sumário

1	Introdução	1
1.0.1	Problematização	2
1.0.2	Motivação	2
1.0.3	Objetivos Gerais	2
1.0.4	Objetivos Específicos	3
1.1	Estado da Arte	3
1.2	Organização do documento	4
2	Fundamentação Teórica	7
2.1	Revisão de literatura	7
2.1.1	Turbinas a vapor	7
2.1.2	Cogeração	8
2.2	Contextualização	9
2.2.1	Crise hidrelétrica brasileira	9
2.2.2	Cana-de-açúcar no Brasil	10
2.2.3	Processamento da Cana de açúcar	10
2.3	Bioeletricidade no Brasil e no mundo	11
2.4	Cogeração	14
2.5	Ciclo de Rankine com cogeração	16
2.6	Fundamentos da Termodinâmica	17
2.6.1	Conservação da massa	17
2.6.2	Primeira Lei da Termodinâmica	18

2.6.3	Segunda Lei da Termodinâmica	19
2.6.3.1	Exergia	21
2.6.3.2	Exergia de fluídos	21
2.6.3.3	Exergia do combustível	23
2.6.4	Eficiências térmicas	23
2.6.4.1	Turbina a vapor	24
2.6.4.2	Caldeira	24
2.7	Análise econômica	25
2.7.1	Fluxo de Caixa	25
2.7.2	Juros	26
2.7.3	Fator de recuperação de capital	28
2.7.4	Payback	28
2.7.5	Valor Presente Líquido (VPL)	28
2.7.6	Taxa interna de retorno (TIR)	29
3	Metodologia	31
3.0.1	Hipóteses Adotadas	31
3.0.2	Descrição da planta	31
3.0.3	Análise termodinâmica e exergética	33
3.0.4	Análise energética	34
3.0.5	Análise econômica	38
4	Resultados	43
5	Conclusão	49
A	Metodologia EES	51
B	Tabela PCI	55
C	Tabela Excel	57
	Referências	59

Lista de figuras

Figura 2.1 – Etapas da cadeia produtiva de cana de açúcar	11
Figura 2.2 – Contribuição de energias renováveis no consumo final das indústrias em um cenário de transformação de energia em 2050	12
Figura 2.3 – Participação da biomassa de cana-de-açúcar na geração elétrica	12
Figura 2.4 – Autoconsumo e energia exportada pelas indústrias de cana	13
Figura 2.5 – Esquemático de um sistema de cogeração <i>Topping cycle</i>	14
Figura 2.6 – Esquemático do funcionamento do <i>Bottoming cycle</i>	15
Figura 2.7 – Esquema de uma turbina a vapor operando sem cogeração e uma outra em um sistema de cogeração.	16
Figura 2.8 – Balanço térmico típico de uma turbina a vapor operando sem cogeração e uma outra em um sistema de cogeração.	17
Figura 2.9 – Fluxo de Caixa com eixo horizontal no tempo.	26
Figura 3.1 – Planta de cogeração convencional de uma usina sucroalcooleira	32
Figura 3.2 – Característica química do bagaço da cana de açúcar	36
Figura 3.3 – Exergia química da água	37
Figura 4.1 – Influência do custo no gasto total da planta com cogeração	44
Figura 4.2 – scale = 0.1	44
Figura 4.3 – Gráfico comparativo das eficiências energéticas da primeira e segunda lei da termodinâmica	47

Lista de tabelas

Tabela 3.1 – Modelagem termodinâmica da planta	34
Tabela 3.2 – Custo dos equipamentos da planta	39
Tabela 4.1 – Tabela comparativa de resultados do sistema com e sem cogeração . .	43

Lista de acrônimos e notações

Irena - International Renewable Energy Agency

SIN - Sistema Interligado Nacional

\dot{m}_{vc} = Fluxo de massa no volume de controle (kg/s)

\dot{m}_i = Fluxo de massa na entrada (kg/s)

\dot{m}_e = Fluxo de massa na saída (kg/s)

m = massa (Kg)

V = velocidade (m/s)

Z = Altura (m)

g = Aceleração gravitacional (9,81 m/s^2)

h_i = Entalpia de entrada (kJ/kg)

h_e = Entalpia de saída (kJ/kg)

h_{es} = Entalpia ideal (kJ/kg)

h_{er} = Entalpia real (kJ/kg)

\dot{Q} = Fluxo de calor (kJ/s)

\dot{Q}_{total} = Fluxo de calor total (kJ/s)

$\dot{Q}_{processo}$ = Fluxo de calor do processo (kJ/s)

$\dot{Q}_{condensador}$ = Fluxo de calor do condensador (kJ/s)

$\dot{Q}_{dessuperaquecedor}$ = Fluxo de calor do dessuperaquecedor (kJ/s)

Q_H = Calor transferido pelo corpo de alta temperatura (kJ/s)

$Q_{eltrica}$ = Calor necessário com a utilização de energia elétrica (J/s)

\dot{W} = Fluxo de trabalho/Potência (kJ/s)

W_{net} = Trabalho em rede (J)

W_{vc} = Trabalho no volume de controle (J)

η = Eficiência térmica

$\eta_{Turbina}$ = Eficiência térmica da turbina

$\eta_{caldeira}$ = Eficiência térmica da caldeira

U = Energia interna (J)

KE = Energia cinética (J)

PE = Energia potencial gravitacional (J)

V_i = Velocidade inicial (m/s)

E_{vc} = Energia no volume de controle (J)

E_{comb} = Energia necessária do combustível (R\$/s)

\dot{m}_{comb} = vazão mássica do combustível (kg/s)

C_{comb} = Custo do combustível (R\$/s)

fa = fator de amortização

Z_{eq} = Custo unitário da planta (R\$/s)

C_{planta} = Custo da planta (R\$/s)

C_{total} = Custo total (R\$/s)

C_{sc} = Custo da energia elétrica para o processo (R\$/s)

$C_{comb\ sc}$ = Valor do combustível considerando o sistema sem cogeração

$C_{total\ sc}$ = Custo total sem o sistema de cogeração

\dot{m}_{sc} = vazão mássica do combustível sem o sistema de cogeração.

i = taxa de juros

n = período de tempo

$E_{economizado}$ = O valor economizado devido ao sistema de cogeração

$E_{economizado\ ano}$ = O valor economizado pelo sistema com cogeração no período de um

ano

ex_e = exergia de entrada [kJ/s]

ex_s = exergia de saída [kJ/s]

Introdução

A bioenergia se apresenta como forte alternativa para complementar a demanda energética pois é limpa, renovável e se encontra em produtos orgânicos como a casca do arroz ou o bagaço da cana-de-açúcar. De acordo com o Instituto de Economia Agrícola (IEA, 2020), o Brasil é o maior produtor mundial de cana-de-açúcar. Ademais, dados do relatório síntese de energia da Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2021) apontam que a energia produzida pelo setor sucroenergético no país em 2020 correspondeu a 11,7% do consumo energético final.

Segundo a Irena (IRENA, 2021), cerca de três quartos da energia renovável utilizada mundialmente provém da bioenergia, com mais da metade consistindo do uso da biomassa. Ainda seguindo a fonte citada, a bioenergia foi responsável por 1.9% da geração global de energia em 2015, tendo a biomassa uma capacidade significativa de alavancar o potencial de fornecimento de energia em nações populosas e com crescente demanda energética como China e Brasil.

Portanto indaga-se: qual a relação custo-benefício gerado pela produção de energia utilizando o sistema de cogeração em uma usina sucroalcooleira?

Parte-se da hipótese de que os sistemas de cogeração são um meio sustentável e econômico, capazes de produzir duas ou mais formas de energia partindo de um único combustível. A realização das modelagens termoeconômica e energética desse sistema possibilita obter os balanços de massa e energia da planta e constatar como o sistema de cogeração impacta nos gastos econômicos e energéticos de uma usina sucroalcooleira.

Dessa forma, para viabilizar o teste da hipótese, realizou-se uma pesquisa na área de engenharias de finalidade aplicada com objetivo descritivo sob o método hipotético

dedutivo com abordagem quantitativa e com procedimentos bibliográficos e estudo de caso.

1.0.1 Problematização

A principal fonte energética mundial provém do consumo de combustíveis fósseis, principalmente o petróleo. Com o aumento populacional, a demanda por energia se tornou cada vez maior, ao ponto da oferta não conseguir atender a demanda, o que ocasionou uma crise energética. O consumo do petróleo se configura problemático a longo tempo pois, além do produto ser um recurso finito, é responsável por emitir grandes quantidades de carbono na atmosfera, fenômeno que contribui negativamente para o efeito estufa.

No Brasil, em especial, a principal fonte geradora de energia são as hidrelétricas que, mesmo sendo uma fonte renovável, visivelmente provoca um crescente aumento nas contas de energia da população. Segundo o portal do G1 (2021) ocorreram reajustes de 7% das tarifas de energia em 2021 e com previsão de aumento de 5% para 2022, indicando que o país é vítima de uma crise hídrica e, conseqüentemente, elétrica.

1.0.2 Motivação

A partir dos dados apontados, é possível perceber como os sistemas de cogeração nas usinas sucroalcooleiras podem impactar positivamente na produção de eletricidade. Surge, então, a necessidade de avaliar economicamente a viabilidade da produção de energia a partir do bagaço da cana, tal como os balanços de massa e energia do sistema de produção.

O interesse na pesquisa e estudo na área de termodinâmica, finanças e ambiental foi uma motivação para desenvolver o presente trabalho. A busca por um projeto que abordasse as leis fundamentais da termodinâmica, conceitos de economia e que demonstrasse uma preocupação ambiental resultou em breves análises de mercado com realização do presente projeto termoeconômico.

1.0.3 Objetivos Gerais

Assim, o objetivo geral da presente pesquisa foi a realização de uma análise termoeconômica e energética de uma usina sucroalcooleira localizada no oeste de São Paulo, cujos dados estão documentados no trabalho “Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina

Sucroalcooleira (2011)”, por meio da comparação de custos ao longo de 20 anos utilizando o sistema com e sem cogeração.

1.0.4 Objetivos Específicos

Com a intenção de alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram delineados: realização da modelagem energética e termodinâmica da planta, obtenção uma tabela de propriedades termodinâmicas (entalpia, entropia e exergia), obtenção das características do sistema com cogeração e sem a cogeração (utilizando energia da rede elétrica), realização da modelagem econômica dos sistemas com e sem cogeração, comparação dos resultados obtidos no sistema e verificação do *payback* da planta com cogeração.

1.1 Estado da Arte

Atualmente, diversas pesquisas são realizadas para utilização do bagaço da cana-de-açúcar como possível combustível gerador de energia.

A exemplo, Souza (2019) realizou um estudo a respeito do aproveitamento energético do biogás em uma usina de cogeração existente partindo da hipótese de que o aumento das eficiências energéticas geram um impacto economicamente e ambientalmente positivo. Seu trabalho apresenta dados sobre a determinação do sistema energético mais adequado, em termos de eficiência e geração elétrica, para a cogeração existente de uma indústria alimentícia considerando a inserção de biogás como combustível, utilizando de simulações no software *GateCycle*. Além disso, foi realizada uma análise de custo-benefício entre os arranjos energéticos estudados considerando custos de implantação e manutenção.

Através das análises no software *GateCycle*, a autora concluiu que o sistema com combustão da biomassa e biogás na caldeira era o que apresentava melhor custo-benefício para a indústria do estudo, quando considerados os indicadores de taxa interna relativa e *payback*.

Já os autores Birru, Erlich e Martin (2019), trataram de analisar parâmetros operacionais para as indústrias de engenho de açúcar modernas e convencionais com o objetivo de identificar as melhorias energéticas em relação a exportação de eletricidade excedente. Foi possível observar, através desse trabalho, que quanto mais avançados eram os processos para produção de energia a partir da cogeração, mais eficiente foi a produção de

energia, gerando uma maior quantidade de excedentes. Ademais, percebeu-se que, dentre os moinhos estudados, através das modificações realizadas, estes equipamentos poderiam oferecer 30%, ou mais, de energia em relação ao que estavam produzindo.

A partir do trabalho desenvolvido por Birru, Erlich e Martin (2019), concluiu-se que, os engenhos de açúcar tradicionais possuem maior consumo de vapor devido à baixa eficiência do vapor mecânico. Investimentos de alto custo, como instalação de caldeiras de alta pressão, nem sempre são as modificações ideais para que a usina produza um maior volume de excedente e que opções mais baratas, como diminuir o índice de umidade do bagaço e substituir os acionamentos mecânicos a vapor por acionamentos elétricos, são alternativas eficientes para aumentar o excedente de vapor produzido pelas usinas.

Uma outra análise pode ser observada no artigo publicado pelos autores TOMAZ et al. (2017) no qual é realizado um estudo a respeito do processamento da cana-de-açúcar em duas usinas do oeste paulista: Usina de Barra Grande - Grupo Zilor e Usina da Barra - Grupo Cosan. Foram verificados benefícios da utilização do sistema de cogeração de energia nas indústrias sucroalcooleiras, destacando como principal vantagem do sistema o fato de ser possível produzir energia, em oferta considerável, nos períodos de escassez de chuva.

A Usina de Barra Grande - Grupo Zilor, utiliza de duas caldeiras com capacidade de moer 21.000 Ton./dia de bagaço, produzindo 62 MW, sendo 17 MW para consumo próprio e 45 MW para venda de excedentes. Essa usina apresenta a capacidade de processar 4.300.000 toneladas de cana, o que gera, aproximadamente um excedente de 197.000 MW para venda. Já a Usina da Barra - Grupo Cosan possui 3 geradores com capacidade nominal de gerar 21 MW e entrou em operação, no ano de publicação do artigo, uma caldeira com capacidade de operar a 100 kgf/cm^2 , o que triplicou a produção de energia permitindo a geração de excedentes.

1.2 Organização do documento

A organização deste trabalho está dividida em cinco capítulos, sendo que o primeiro apresenta a definição do problema, motivação do mesmo, objetivos do trabalho, estado da arte e o presente tópico com a organização do documento.

O segundo capítulo é composto pela revisão de literatura, que reúne as referências

que serão utilizadas e a fundamentação teórica necessária para realizar o estudo proposto, contendo as principais definições técnicas e teóricas referentes ao objeto de estudo deste trabalho.

No terceiro capítulo é apresentado a metodologia utilizada para realização do trabalho, com as subdivisões referentes a modelagem termodinâmica e econômica da planta de uma usina sucroalcooleira com sistema de cogeração.

O quarto capítulo apresenta os resultados totais obtidos, a partir da análise dos valores encontrados na metodologia, durante a realização do estudo.

O quinto capítulo apresenta as conclusões obtidas com base nos resultados indicados na seção de resultados e aponta propostas para trabalhos futuros.

Fundamentação Teórica

Neste capítulo serão abordados conceitos que serão utilizados ao longo do trabalho, iniciando com uma contextualização sobre a crise hidroelétrica brasileira e finalizando com conceitos de modelagem econômica.

2.1 Revisão de literatura

2.1.1 Turbinas a vapor

No século I, Grécia, foi inventado pelo matemático grego Heron de Alexandria o primeiro dispositivo que pode ser classificado como uma turbina a vapor, o clássico Aeolipile (SHERLOCK, 2011).

Em 1712 Thomas Newcomen inventa a primeira máquina a funcionar com ar atmosférico. O vapor de água entrava em um cilindro-pistão o empurrando para cima. Para que houvesse a diminuição da temperatura do vapor dentro do cilindro era injetada água fria, promovendo a condensação do vapor. A diminuição da temperatura do vapor permitia que a atmosfera fora do cilindro empurrasse o pistão de volta para baixo. O vapor era então reintroduzido no cilindro e o ciclo reiniciava. Os primeiros motores fizeram 3-4 golpes por minuto. A máquina era grande, lenta e ineficiente, contudo, para a época, era extremamente poderosa e foi avidamente aceita (JÚNIOR, s.d.).

Entre 1765 e 1800 James Watt realiza uma série de aperfeiçoamentos na turbina a vapor. Ao estudar a máquina de Newcomen, observou que ela operava bem por alguns ciclos e depois parava. Percebeu que isso ocorria devido ao desperdício de calor em cada ciclo de operação da máquina. Em 1765 Watt teve a ideia de criar um recipiente a parte

no qual o vapor seria condensado, ou seja, fora do cilindro, assim o cilindro permaneceria sempre aquecido, melhorando a eficiência da máquina (JÚNIOR, s.d.).

Em 1774, Watt é impulsionado a fazer uma sociedade com Boulton e apresenta a máquina de bombear “Boulton e Watt. A máquina se comprovou mais eficiente e foi amplamente aceita no mercado (JÚNIOR, s.d.).

Em 1884 o inglês Sir Charles Parsons inventa a moderna turbina de vapor, gerando 4 KW, o que tornou possível uma eletricidade barata e abundante, além de revolucionar o transporte marítimo (LOVLAND, 2007).

Quando a iluminação das grandes áreas foi concebida para substituir a iluminação a gás e querosene nas residências e ambientes comerciais, nasce o conceito de estação central de geração de potência. Durante o século XIX se dá início a história da cogeração, na Europa, devido à invenção de utilização de geradores de eletricidade (KOLANOWSKI, 1999).

2.1.2 Cogeração

A primeira planta de geração de potência nos Estados Unidos foi uma planta de cogeração projetada e construída por Thomas Edison em Nova York, 1882 (FLIN, 2010).

No início do século XX o vapor era a principal fonte de geração de energia. Contudo, como a energia ficou mais restrita, as “pequenas” casas de potência que produziam vapor perceberam que poderiam produzir e utilizar a eletricidade, assim adaptaram seus sistemas para cogerar vapor e eletricidade. De 1940-1970 se desenvolveu o conceito de empresa de eletricidade centralizada que entregava potência para as áreas ao redor (SEIJO FERNÁNDEZ et al., 2017).

Durante o final dos anos 60 e início dos anos 70, o interesse pela cogeração começava a reaparecer e a necessidade de conservar os recursos energéticos era clara. Nos Estados Unidos, algumas legislações foram aprovadas com o objetivo de incentivar a cogeração de energia, denominada Lei da Política de Legislação de Serviços Públicos (PURPA) (SEIJO FERNÁNDEZ et al., 2017).

A PURPA utilizava de serviços de utilidade pública para conectar e comprar eletricidade de “instalações qualificadas”, permitindo que as indústrias e utilizadores institucionais tivessem acesso a rede para vender e comprar eletricidade. Neste período a cogeração cresceu drasticamente, aumentando significativamente sua capacidade em duas décadas

(De 12 MW em 1978 para 66 GW em 2000) (SEIJO FERNÁNDEZ et al., 2017).

De 2006 a 2009, os investimentos no setor de cogeração caíram, em parte, devido ao aumento dos preços do gases natural e econômicos (ENERGY..., 2005).

Na Europa, houve um pequeno suporte governamental em 1990, 40% do custo de projetos seriam pagos pela Comunidade Europeia. Como a cogeração não era considerada uma tecnologia nova, não era abrangida pelo Programa de Energia da Comunidade Europeia (“Thermie - EC) (COUNCIL..., 1990).

A cogeração tomou uma importância inicial em 29 de novembro do ano 2000 em um acordo na Comissão Europeia *Green Paper*, “...para uma estratégia europeia em matéria de segurança de fornecimento de energia”. Em 2009 os líderes da União Europeia (UE) promulgaram em legislação as estratégias e metas climáticas estabelecidas em 2007 na Diretiva das Energias Renováveis, com objetivo de reduzir em 20% a emissão de gases no efeito estufa em relação aos níveis de 1990, tornar 20% das energias geradas na UE renováveis e provocar uma melhoria energética de 20%. (SEIJO FERNÁNDEZ et al., 2017).

No Brasil, no ano de 2020 a COGEN trouxe um dado que indica os estados com maior produção de energia elétrica. São Paulo estava em primeiro lugar, produzindo 6,1 GW, Mato Grosso do Sul em segundo (2,5 GW) e Minas Gerais em terceiro, com 2,5 GW (COGEN, 2020).

2.2 Contextualização

2.2.1 Crise hidrelétrica brasileira

Historicamente, o setor de geração de energia brasileiro tem sofrido com múltiplas crises energéticas de diferentes durações e escopo geográfico. Como o sistema é basicamente composto por hidrelétricas, a causa imediata se configura como uma sequência de anos com menor incidência de chuva que o normal (MAURER; PEREIRA; ROSENBLATT, 2005).

Hunt, Stilpen e Freitas (2018) apontam que as crises elétricas brasileiras ocorreram em períodos de intervalos de 10-15 anos, tendo acontecido nos anos de 1924, 1944, 1955, 1964, 1986, 2001 e 2015. De junho de 2001 a fevereiro de 2002, o Brasil passou por uma severa crise energética, na qual foi obrigado a restringir, em média, 20% o uso de eletricidade.

No ano de 2015, segundo Hunt, Stilpen e Freitas (2018), algo similar ao ocorrido no ano de 2001 aconteceu devido a uma seca severa nas regiões sudeste e nordeste do Brasil. Os volumes de água nos reservatórios eram ainda menores que os de 2001, correspondendo a 19%.

CNN (2021) traz em sua matéria que o professor Pedro Cortês do Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo (USP) afirma que a crise energética de 2021 é ainda pior que a de 2001, com a diferença de que o atual sistema tem mais flexibilidade que o anterior. Da mesma forma, ainda de acordo com o artigo, o Ministro de Minas e Energia declarou que o Brasil vive a pior crise hídrica dos últimos 91 anos.

2.2.2 Cana-de-açúcar no Brasil

Segundo Fausto (2006), apesar de não se ter conhecimento sobre quando, exatamente, a cana-de-açúcar foi introduzida no Brasil, sabe-se que foi nas décadas de 1530 e 1540 que se estabeleceu com bases sólidas. O solo favorável e adequado regime de chuvas existentes na região sul do país foram importantes fatores para o fortalecimento da economia açucareira.

Durante o período colonial as rendas das importações de açúcar sempre ocuparam o primeiro lugar. Mesmo no auge da importação do ouro, o açúcar manteve-se como produto mais importante no comércio legal (FAUSTO, 2006). A cultura da cana-de-açúcar modificou o cenário econômico nacional da época propiciando elevados lucros com a exportação de produtos provenientes da cana-de-açúcar tanto para a metrópole portuguesa quanto para o Brasil (ARAÚJO; SANTOS, 2013).

Atualmente, de acordo com a Organização Internacional de Açúcar (ISO, 2020), o Brasil é o maior produtor mundial de cana-de-açúcar tendo sido responsável por cerca de 45% da exportação global do produto entre os anos de 2016-2018.

2.2.3 Processamento da Cana de açúcar

Segundo Souza Dias et al. (2015) o processo para se obter os subprodutos da cana ocorrem através dos seguintes passos: recepção, preparação da cana e extração do suco. O suco extraído é enviado para o sistema de tratamento onde serão aplicados processos cuja especificidade varia de acordo com o produto final que se deseja obter, açúcar ou álcool. O extrato da cana de açúcar do tratamento referente ao etanol é misturado com

o melão, fermentado com levedura e o produto final da fermentação contendo etanol é enviado para destilação e desidratação. Na casa de açúcar, o extrato concentrado é cristalizado, centrifugado e seco. Toda a energia necessária para o processo é produzida pela usina que utiliza o bagaço de cana-de-açúcar como combustível. Esse processo é ilustrado na Figura 2.1.

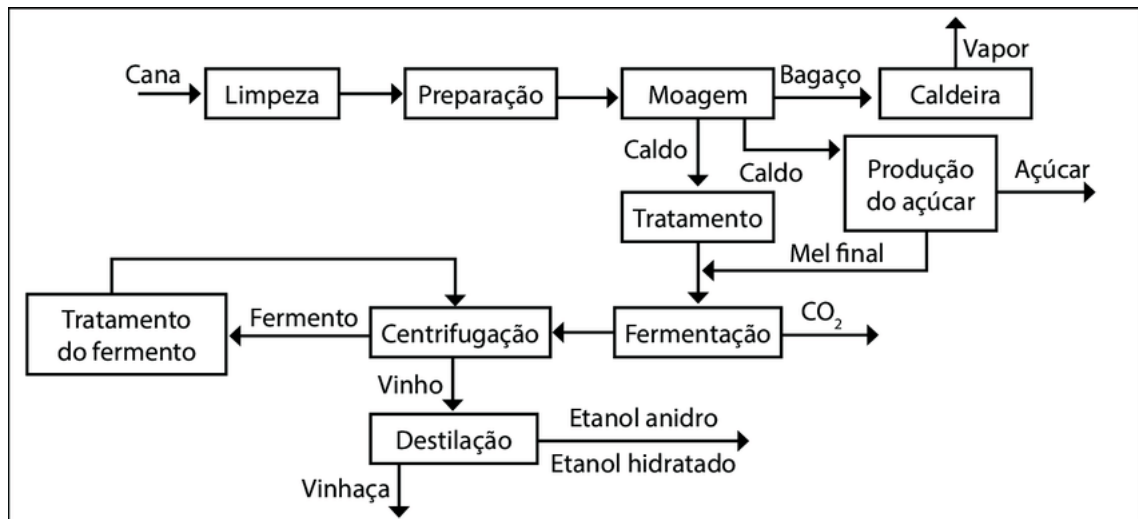


Figura 2.1 – Etapas da cadeia produtiva de cana de açúcar (ZANARDI; JUNIOR, 2016)

2.3 Bioeletricidade no Brasil e no mundo

A União da Indústria de Cana de Açúcar (UNICA, 2019) define a bioeletricidade como uma energia limpa e renovável obtida a partir da biomassa após o processo de moagem da cana e outros produtos vegetais, como a casca de arroz. A biomassa pode ser utilizada como um sistema de realimentação em substituição a combustíveis fósseis, tendo a capacidade de produzir calor a altas, médias e baixas temperaturas, além de poder ser utilizada como combustível para produção de energia (IRENA, 2020).

Uma análise realizada pela Irena, incluindo energias renováveis e aquecimento urbano, indicou que as energias renováveis podem contribuir em 63% do consumo energético final das indústrias até 2050, sendo que 24 % seria proveniente da biomassa (IRENA, 2020). O gráfico indicado na Figura 2.2 ilustra a projeção para participação das energias renováveis no consumo final das indústrias até 2050.

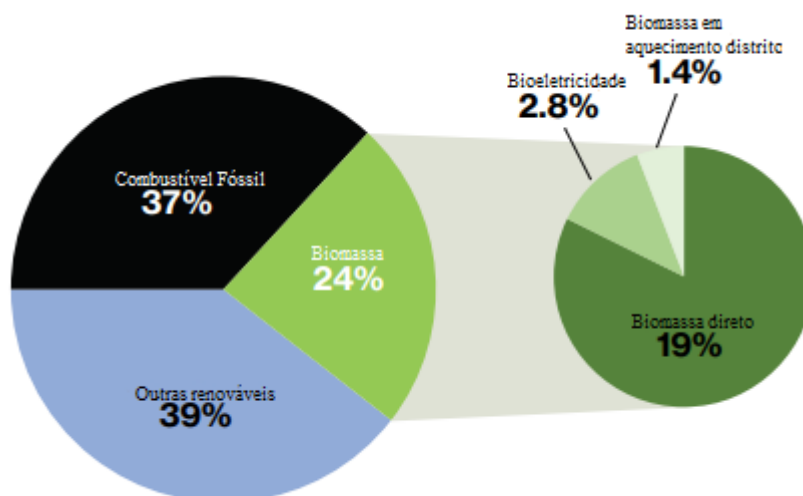


Figura 2.2 – Contribuição de energias renováveis no consumo final das indústrias em um cenário de transformação de energia em 2050 (IRENA, 2020)

No âmbito nacional, a participação da energia produzida pela geração térmica da biomassa, principalmente a da cana-de-açúcar que representa 82% da parcela em relação a outras biomassas, tem ganhado um espaço cada vez mais significativo. Abaixo é apresentado um gráfico demonstrado na Figura 2.3 com participação das usinas sucoenergéticas injetando 2,6 GW_{méd} no SIN em 2020 (EPE, 2020).

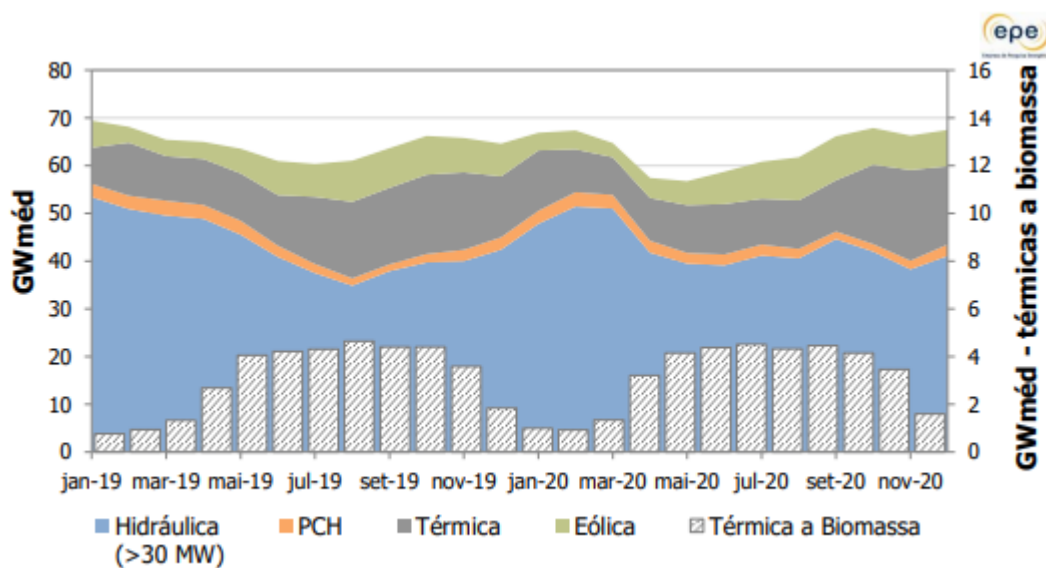


Figura 2.3 – Participação da biomassa de cana-de-açúcar na geração elétrica (EPE, 2020)

A partir do gráfico apresentado na Figura 2.3 é possível compreender que nos períodos

de baixos índices pluviométricos, entre maio e novembro de 2019, a geração de energia elétrica através da biomassa da cana é alta, já nos meses de abundância de chuvas, entre janeiro e março de 2020, sua participação é menos significativa, demonstrando uma complementariedade energética com as hidrelétricas. Vale ressaltar que a safra da cana ocorre nos períodos de seca e que uma tonelada do produto gera 250Kg do bagaço, suficiente para permitir a autossuficiência das usinas sucroalcooleiras (UNICA, 2019). Ademais, estas podem injetar o excesso de energia gerada no SIN através da comercialização de energia elétrica nos Ambientes de Contratação Regulada (ACR) e Livre (ACL) (EPE, 2020).

O gráfico indicado na Figura 2.4 apresenta o crescimento da energia elétrica através da biomassa motivado pelo aumento da exportação de eletricidade, considerando o autoconsumo das usinas (EPE, 2020).

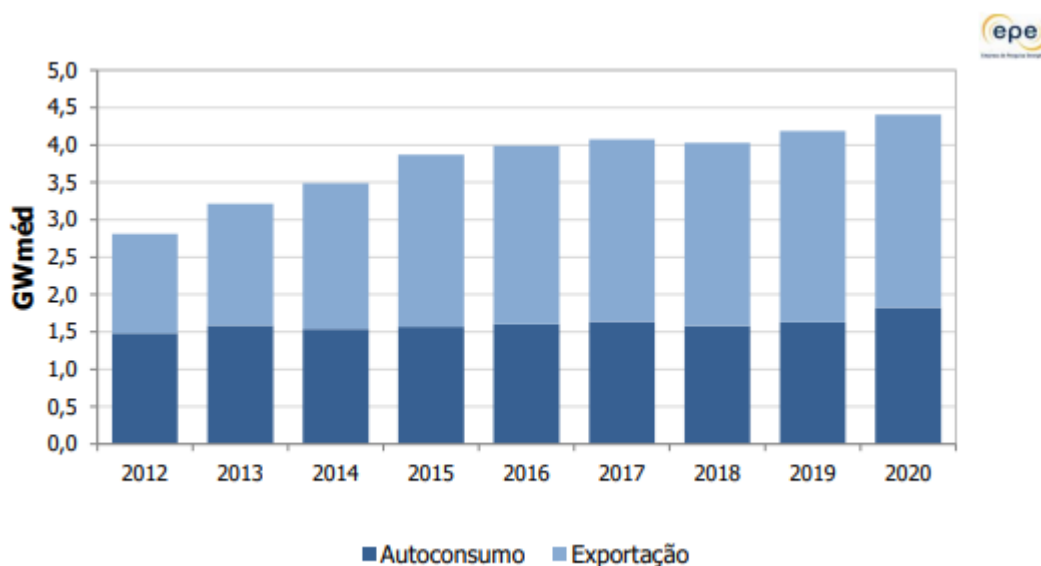


Figura 2.4 – Autoconsumo e energia exportada pelas indústrias de cana (EPE, 2020)

Acima, é possível observar que os valores têm se mantido estáveis, em relação ao autoconsumo das usinas, com um aumento de, aproximadamente, 83% da exportação entre os anos de 2013 e 2020.

2.4 Cogeração

De acordo com Boyce (2002), a cogeração corresponde a produção de duas ou mais formas de energia provenientes em uma única planta. As plantas de cogeração são utilizadas para gerar potência e utilizar os gases de escape direto dos motores principais para pré-aquecimento do ar, ou para usos em sistema de refrigeração por absorção ou para aquecimento de fluidos em diferentes aplicações do processo.

Em complemento, Flin (2010) diz que a cogeração equivale a um procedimento que gera energia térmica e elétrica e, algumas vezes, mecânica através de um sistema integrado. A usina de cogeração utiliza o combustível de maneira eficiente, a exemplo de uma planta convencional de combustíveis fósseis que opera com eficiência entre 35% - 40%, em contraste com as plantas de cogeração que operam com eficiência entre 70% - 90%. Ademais, as usinas de cogeração produzem mais energia para o mesmo nível de emissões usando o calor gerado por usinas convencionais de combustíveis fósseis.

Segundo Flin (2010) existem dois tipos principais de técnicas de cogeração: *topping cycle*, associado ao Ciclo de Brayton com turbina a gás, e *bottom cycle*, relacionado ao Ciclo de Rankine com turbina a vapor. Em um *topping cycle* a eletricidade é gerada primeiro e o tamanho da planta depende da demanda energética. As instalações utilizam deste ciclo para produzir eletricidade para a autossuficiência e vendem os excedentes. Este tipo de ciclo sempre usa um combustível adicional, então existe um custo de operação associado a geração de potência. A Figura 2.5 indica um esquemático do funcionamento deste ciclo.

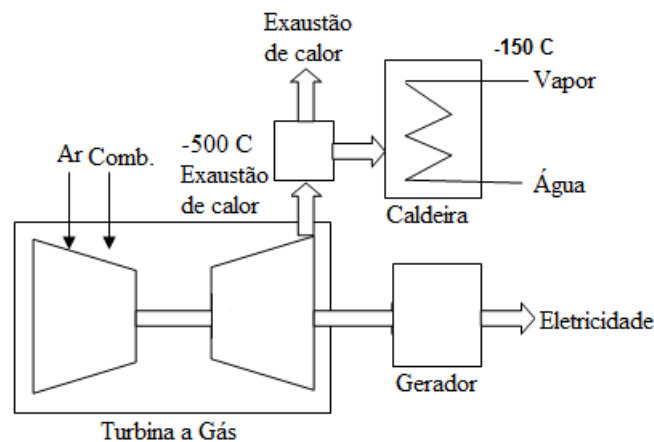


Figura 2.5 – Esquemático de um sistema de cogeração *Topping cycle* (JAHANZAIB; PASHA; SULEMAN, 2010)

A Figura 2.5 apresenta uma turbina a gás alimentada por um combustível que produz

potência. O exaustor direciona o calor gerado para uma caldeira de recuperação de calor para fornecer vapor passível de ser utilizado em uma segunda turbina.

Já as plantas de *bottom cycle* são muito menos comuns devido a eletricidade ser facilmente comprada ou vendida quando está em excesso em relação a demanda, considerando que a demanda por calor seja, usualmente, restrita. Desse modo, o design das usinas é configurado de forma a gerar a quantidade necessária de calor com a intenção de usar e/ou vender eletricidade após satisfeita a demanda interna. Neste ciclo, uma caldeira de recuperação de calor recaptura o calor gasto no processo de manufatura. Este calor é usado para produzir vapor que é direcionado para a turbina a vapor e gera eletricidade. Não é necessário usar um combustível extra para geração de energia Flin (2010). A Figura 2.6 indica um esquemático do funcionamento deste ciclo.

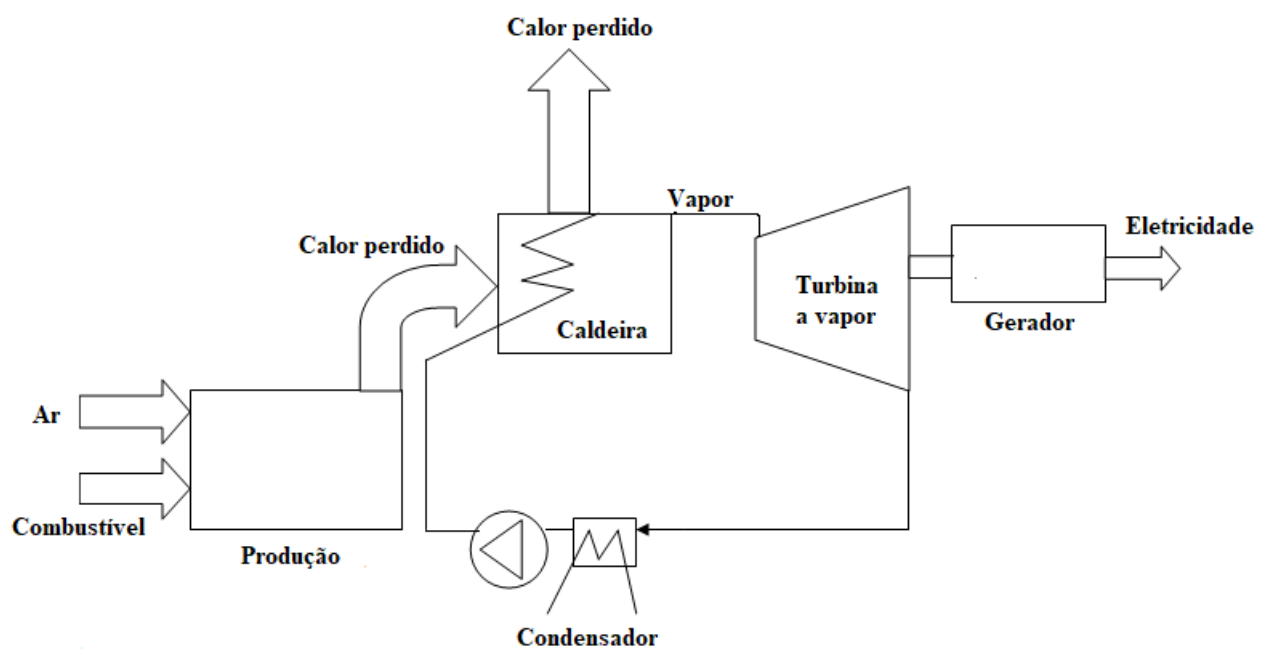


Figura 2.6 – Esquemático do funcionamento do *Bottoming cycle* (JAHANZAIB; PASHA; SULEMAN, 2010)

A análise da Figura 2.6 demonstra o *bottoming cycle* que se inicia com a inserção do combustível no processo de manufatura. Este procedimento gera calor que é enviado para uma caldeira para produção de vapor, sendo, em seguida, direcionado para uma turbina a vapor que produz potência e eletricidade.

2.5 Ciclo de Rankine com cogeração

Segundo Lora e Nascimento (2004), no ciclo de Rankine com cogeração, as turbinas são acionadas pela expansão do vapor de alta pressão procedente de uma caldeira convencional. Esta expansão ocorre nos bocais fixos e nas palhetas móveis, em um ou mais estágios, no qual a energia contida no vapor é primeiramente convertida em energia cinética e, em seguida, em mecânica, impulsionando as palhetas. O vapor de baixa ou média pressão produzido pelas turbinas só é utilizável em processo industrial quando necessitar de vapor ou energia térmica a um nível relativamente baixo de temperatura, determinado pela temperatura de saturação do vapor, que usualmente é inferior a 200 °C.

Vale ressaltar que este sistema consegue utilizar, praticamente, qualquer combustível pois o fluido de trabalho é a água, gerado em uma caldeira, sem entrar em contato com o combustível (LORA; NASCIMENTO, 2004).

A Figura 2.7 apresenta duas instalações de turbinas a vapor, uma operando com a central de geração elétrica e a outra com o sistema de cogeração. Na Figura 2.8 é apresentado o balanço térmico das mesmas.

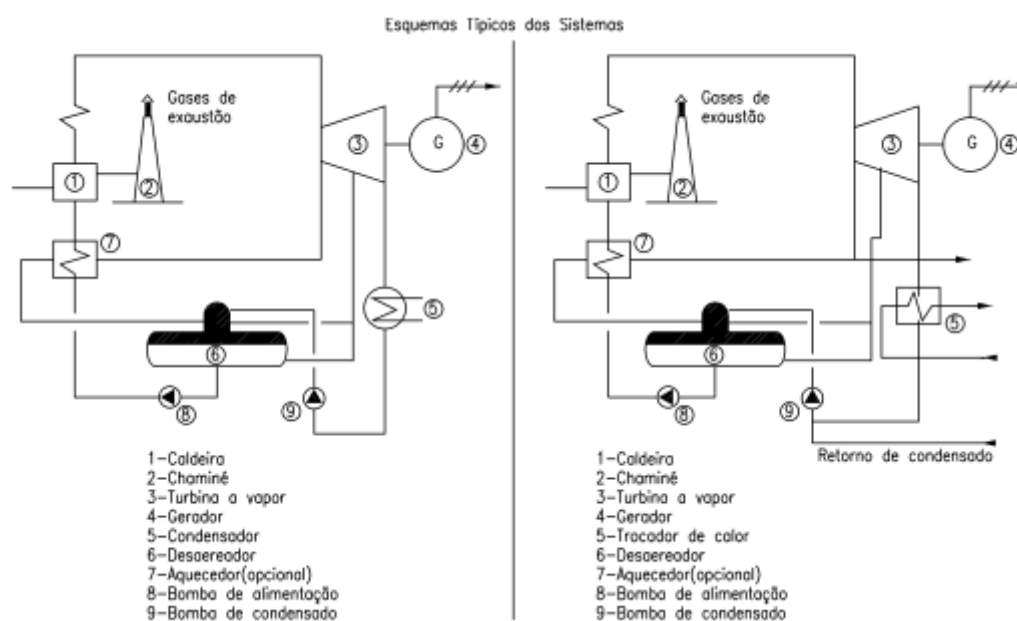


Figura 2.7 – Esquema de uma turbina a vapor operando sem cogeração e uma outra em um sistema de cogeração.

(LORA; NASCIMENTO, 2004)

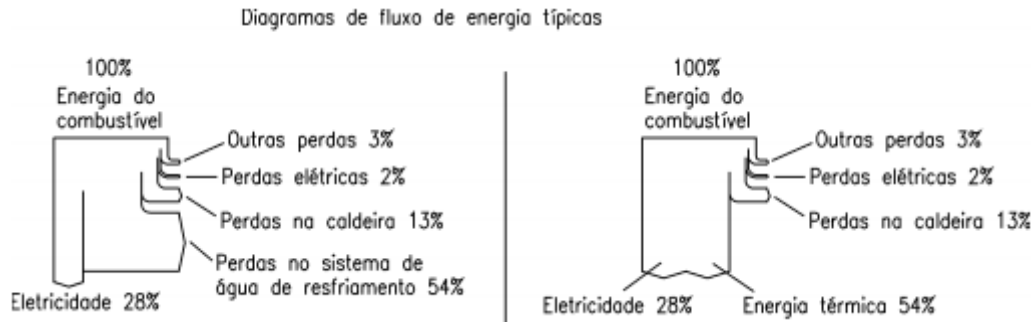


Figura 2.8 – Balanço térmico típico de uma turbina a vapor operando sem cogeração e uma outra em um sistema de cogeração.

(LORA; NASCIMENTO, 2004)

A análise da Fig 2.8 indica que para uma mesma quantidade de combustível, o primeiro sistema apresenta uma eficiência de 28% com 72% de perdas, porém quando utilizado o vapor de escape da turbina, a eficiência elétrica se mantém estável enquanto há uma redução de 18% das perdas, apresentando uma eficiência de 54% e totalizando a eficiência global de 82% (LORA; NASCIMENTO, 2004).

2.6 Fundamentos da Termodinâmica

2.6.1 Conservação da massa

Conforme dito por Moran et al. (2005) o princípio da conservação da massa enuncia que a taxa de variação da massa contida no interior do volume de controle no instante t corresponde à taxa de escoamento da massa através da entrada inicial no instante t subtraída da taxa de escoamento da massa através da saída no mesmo instante. A representação simbólica deste enunciado, considerando $m_{vc}(t)$ a massa contida no volume de controle no instante t , é dada pela equação 2.1.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \quad (2.1)$$

Desse modo, o balanço da taxa de massa para volumes de controle com diversas entradas e saídas é dado pela equação 2.2

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e \quad (2.2)$$

Para um volume de controle em estado estacionário, apesar da identidade da matéria variar continuamente no volume de controle, a quantidade total presente em qualquer instante permanece constante, assim $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$ e a equação 2.2 se torna:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (2.3)$$

2.6.2 Primeira Lei da Termodinâmica

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2009), a primeira lei da termodinâmica diz que durante qualquer ciclo, com controle de massa, que um sistema sofre, a integral cíclica do calor é proporcional à integral cíclica do trabalho. Este enunciado é descrito pela equação 2.4.

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2.4)$$

Quando aplicada na mudança de estado em um volume de controle, percebe-se que o calor e o trabalho dependem apenas dos estados finais e iniciais e não do caminho seguido entre os estados. Desse modo, entende-se que o processo é uma função de ponto, ademais é uma propriedade diferencial da massa, denominado energia (E), ilustrada na equação 2.5.

$$\begin{aligned} dE &= \delta Q - \delta W \\ E_2 - E_1 &= Q_2 - W_2 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Sendo que a energia é dada por:

E = energia interna + energia cinética + energia potencial

$$E = U + KE + PE$$

Com:

$$\begin{aligned} KE &= \frac{mV^2}{2} \\ PE &= mg(Z_2 - Z_1) \end{aligned}$$

Como os termos existentes em E são funções pontuais, pode-se escrever a equação 2.6.

$$dE = dU + d(KE) + d(PE) \quad (2.6)$$

A primeira lei da termodinâmica para mudança de estado em volume de controle é descrita pela equação 2.7.

$$\begin{aligned} dU + d(KE) + d(PE) &= \delta Q - \delta W & (2.7) \\ dE = dU + d\left(\frac{mV^2}{2}\right) + d(mgZ) &= \delta Q - \delta W \\ \delta Q &= \dot{Q} \\ \delta W = \dot{W} &= W_{vc} - \dot{m}_i(\rho v_i) + \dot{m}_e(\rho v_e) \end{aligned}$$

Desse modo, como $h = u + \rho v$, a primeira lei da termodinâmica aplicada a mudança de estado em volume de controle é apresentada na equação 2.8.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.8)$$

Em regime permanente e considerando as variações de energia cinética e potencial muito pequenas, permitindo que sejam desprezadas, a equação 2.8 se reduz à equação 2.9.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e = 0 \quad (2.9)$$

2.6.3 Segunda Lei da Termodinâmica

De acordo com Moran et al. (2005), a segunda lei da termodinâmica fornece os meios para a determinação do máximo trabalho teórico de um sistema e permite avaliar, quantitativamente, os fatores que impedem de atingir esse máximo, as irreversibilidades. Dentre os vários enunciados da segunda lei, dois possuem destaque, o de Clausius e Kelvin-Planck.

- **Enunciado de Clausius**

“É impossível para qualquer sistema operar de tal forma que o único resultado seja a transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente.(MORAN et al., 2005)”

- **Enunciado de Kelvin-Planck**

“É impossível para qualquer sistema operar em um ciclo termodinâmico e fornecer uma quantidade líquida de energia através de trabalho para sua vizinhança enquanto recebe energia por transferência de calor de um único reservatório térmico.”(MORAN et al., 2005)

Uma das aplicações mais importantes da Segunda Lei é que ela permite identificar as irreversibilidades do sistema a partir da entropia gerada (MORAN et al., 2005). A fórmula da entropia pode ser observada em 2.10.

$$\frac{dS_{v.c}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{gen} \quad (2.10)$$

\dot{S}_{gen} = Entropia gerada [kJ/kg];

s_e = Entropia de entrada [kJ/kg];

s_s = Entropia de saída [kJ/kg];

$\frac{dS_{vc}}{dt}$ = Variação de entropia no sistema [kJ/kg];

\dot{Q} = Fluxo de calor [kJ/s];

\dot{m}_e = Fluxo mássico de entrada [kg/s];

\dot{m}_s = Fluxo mássico de saída [kg/s];

T = Temperatura superficial do volume de controle [K];

Em regime permanente:

$$\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{gen} = 0 \quad (2.11)$$

O máximo trabalho reversível qu pode ser extraído em um sistema é dado quando este atinge o estado morto, ou seja, quando a quantidade de massa estiver em equilíbrio mecânico, térmico e químico, a pressão P_0 e T_0 (CENGEL et al., 2003). Portanto, é conveniente definir a exergia de fluxo de um estado em função da máxima capacidade para se gerar trabalho, como indicado na equação 2.12. (PASSOLONGO, 2011).

$$\frac{\dot{I}_{v.c}}{dt} = \sum \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_{v.c} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s + \dot{I}_{v.c} \quad (2.12)$$

$\dot{I}_{v.c}$ = Taxa de irreversibilidade no volume de controle;

ex_e = exergia de entrada [kJ/kg];

ex_s = exergia de saída [kJ/kg];

T_j = Temperatura superficial no volume de controle [k];

T_0 = Temperatura em estado morto [k];

Em regime permanente:

$$\dot{I}_{v.c} = \sum \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - \dot{W}_{v.c} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s \quad (2.13)$$

2.6.3.1 Exergia

De acordo com Szargut, Morris e Steward (1987), a exergia corresponde ao trabalho máximo que pode ser obtido quando uma quantidade de matéria é conduzida ao estado de equilíbrio termodinâmico (mecânico, térmico e químico) com o ambiente, envolvendo interações com os componentes do meio ambiente através de processos reversíveis.

Em complementação a Szargut, Morris e Steward (1987), Cengel et al. (2003) traz que a exergia é o potencial de trabalho de um sistema em um ambiente específico e representa a quantidade máxima de trabalho útil que é possível ser obtido quando o sistema atinge o equilíbrio com o meio ambiente. Diferente da energia, a exergia depende tanto do estado do ambiente quanto do estado do sistema, ou seja, é uma propriedade de combinação.

Para compreender os cálculos da exergia é importante conhecer os conceitos de estado morto, vizinhança e ambiente. De acordo com Cengel et al. (2003), o estado morto corresponde a situação em que o sistema se encontra em equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente, ou seja, o sistema se encontra na temperatura e pressão ambiente (P_0 e T_0). A vizinhança corresponde à porção dos arredores que são afetados pelo processo e o ambiente é a região mais longe da vizinhança, cujas propriedades em qualquer ponto não são afetados pelo mesmo, ou seja, qualquer irreversibilidade durante a operação ocorre na região de vizinhança e do sistema, enquanto o ambiente está livre de qualquer irreversibilidade.

2.6.3.2 Exergia de fluídos

Segundo Silva Ortiz e Flórez-Orrego (2013), caso não haja efeitos de ordem nuclear, magnética, elétrica e de tensão de superfície, a exergia total de um sistema (ex_{total}) pode ser dividida em quatro componentes: exergia física (ex_{ph}), exergia química (ex_{qui}), exergia cinética (ex_{cin}) e exergia potencial (ex_{pot}).

$$ex_{total} = ex_{ph} + ex_{qui} + ex_{cin} + ex_{pot} \quad (2.14)$$

Considerando que as influências das exergias potenciais e cinéticas são baixas e, portanto, podem ser desprezadas, o cálculo da exergia total fica representado pela equação 2.15.

$$ex_{total} = ex_{ph} + ex_{qui} \quad (2.15)$$

A exergia termomecânica, ou física, é definida como o trabalho máximo passível de ser obtido quando dada quantidade de substância, ou fluxo, é levada ao estado de equilíbrio termomecânico com o ambiente, também conhecido como estado morto restrito ($ex_{ph} = 0$), através de processos reversíveis (SILVA ORTIZ; FLÓREZ-ORREGO, 2013).

Cengel et al. (2003) aponta que a exergia física é dada pela equação 2.16:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + g(z - z_0)$$

Como as energias cinética e potencial são desprezáveis,

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.16)$$

Em que h_0 e s_0 correspondem a entalpia e entropia do estado morto, respectivamente.

Conforme Kotas (1995), a exergia química é definida como a máxima quantidade de trabalho que pode ser obtido a partir da transformação da substância, em equilíbrio físico com o ambiente, até que atinga o estado morto. Este fenômeno ocorre através de processos envolvendo troca de calor e matéria apenas entre o sistema e o meio.

Assim, Kotas (1995) enuncia que a equação que descreve a exergia química da mistura de gases é dada por 2.17.

$$ex_{qui} = \sum_i x_i \bar{\epsilon}_{0i} + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (2.17)$$

x_i = fração molar do i-ésimo componente da mistura

$\bar{\epsilon}_{0i}$ = exergia química molar da substância

\bar{R} = Constante geral dos gases;

2.6.3.3 Exergia do combustível

De acordo com Kotas (1995), para substâncias secas que possuam em sua composição carbono, oxigênio, hidrogênio e nitrogênio, com a fração de massa do oxigênio em relação ao carbono inferior a 0.667, a relação entre o PCI e a exergia química pode ser descrita por 2.18.

$$\phi_{seco} = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (2.18)$$

Sendo h,c,o e n as frações mássicas do hidrogênio, carbono, oxigênio e nitrogênio, respectivamente. A equação é aplicável para diversos combustíveis utilizados em escala industrial, a exceção da madeira. Caso a fração em massa da relação o/c seja de $2.67 > o/c > 0.667$, a dinâmica que descreve o ϕ_{seco} é dada pela equação 2.19.

$$\phi_{seco} = \frac{1.0438 + 0.1882 \frac{h}{c} - 0.2509 \frac{o}{c} \left(1 + 0.7256 \frac{h}{c} \right) + 0.0383 \frac{n}{c}}{1 - 0.3035 \frac{o}{c}} \quad (2.19)$$

Cuja acurácia fica em torno de 1%. O cálculo da exergia química para combustíveis sólidos úmidos, segundo Szargut, Morris e Steward (1987), pode ser representado pela equação 2.20.

$$\beta = \phi_{seco} (PCI + h_{agua} Z_{agua}) + ex_{agua} Z_{agua} \quad (2.20)$$

Em que:

h_{agua} = entalpia da água

Z_{agua} = fração mássica da água

ex_{agua} = exergia da água

2.6.4 Eficiências térmicas

De acordo com Moran et al. (2005), diz-se que a eficiência térmica corresponde a razão entre a saída, energia que se deseja encontrar, e a entrada, energia que custa. Para um

motor térmico, a energia buscada corresponde ao trabalho enquanto a energia que custa dinheiro é o calor. A representação simbólica desta equação é traduzida por 2.21:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_H} \quad (2.21)$$

No qual Q_H é o calor transferido pelo corpo de alta temperatura e o W_{net} é o trabalho em rede. Quanto maior for a eficiência da máquina térmica, maior será a conversão de calor em trabalho e menores as perdas.

2.6.4.1 Turbina a vapor

Segundo Moran et al. (2005), a eficiência da turbina, pela primeira lei, é definida considerando um processo isentrópico ideal para a pressão e temperatura de entrada, e pressão de saída e é dada pela equação 2.22.

$$\eta_{Turbina} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ideal}} = \dot{m} \frac{h_i - h_{er}}{h_i - h_{es}} \quad (2.22)$$

Já pela segunda lei, Kotas (1995) enuncia que o cálculo para exergia da turbina é dado pela fórmula 2.23.

$$\psi_{turbina} = \frac{\dot{W}_{v.c}}{\dot{m}_e ex_e - \dot{m}_s ex_{saida}} \quad (2.23)$$

$ex_{entrada}$ = exergia de entrada do sistema [kJ/kg];

ex_{saida} = exergia de saída do sistema [kJ/kg];

\dot{m}_e = fluxo mássico de entrada [kg/s];

\dot{m}_s = fluxo mássico de saída [kg/s];

$\dot{W}_{v.c}$ = trabalho no volume de controle;

2.6.4.2 Caldeira

De acordo com Bazzo (1995), o rendimento térmico, apoiado na primeira lei, corresponde a energia aproveitada do total de energia injetada no equipamento e pode ser referenciada ao poder calorífico inferior (PCI). Assim, o rendimento da caldeira é dado pela equação 2.24:

$$\eta_{caldeira} = 100 \frac{\dot{q}_v}{\dot{q}_u} \quad (2.24)$$

\dot{q}_v : Calor perdido com a umidade dos gases [kW];

\dot{q}_u : Energia absorvida pelo vapor [kW];

Ou pela equação 2.25

$$\eta_{caldeira} = 100 \left[1 - \frac{\dot{q}_p}{\dot{q}_d} \right] \quad (2.25)$$

\dot{q}_p : Energia perdida no equipamento [kW];

\dot{q}_d : Energia disponível na fornalha [kW];

Cálculos aproximados desconsideram a energia dos fluxos de combustível e calor de combustão. Dessa forma, considerando o PCI, tem-se a equação 2.26.

$$\eta_{caldeira} = 100 \frac{\dot{m}_v (h_e - h_s)}{\dot{m}_{cb} \cdot PCI} \quad (2.26)$$

h_s : Entalpia de saída [kJ/kg];

h_e : Entalpia de entrada [kJ/kg];

\dot{m}_v : Vazão mássica do vapor [kg/s];

\dot{m}_{cb} : Vazão mássica do combustível [kg/s];

No caso específico das caldeiras, a eficiência térmica pela segunda lei, segundo Sosa-Arnao e Nebra (2007) é dada pela equação 2.27.

$$\psi_{caldeira} = \frac{\dot{m}_{vapor} \cdot (ex_{vapor} - ex_{agua})}{\dot{m}_{comb} \cdot ex_{comb}} \quad (2.27)$$

ex_{agua} = exergia da água na entrada na caldeira [kJ/kg];

ex_{vapor} = exergia de vapor superaquecido na saída na caldeira [kJ/kg];

ex_{comb} = exergia do combustível [kJ/kg];

\dot{m}_{vapor} = vazão mássica da água na entrada da caldeira [kg/s];

\dot{m}_{comb} = vazão mássica do combustível [kg/s];

2.7 Análise econômica

2.7.1 Fluxo de Caixa

Fluxo de caixa é a entrada e saída de dinheiro ao longo do tempo. A elaboração do fluxo de caixa é indispensável na análise de rentabilidades e aplicações financeiras (LIMA PUCCINI, 2011).

A representação do fluxo de caixa é realizada através de tabelas e quadros. Um exemplo está indicado na Figura 2.9.

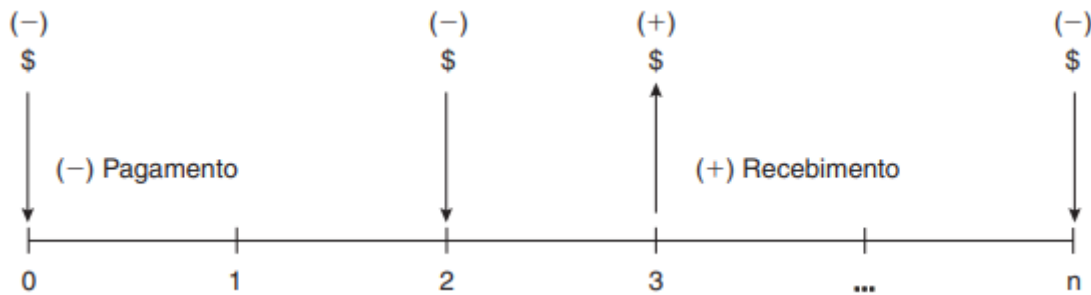


Figura 2.9 – Fluxo de Caixa com eixo horizontal no tempo.
(LIMA PUCCINI, 2011)

Em que são respeitadas as convenções:

- A escala horizontal representa o tempo, dividido em períodos descontínuos, expresso em dias, semanas, entre outros. Os pontos 1, 2, 3, ..., n substituem as datas do calendário e são estipulados de acordo com a necessidade de indicar as posições relativas entre as datas;
- Os intervalos de tempo de todos os períodos são iguais;
- Os valores monetários só podem ser colocados no início ou final de cada período;
- saídas de caixa correspondem a pagamentos, possuem sinal negativo e são representados com setas para baixo.
- Entrada de caixa são recebimentos, têm sinal positivo e setas indicadas para cima;

2.7.2 Juros

O juros corresponde a remuneração de um capital (C), aplicado a uma certa taxa (i) ao longo de um determinado período (n), ou seja, corresponde ao dinheiro pago pelo dinheiro emprestado (REINALDO, 2005).

Conforme Reinaldo (2005), a existência do juros ocorre por vários fatores, entre eles:

1. Inflação: diminuição do poder aquisitivo da moeda em determinado período de tempo;
2. Risco: Os juros produzidos, de certa forma, compensam os riscos dos investimentos;

3. Aspecto intrínseco da natureza humana: Empréstimo ou aquisição da moeda por terceiros.

Os juros podem ser de regime simples, ou composto. No regime de juros simples, os juros de cada período são sempre calculados em função do capital inicial. Os juros que não forem pagos no final do período não são somados ao capital para que sejam pagos nos próximos períodos, dessa forma é apenas o capital que rende juros (LIMA PUCCINI, 2011). A simbologia desta afirmação é dada pela equação 2.28.

$$J_{simples} = C \cdot i \cdot n \quad (2.28)$$

C = Capital inicial

i = Taxa de juros

n = Período em que o juros é aplicado

No final de n períodos, o capital final será igual ao capital inicial adicionado aos juros produzidos no período (REINALDO, 2005). Esse capital final é denominado montante e sua formulação está representada pela equação 2.29.

$$M = C \cdot (1 + i \cdot n) \quad (2.29)$$

Vale ressaltar que o juros simples apresentam um crescimento linear.

Diferente dos juros simples, nos juros compostos os juros de cada período são calculados sobre o saldo existente no início do respectivo período (LIMA PUCCINI, 2011). Após cada período os juros são incorporados ao capital principal e passam, por sua vez, a render juros (REINALDO, 2005). Dessa forma, a formulação que indica a definição do juros composto está ilustrado na equação 2.30.

$$J_{composto} = C \cdot (1 + i)^n \quad (2.30)$$

E o montante deste juros é dado por:

$$M = C \cdot (1 + i)^n \quad (2.31)$$

2.7.3 Fator de recuperação de capital

Utilizado para determinar o valor da prestação e sua fórmula é dada por 2.32 (ANDRADE, s.d.).

$$f_{rec} = \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (2.32)$$

2.7.4 Payback

O *Payback* corresponde ao período necessário para recuperar o capital inicial investido no projeto. O critério do *Payback* permite duas formas de cálculo e análise: simples e descontado. O simples desconsidera o valor do dinheiro no tempo e o descontado apresenta ao valor presente o fluxo líquido do futuro caixa, descontando este fluxo por meio de uma taxa de desconto, a Taxa Mínima de Atratividade (KUHN, 2012).

“ O critério consiste em somar os valores dos benefícios líquidos de caixa obtidos pela operação do projeto, sendo o período de payback o tempo necessário para que esses benefícios totalizem o valor do investimento feito. Ou seja, quanto tempo um projeto demora a se pagar ou para ser recuperado. Contamos quantos períodos o projeto necessita para acumular retornos líquidos de caixa iguais ao investimento realizado”(KUHN, 2012).

Assim, se o período encontrado for satisfatório para a empresa, o projeto é aceito.

2.7.5 Valor Presente Líquido (VPL)

O VPL corresponde a um método que reflete a riqueza de valores absolutos em investimento (KUHN, 2012). Consiste em verificar o valor atual de todos os recebimentos (entrada) menos o valor percentual de todos os pagamentos (saída) (SILVA COSTA; AQUINO; DEMARCHI, 2015). Sua formulação está representada na equação 2.33.

$$VPL = \sum_1^n \frac{E_n}{(1 + TMA)^n} - \left[SO + \frac{\sum_1^n S_n}{(1 + TMA)^n} \right] \quad (2.33)$$

E_n = Fluxos de entrada de caixa

S_0 = Investimento inicial

S_n = Fluxos esperados de saída de caixa

TMA = Taxa Mínima de Atratividade de investimento

Segundo Kuhn (2012), o critério para se aceitar ou rejeitar um projeto baseado no VPL é simples. Quando o VPL for maior ou igual a zero, se está acumulando riqueza. Projetos com VPL negativo indicam um retorno inferior a taxa mínima de atratividade requerida, não sendo interessante a aquisição pois a riqueza, com o passar do tempo, diminuirá.

O método apresenta como vantagens a utilização de fluxos de caixa no lugar dos lucros líquidos obtidos, reconhece o valor do dinheiro no tempo e permite as empresas optarem por projetos que aumentam a riqueza dos acionistas. Em contra partida, apresenta limitações quanto a sua abordagem pois é baseado na suposição de que o administrador seja capaz de fazer previsões detalhadas para o fluxo de caixa dos anos futuros (SILVA COSTA; AQUINO; DEMARCHI, 2015).

2.7.6 Taxa interna de retorno (TIR)

A TIR refere-se à taxa de desconto que iguala o VPL de uma oportunidade de investimento a R\$ 0 pois o valor presente das entradas de caixa se iguala ao investimento inicial. Ou seja, é uma medida de taxa de rentabilidade: taxas abaixo da qual os projetos são rejeitados são as taxas de corte. As empresas determinam suas taxas de corte pelo custo do financiamento e do projeto (SILVA COSTA; AQUINO; DEMARCHI, 2015). A fórmula para calcular a TIR é dada por 2.34.

$$VPL = 0 = SO + \sum_{j=1}^n \frac{S_j}{(1+K)^j} = \sum_{j=1}^n \frac{E_j}{(1+K)^j} \quad (2.34)$$

K = taxa interna de retorno;

E_j = Fluxo de entrada de caixa;

SO = Investimento Inicial;

S_j = Fluxo de saída de caixa;

Caso a TIR calculada exceda a taxa de corte, o projeto é incluído na lista de investimentos recomendados. Suas vantagens incluem simples utilização, contemplam o valor do dinheiro no tempo e fluxo de caixa e não possui restrições da TMR e do período de amortização (payback). Já as desvantagens incluem resultados de taxas de retorno não realistas.

Metodologia

Neste capítulo serão introduzidos os materiais e métodos utilizados para realização deste trabalho. Ademais, serão apresentadas as etapas necessárias para aplicação da modelagem termoeconômica da usina sucroalcooleira situada no oeste paulista com o sistema de cogeração e os custos associados caso não houvesse a cogeração. Assim, será possível avaliar a eficiência e benefícios que o sistema composto por cogeração apresenta.

3.0.1 Hipóteses Adotadas

- Será considerado que todos os instrumentos operam em regime permanente;
- As variações nas energias cinética e potencial serão consideradas desprezáveis;
- As perdas de cargas nas tubulações são consideradas desprezáveis;
- O vapor que é utilizado no ciclo será considerado sem impurezas;
- As incertezas de medição são desconsideradas.

3.0.2 Descrição da planta

A planta em estudo teve como referência o trabalho realizado pelo autor Rodnei Passolongo (2011) intitulado “Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira (2011)”. O mesmo aborda estudos de caso para uma usina situada no oeste de São Paulo e, para a presente monografia, serão considerados apenas os dados do “Caso 1 - Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente”.

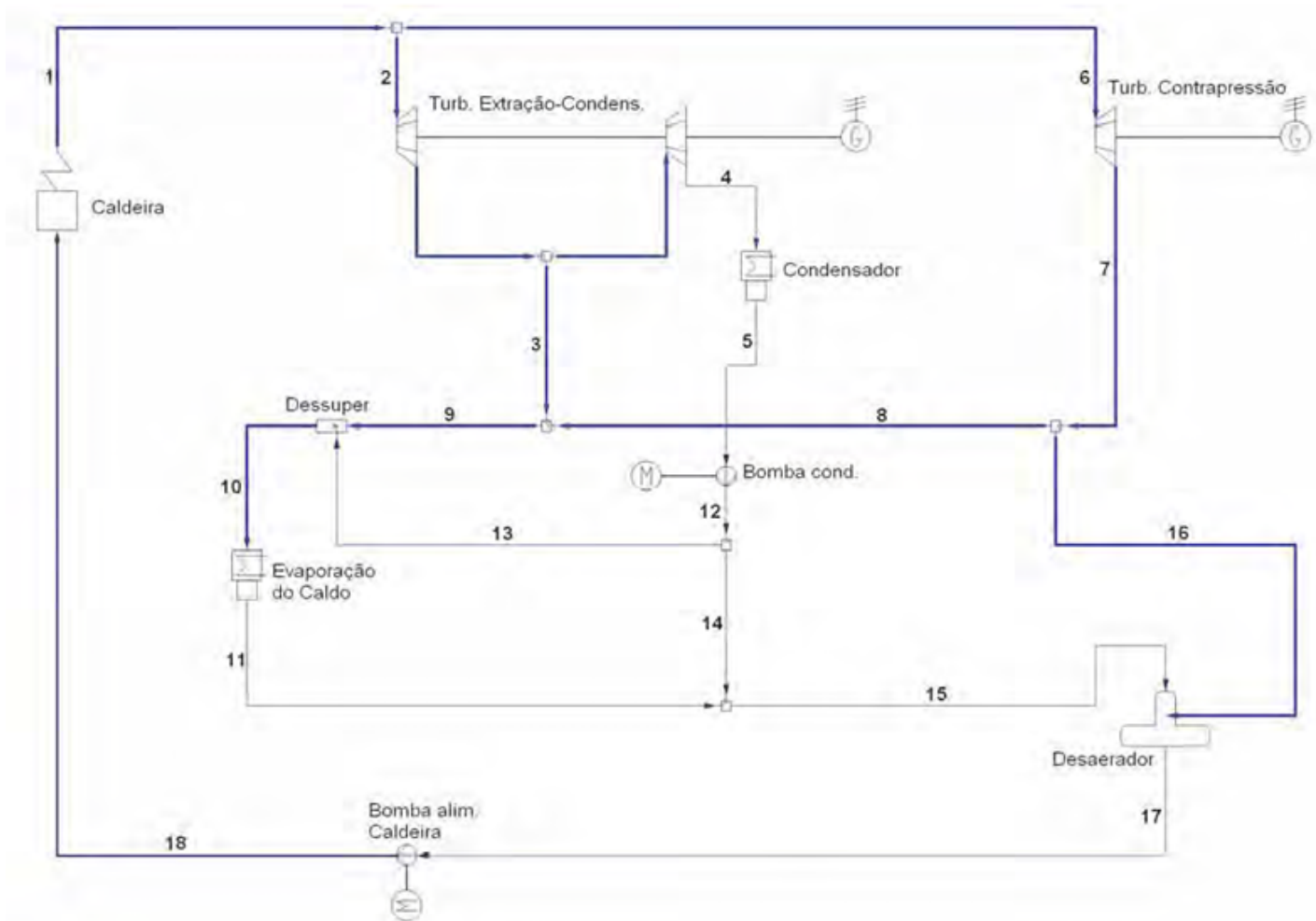


Figura 3.1 – Planta de cogeração convencional de uma usina sucroalcooleira (PASSOLONGO, 2011)

Os processo se inicia com a queima do combustível permitindo a geração de vapor na caldeira a 530°C e $68,6$ bar, produzindo 160 ton/h. Antes do ponto 2 há um separação da vazão mássica, sendo 125 ton/h direcionados a turbina de extração-condensação em 2 e 35 ton/h para a turbina de contrapressão em 6. A turbina de extração-condensação utiliza 97 ton/h e está ligada a um gerador de 32 MW enquanto o resto do vapor é direcionado para outra turbina de contrapressão em 4, conectada ao mesmo gerador. Em seguida o vapor superaquecido passará pelo condensador, onde ocorrerá expansão da pressão a $0,07$ bar e temperatura a 40°C alterando o estado do vapor de superaquecido para água saturada. Seguindo o caminho 5 a água passa por uma bomba onde a temperatura é, novamente, reduzida para 38°C . Seguindo pelo caminho 12, as 28 ton/h de água saturada é dividida em $25,3$ ton/h para o caminho 14 e $2,7$ ton/h para o caminho 13.

O vapor superaquecido em 9 é direcionado para o dessuperaquecedor, onde acontecerá

a combinação do vapor superaquecido com água saturada, saindo a pressão de 2,45 Bar e 135°C a vapor superaquecido que é utilizado na extração do caldo da cana e se encontra com o caminho 14.

As 35 ton/h de vapor que passam pela turbina de contrapressão em 6, acoplada a um gerador de 12 MW, sofrerá diminuição de pressão para 2,45 bar e de temperatura para 159,7°C, permanecendo no estado de vapor superaquecido. Em seguida, sofre uma divisão da vazão mássica em que 30,3 ton/h de vapor seguirão pelo caminho em 8 e 4,7 ton/h pelo caminho 16.

Os caminhos 16 e 15 se encontram no desaerador, no qual o vapor em 16 e 15 se misturam e geram vapor superaquecido a 2,45 Bar e 126,8 °C. Em 17 o vapor superaquecido passa por uma bomba, obtendo uma pressão de 68,6 Bar e temperatura de 128,1°C, que será reencaminhado a caldeira para reiniciar o ciclo.

Este processo consome 130 ton/h de vapor (aproximadamente 450 kg de vapor por cana moída) a temperatura de 135°C. Há a necessidade da utilização de um dessuperaquecedor, reduz a temperatura até um ponto próximo de saturação, dado que a temperatura do vapor de escape corresponde a, aproximadamente, 160°C. Como a diminuição da energia em razão da redução de temperatura é compensada pelo aumento da vazão de vapor que sai do dessuperaquecedor, não há perdas do lado energético.

3.0.3 Análise termodinâmica e exérgica

Para realização da modelagem termoeconômica é necessário encontrar os balanços de massa e energia do sistema através da “Lei da Conservação das Massas” e “Primeira Lei da Termodinâmica”, respectivamente. A Fig. 3.1 ilustra a planta de cogeração referente a usina em estudo.

A partir das informações apresentadas e com o auxílio do software *EEs*, cujos cálculos constam no apêndice A, foi possível obter a modelagem termodinâmica e exérgica demonstradas na tabela 3.1.

Ponto	\dot{m} (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)	h (kJ/kg)	s(kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	44,44	68,6	530	3484	6,9	1432
2	34,72	68,6	530	3484	6,9	1432
3	26,94	2,45	159,7	2785	7,226	635,3
4	7,78	0,07	40	2573	8,28	109,4
5	7,78	0,07	38	159,1	0,5455	1,1
6	9,72	68,6	530	3484	6,9	1432
7	9,72	2,45	159,7	2785	7,226	635,3
8	8,42	2,45	159,7	2785	7,226	635,3
9	35,36	2,45	159,7	2785	7,226	635,3
10	36,08	2,45	135	2734	7,103	620,3
11	36,08	2,45	124,7	523,8	1,578	57,8
12	7,78	2,45	38	159,3	0,5454	1,3
13	0,72	2,45	38	159,3	0,5454	1,3
14	7,06	2,45	38	159,3	0,5454	1,3
15	43,14	2,45	110,7	464,4	1,4	43,71
16	1,31	2,45	159,7	2785	7,2	635,3
17	44,44	2,45	126,8	2716	7,1	615,7
18	44,44	78,6	128,1	543,5	1,6	68,84

Tabela 3.1 – Modelagem termodinâmica da planta

3.0.4 Análise energética

Para que o sistema funcione de maneira adequada, é importante determinar a quantidade de energia utilizada nos instrumentos durante o processo. Dessa forma a Equação 3.1 indica a quantidade de calor total.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{processo} + \dot{Q}_{Condensador} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{processo} = \dot{W}_{Turbina1} + \dot{W}_{Turbina2} + \dot{W}_{Turbina3} + \dot{Q}_{Dessuperaquecedor}$$

No qual a turbina1, turbina2 e turbina3 correspondem a primeira e segunda turbina de extração-condensação e a turbina de contrapressão, respectivamente. A quantidade de calor total utilizada no processo depende do conhecimento das eficiências térmicas para que seja possível calcular as entalpias reais dos pontos 2,3 e 7. A eficiência térmica das turbinas a vapor de extração condensação corresponde a 86%, enquanto a de contrapressão é de 84%. Com esses dados, é possível obter os resultados ilustrados na equação 3.2.

$$\begin{aligned}
h_{3r} &= h_2 - \eta_{Turbina1} \cdot \frac{h_2 - h_3}{\dot{m}_2} = 2883kJ/kg \\
h_{4r} &= h_3 - \eta_{Turbina2} \cdot \frac{h_3 - h_4}{\dot{m}_4} = 2603kJ/kg \\
h_{7r} &= h_6 - \eta_{Turbina3} \cdot \frac{h_6 - h_7}{\dot{m}_6} = 2897kJ/kg
\end{aligned} \tag{3.2}$$

Em que h_{3r} , h_{4r} e h_{7r} correspondem as entalpias reais dos pontos 3,4 e 7, respectivamente. O dessuperaquecedor e o condensador mantiveram-se em regime ideal pois não foram dados a eficiência ou potência de alimentação de nenhum destes equipamentos. Ao se aplicar a Equação 2.9, para encontrar o calor utilizado pelos equipamentos, obtém-se:

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{Turbina1} &= \dot{m}_2(h_{3r} - h_2) \cdot 0,86 = -17951kJ/s \\
\dot{W}_{Turbina2} &= \dot{m}_4(h_{4r} - h_2) \cdot 0,86 = -5896 - 1209kJ/s \\
\dot{W}_{Turbina3} &= \dot{m}_6(h_{7r} - h_6) \cdot 0,84 = -4795kJ/s \\
\dot{Q}_{Dessuperaquecedor} &= \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = -4861kJ/s \\
\dot{Q}_{Condensador} &= \dot{m}_4(h_5 - h_4) = -18783kJ/s
\end{aligned}$$

Com isso, verifica-se que o calor total utilizado no processo é dado por:

$$\dot{Q}_{total} = -52287kJ/s$$

Faz-se necessário verificar se o calor produzido pela caldeira atende ao calor total consumido na planta, o que é visto na Equação 3.3.

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_1(h_1 - h_{18}) = 130.694kJ/s \tag{3.3}$$

A caldeira possui um rendimento de 78%, com esse dado é possível calcular a quantidade de energia necessária do combustível (E_{comb}), indicado no cálculo abaixo.

$$E_{comb} = \frac{130694}{0,78} = 167.556J/s$$

Para continuação da análise, é válido saber que o poder calorífico inferior (PCI) do bagaço de cana-de-açúcar corresponde a 7531,2 kJ/kg, considerando um índice de umidade

de 50%. Esse dado foi disponibilizado pela Aalborg (s.d.), cuja tabela que contém tal informação pode ser encontrada no Apêndice B. A partir desse conhecimento, é possível descobrir a vazão mássica de combustível necessário para alimentar a planta, ilustrado abaixo.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{E_{comb}}{PCI} = 22,25 \text{ kg/s}$$

A primeira lei da termodinâmica não leva em consideração a irreversibilidade do processo nem a qualidade da energia gerada. Um estudo desta lei em conjunto com a segunda proporciona um melhor desenvolvimento de sistemas térmicos, oferecendo resultados que manifestam as irreversibilidades do sistema e perdas termodinâmicas reais dos processos.

Inicialmente, para calcular a exergia total, é necessário avaliar as parcelas das exergias individuais. Para tal, foram calculadas as exergias termomecânicas em cada ponto através da fórmula 2.16 e cujos valores podem ser observados na tabela 3.1.

Em seguida foram calculadas as parcelas de exergia fornecida pelo combustível. No caso estudado, as operações foram realizadas considerando que o estado morto possuía as condições físicas mais estáveis do ambiente definidas como: $T_0 = 298,15 \text{ K}$, $P_0 = 101 \text{ kpa}$ e umidade relativa do ar em 70%.

Para encontrar o valor da exergia do combustível, utilizou-se da equação 2.19 e a tabela 3.2, retirada do trabalho do autor Dantas (2010), como referência.

Elemento	Valor médio	Valor máximo	Valor mínimo	Número de dados
Carbono	47,2	49,1	44	9
Hidrogênio	6,3	7,4	5,8	9
Nitrogênio	0,3	0,4	0,2	2
Oxigênio	44,5	48	41,5	9
Enxofre	0,1			1
Cinzas	2,5	3,1	1	8

Figura 3.2 – Característica química do bagaço da cana de açúcar Dantas (2010)

É importante ressaltar que o valor do PCI utilizado no trabalho do Dantas (2010) (7546 kJ/kg) não corresponde ao utilizado neste trabalho (7531,2 kJ/kg), porém, como

são relativamente próximos, serão utilizados os valores disponíveis na tabela para o cálculo da exergia do combustível.

O sistema é alimentado pelo bagaço da cana de açúcar, que, ao ser queimado, libera vapor para gerar energia na planta de cogeração. O cálculo da exergia liberada pelo combustível é dado pela equação 2.20. Observa-se que esta equação é diretamente dependente da exergia do combustível seco e da exergia e entalpia da água.

O cálculo da relação entre o PCI do combustível e a exergia do mesmo depende da porcentagem de oxigênio em relação a de carbono encontrado no bagaço. Realizando este cálculo, através das informações disponíveis na tabela 3.2, tem-se que $o/c = 1,067$. Como a porcentagem em massa do oxigênio em relação ao carbono é superior a 0.667, utiliza-se da equação 2.19 para realização dos cálculos, como ilustrado na operação 3.4:

$$\phi_{seco} = \frac{1,0438 + 1,882 \cdot \frac{6,3}{47,2} - 0,2509 \cdot \frac{44,5}{47,2} \left(1 + 0,7256 \cdot \frac{6,3}{47,2}\right) + 0,0383 \cdot \frac{0,3}{47,2}}{1 - 0,3035 \cdot \frac{44,5}{47,2}} = 1,137 \quad (3.4)$$

O cálculo da exergia do bagaço da cana depende da característica exergética da água, que pode ser retirada do gráfico 3.3.

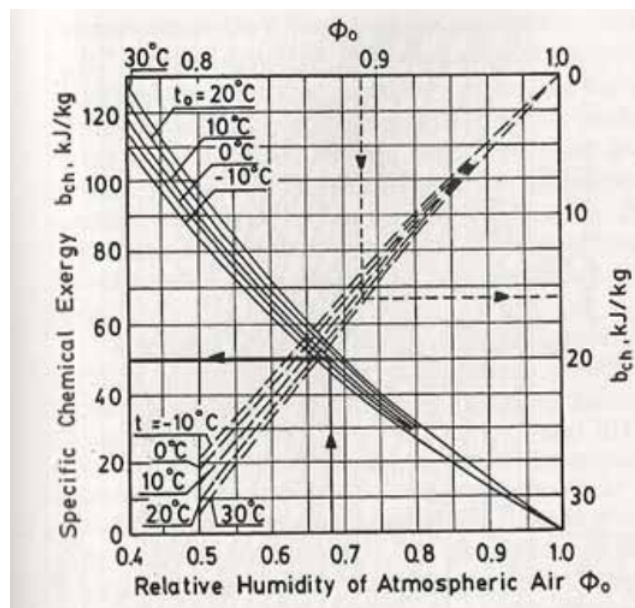


Figura 3.3 – Exergia química da água (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1987)

Ou seja, para a umidade relativa do ar em 70% e temperatura a 25°C, a exergia da

água é, aproximadamente, 49 kJ/kg, já a entalpia da substância, para temperatura e pressão admitidas, é de $h_{agua} = 105,5$ kJ/kg.

Em posse das informações a respeito da água e da relação do PCI do combustível com a exergia do mesmo, é possível calcular a exergia do combustível (ex_{comb}), que pode ser verificada na equação 3.5.

$$ex_{comb} = 1,137 \cdot (7531,2 + 105,5 \cdot 0,5) + 49,9 \cdot 0,5 = 8883 \text{ kJ/kg} \quad (3.5)$$

“As caldeiras são os principais responsáveis pela destruição da exergia nos sistemas de cogeração” Pellegrini (2009). A eficiência energética deste equipamento é dado pela equação 2.27.

$$\psi_{caldeira} = \frac{44,44 \cdot (1432 - 68,84)}{21,69 \cdot 8883} = 0,31 \quad (3.6)$$

Outros equipamentos que podem provocar a destruição da exergia do sistemas são as turbinas. A seguir são calculadas as eficiências exergéticas para as turbinas 1,2 e 3, respectivamente.

$$\begin{aligned} \psi_{Turbina1} &= \frac{3484 - 2785}{(1432 - 635,3)} = 0,88 \\ \psi_{Turbina2} &= \frac{3484 - 2573}{1432 - 109,4} = 0,69 \\ \psi_{Turbina3} &= \frac{3484 - 2785}{9,72 \cdot (1432 - 635,3)} = 0,88 \end{aligned} \quad (3.7)$$

3.0.5 Análise econômica

A partir deste ponto, finaliza-se a modelagem termodinâmica e exergética, dando-se início à modelagem econômica da planta.

A Tabela 3.2 apresenta valores que serão necessários para realização dos cálculos e foram retirados do livro GAS TURBINE WORLD HANDBOOK (2001-2002).

Valor da caldeira	28.000.000 R\$
Valor da turbina a vapor extração-condensação	17.000.000 R\$
Turbina a vapor contrapressão	6.000.000 R\$
Condensador	800.000 R\$
Bomba de condensado	100.000 R\$
Dessuperaquecedor	150.000 R\$
Evaporação do caldo	1.000.000 R\$
Mistura dos condensados	200.000 R\$
Desaerador	2.000.000 R\$
Bomba da Caldeira	1.800.000 R\$
Outros	10.000.000 R\$

Tabela 3.2 – Custo dos equipamentos da planta

O *outros* na Tabela considera custo de tubulação, gerador e equipamentos não citados. O custo total da planta ficou em 73.050.000 R\$. Segundo dados do (CANA, 2019), o valor do bagaço da cana correspondia a 0,06 R\$/kg. Com esse dado é possível calcular o custo do combustível, como indicado abaixo:

$$C_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot 0,06 = 1,33R\$/s \quad (3.8)$$

Realizando o cálculo do fator de recuperação de capital (equação 2.32), considerando uma taxa de 10% em um período de 20 anos, obteve-se o indicado abaixo.

$$f_{rec} = \frac{0,1(1+0,1)^{20}}{(0,1+1)^{20-1}} = 0,1175$$

Uma usina sucroalcooleira permanece ativa durante 7 meses. Considerando que a planta permaneça ligada 24 horas durante 30 dias comerciais, tem-se que o sistema trabalha 5040 horas anuais. Fazendo a conversão deste tempo para segundos se obtém que $5,511 \cdot 10^{-8}$ s por ano de horas trabalhadas. Como já foi calculado o fator de amortização, é possível verificar o custo unitário da planta (Z_{eq}) através da relação do fator de amortização pelo tempo em s, como indicado abaixo:

$$Z_{eq} = 0,1175 \cdot 5,511 \cdot 10^{-8} = 6,47 \cdot 10^{-9}R\$/s$$

Com o valor unitário do sistema conhecido, pode-se calcular o valor equivalente da planta (C_{eq}), o que pode ser observado abaixo:

$$C_{eq} = 73.050.000 \cdot Z_{eq} = 0,473R\$$$

Dessa forma, o valor total gasto na planta corresponde a:

$$C_{total} = C_{comb} + C_{eq} = 1,808R\$/s$$

Assim, o custo da planta por segundo corresponde a R\$ 1,808 utilizando o sistema com cogeração.

Os valores obtidos até então foram encontrados considerando uma indústria sucroalcooleira com cogeração que utiliza o bagaço da cana-de-açúcar como combustível. Agora serão realizados os cálculos considerando que esta usina não possui o sistema citado, isso significa que será considerada uma caldeira de menor porte para geração de vapor, pois não precisa de pressões e temperaturas elevadas, e realizando a compra de energia elétrica da rede.

De acordo com o DME (2020), o valor da energia elétrica para indústrias corresponde a 0,53 kWh. Fazendo a conversão, tem-se que 1 kWh equivale a 1/3600 kJs. Para a planta sem cogeração será somente utilizada 1 turbina de contrapressão cuja potência elétrica equivale a 32000 kW, percebe-se que o valor que resulta da utilização desta turbina é dado por:

$$C_{sc} = W_{gerador1} \cdot 0,53 \cdot \frac{1}{3600} = 4,711R\$/s$$

Sendo C_{sc} o custo com a energia elétrica para satisfazer a quantidade de calor necessária na planta. Agora será verificado o custo elétrico devido a utilização da caldeira. O calor necessário (Q_{sc}) para realização das atividades utilizando a energia fornecida pela rede é dado como:

$$Q_{sc} = \frac{Q_{total}}{0,78} = 67.035J/s$$

Dessa forma a vazão de combustível é dada por:

$$\dot{m}_{sc} = \frac{Q_{sc}}{PCI} = 7,273kg/s$$

Assim, o valor gasto com combustível ($C_{comb_{sc}}$) é dado por:

$$C_{comb_{sc}} = \dot{m}_{sc} \cdot 0,06 = 0,5341R\$/s$$

Portanto o custo total sem o sistema de cogeração é de :

$$C_{Total_{sc}} = C_{sc} + C_{comb_{sc}} = 5,245R\$/s$$

Resultados

Neste capítulo será realizada uma interpretação dos valores encontrados na seção de metodologia permitindo que sejam abordados os resultados encontrados.

Com a finalidade de facilitar a análise dos dados, a tabela 4.1 apresenta uma comparação entre os gastos do sistema de uma usina com e sem o sistema de cogeração.

	Sistema com Cogeração	Sistema sem Cogeração
Valor equivalente da planta [R\$/s]	1,808	5,245
Valor gasto com combustível [R\$/s]	1,34	0,5341
Vazão mássica do combustível [kg/s]	22,25	8,90
Energia produzida pelo combustível [J/s]	130.694	67.035

Tabela 4.1 – Tabela comparativa de resultados do sistema com e sem cogeração

A análise da tabela permite observar que o valor gasto com combustível da planta com cogeração é superior ao do sistema sem cogeração, porém a vazão mássica do combustível no primeiro sistema citado é maior que no segundo, sendo a diferença no valor do combustível semelhante a diferença entre as vazões mássicas.

É importante verificar que a planta com o sistema de cogeração produz 63.659 [J/s] de energia a mais que o sistema sem cogeração. Isso ocorre pois a planta consegue ser autossuficiente em relação às suas necessidades energéticas e o excedente da energia produzido pode ser vendido para as centrais elétricas, o que garante um retorno financeiro positivo para a indústria.

A fim de facilitar o entendimento do projeto, gerou-se no *Excel* um gráfico considerando os custos relativos dos equipamentos na planta com cogeração, como pode ser verificado na figura 4.1.

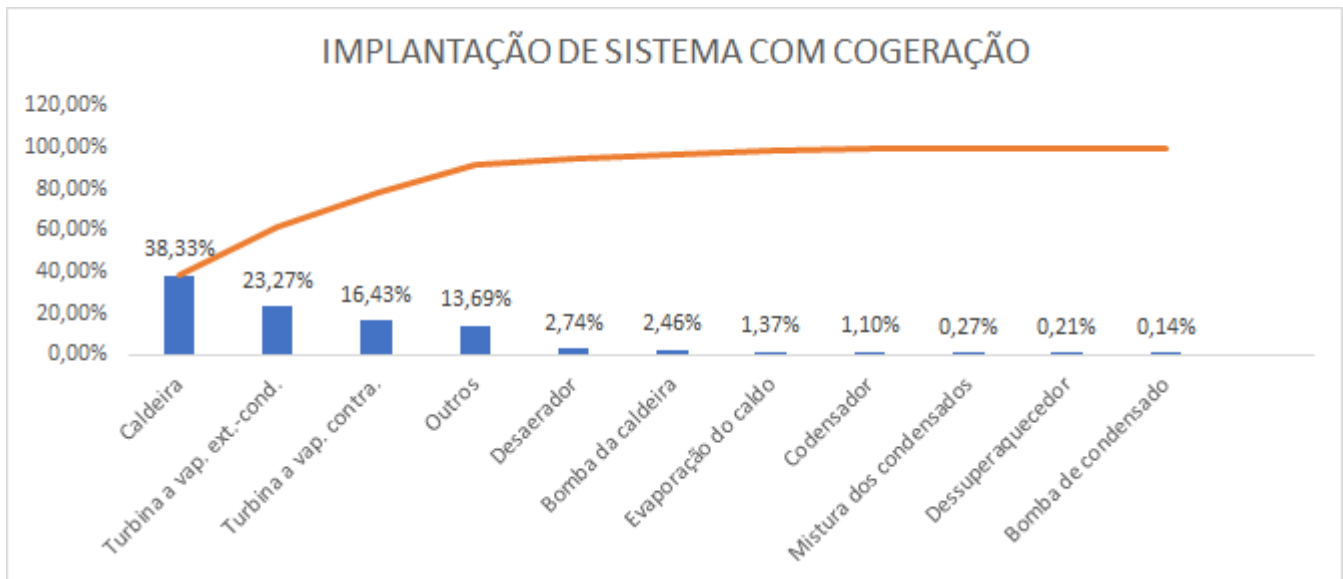


Figura 4.1 – Influência do custo no gasto total da planta com cogeração

Uma observação do gráfico permite analisar as colunas em azul, que apontam a porcentagem do valor do equipamento em relação ao custo total da planta, e a curva laranja que corresponde a porcentagem total da influência do custo acumulada do equipamentos. Verifica-se que o equipamento de maior custo no projeto da planta com cogeração é a caldeira. É importante ressaltar que o valor da caldeira está relacionada a sua eficiência, ou seja, caldeiras mais eficientes são mais caras.

Uma outra análise realizada correspondeu ao consumo de energia que os equipamentos exercem na planta, como indicado na figura 4.2.

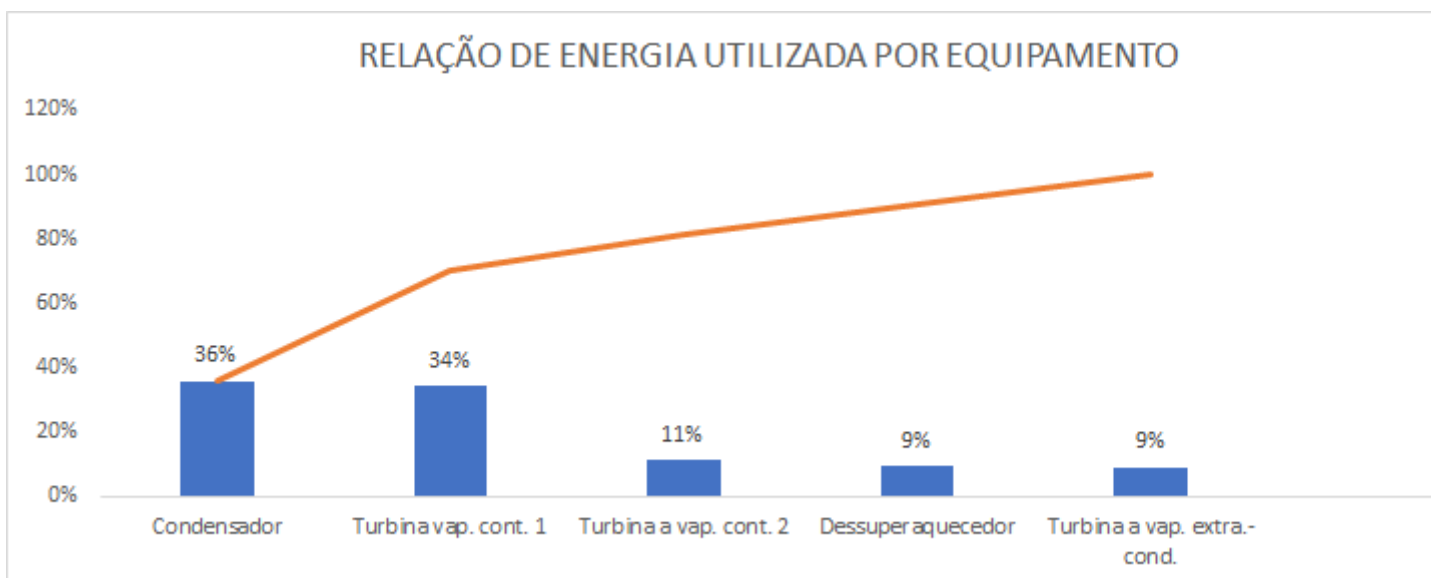


Figura 4.2 – Relação entre gasto energético e equipamento utilizado

A figura 4.2 demonstra que os equipamentos que mais utilizam da energia gerada pela caldeira são o condensador e a turbina a vapor de contrapressão 1. Isso indica que se aumentada a eficiência destes equipamentos, os mesmos não consumirão tanta energia, o que aumenta a quantidade de excedentes e, conseqüentemente, o lucro da usina.

A planta com o sistema de cogeração produz 160 ton/h de vapor sendo que 130 ton/h de vapor é utilizado dentro do sistema. Em janeiro de 2019, a venda de excedentes elétricos correspondia a 227,24 MWh, ou seja, o valor pago pelo excedente corresponde a, aproximadamente, R\$ 0,23 kWh. Ao vender seu excedente de 30 ton/h (8,33 kg/s) a indústria arrecada, no período de um ano, R\$ 9656,136, visualizado na Equação 4.1.

$$V_{arrecadado} = \frac{0,23}{3600} \cdot 5040 \cdot 8,33 \cdot 3600 = 9656,136R\$ \quad (4.1)$$

Em relação aos custos totais do sistema de cogeração em relação ao sistema sem, a diferença ficou em R\$ 3,437 por segundo. Uma diferença expressiva pois, em um ano será economizado R\$ 62.360.928, o que favorece positivamente o sistema com cogeração.

Para comprovar a eficiência do sistema, realiza-se o cálculo do *payback* simples, que desconsidera as flutuações monetárias, indicando em quanto tempo o sistema irá se pagar. Esses cálculos podem ser verificados na equação 4.2.

$$\begin{aligned} E_{economizado} &= C_{Totalsc} - C_{total} = 3,437R\$/s \\ E_{economizadoano} &= E_{economizado} \cdot 5040 \cdot 3600 = 62.360.928\$/ano \\ Payback &= \frac{67.050.000}{E_{economizadoano}} = 1,2ano \end{aligned} \quad (4.2)$$

Ou seja, desconsiderando o valor que será arrecadado pela venda dos excedentes a indústria terá pago seus equipamentos em, aproximadamente, 1 ano e 2 meses. Vale ressaltar que, neste cálculo, também não foi levado em conta o custo de manutenção ao longo dos anos.

Para que fosse possível ter uma noção do retorno proporcionado pelo sistema com cogeração, encontrou-se os valores correspondentes ao VPL e TIR. Para isso, foi considerado uma situação ideal em que não há ganhos ou perdas ao longo dos 20 anos de atuação da usina. A planilha utilizada para realização do cálculo é possível ser encontrada no apêndice C.

Quando calculado o VPL, obteve-se que o VPL da mesma é de R\$ 398.823.562,02 ao longo dos 20 anos, com taxa de retorno de R\$ 6,95 e TIR de 85%. Ou seja, como o VPL deu positivo e o TIR é superior a taxa de desconto, considerada de 12%, o projeto se configura viável.

Em relação a análise exergética, foi possível observar que a caldeira possui uma eficiência energética de 31 % cujas fontes de irreversibilidades podem estar associadas a reação de combustão, perda de calor e exergia dos gases liberados na reação, consideradas irreversibilidades da produção de energia térmica. O bagaço da cana utilizado nesse estudo contém 50% de umidade e uma das alternativas para reduzir a perda exergética pela combustão seria secando essa biomassa. Porém, vale ressaltar que não é vantagem utilizar de um bagaço de cana-de-açúcar seco se, para secar, a exergia destruída gerada no processo de secagem seja superior a redução obtida na caldeira.

A exergia encontrada para o bagaço da cana corresponde a 8883 kJ/kg, o que indica que o mesmo é um bom combustível. Assim como apresentado para a caldeira, uma alternativa para elevar a exergia do combustível seria trabalhar com o bagaço com menores índices de umidade, utilizando o secador de bagaço, pois esse processo aumentaria o PCI do combustível e, conseqüentemente, a exergia gerada.

Outro ponto a ser observado é que as eficiências energéticas das das caldeiras da primeira lei são maiores que os encontrados na segunda. Essa diferença pode ser explicada pela definição dessas leis, dado que a primeira lei expressa a relação entre energia útil absorvida pelo vapor e energia do combustível, enquanto a segunda aponta a relação entre o trabalho máximo que poderia ser extraído do vapor da caldeira e a exergia disponibilizada pelo combustível. O gráfico apresentado na figura 4.3 ilustra melhor as diferenças aqui citadas.

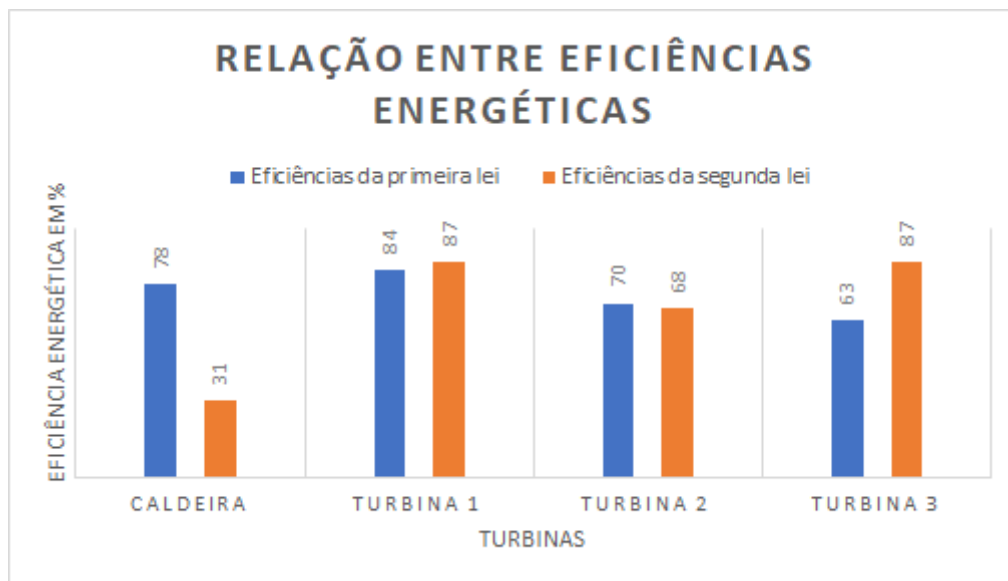


Figura 4.3 – Gráfico comparativo das eficiências energéticas da primeira e segunda lei da termodinâmica

Vale ressaltar que a caldeira corresponde ao equipamento com maior irreversibilidade, dado que é um trocador de calor. Essa afirmação pode ser verificada quando comparada a eficiência isentrópica (78%) com a de segunda lei (31%).

O gráfico 4.3 indica que as turbinas, a exceção da turbina 2, apresentam eficiência de segunda lei maior que a de primeira lei. A explicação para este fato é que a eficiência da primeira lei tem como referência um processo ideal irreversível, utilizando de valores teóricos da saída de vapor das turbinas, enquanto a segunda lei utiliza da exergia real. A turbina que foge dessa explicação é a turbina 2, pois a diferença de temperatura implicada entre os pontos 2 e 4 faz com haja perda de calor na turbina, implicando um aumento na irreversibilidade do processo.

Conclusão

A geração de energia a partir do bagaço da cana-de-açúcar, no Brasil, tem sido estudada como alternativa para complementação energética em períodos de baixo índice pluviométrico. O presente trabalho realizou a modelagem termoeconômica, energética e exergetica de uma usina com e sem o sistema de cogeração situada no oeste paulista. Vale ressaltar que as análises efetuadas correspondem a apenas um dos vários casos possíveis de serem estudados, como avaliação ambiental e econômica ou avaliação térmica e ambiental, que gerariam relações de pareto mais consistentes. Ao serem analisados os resultados, percebe-se que o valor do VPL está positivo, tal como o do TIR é maior que a taxa de desconto, o que configura um projeto vantajoso de ser realizado. Em relação ao TIR, o valor encontrado de 85% corresponde a um resultado aceitável, configurando os lucros da usina algo vantajoso. Ademais, a taxa de lucratividade indica que, a cada um real gasto para introduzir o sistema de cogeração, a usina recebe R\$ 6,95 em retorno. Vale ressaltar que, ao ser realizado o cálculo do *payback*, a usina conseguirá pagar os seus gastos em 1 ano e 2 meses de operação, o que indica que dará lucro a longo prazo. Através da modelagem exergetica, obteve-se que a cana-de-açúcar pode ser considerada um bom combustível, pois apresenta um valor elevado de exergia, tal como se percebeu que os valores das eficiências de primeira e segunda lei são inferiores aos de primeira e que as maiores perdas exergeticas ocorrem no trocador de calor. Portanto, conclui-se que a instalação do sistema de cogeração para a usina sucroalcooleira situada no oeste de São Paulo apresenta-se vantajosa e eficiente em relação ao sistema sem cogeração. Para trabalhos futuros, sugere-se que seja realizada uma análise ambiental para que seja possível compreender o impacto provocado por um sistema com cogeração, realizar o cálculo dos

indicadores de desempenho globais como o “Energy Savings Index (ESI)” e “Fuel Energy Saving Ratio (FESR)” e fazer a modelagem exergoeconômica.

Metodologia EES

$T_0 = 25,15$ $P_0 = 1,01$ $h_0 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_0; P=P_0)$ $s_0 = \text{ENTROPY}(\text{Steam};$
 $m_1 = 44,44$ $P_1 = 68,6$ $T_1 = 530$ $h_1 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_1; P=P_1)$
 $s_1 = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_1; P=P_1)$
 $m_2 = 34,72$ $h_2 = h_1$ $T_2 = T_1$ $P_2 = \text{PRESSURE}(\text{Steam}; T=T_2; h=h_2)$
 $m_3 = 26,94$ $P_3 = 2,45$ $T_3 = 159,7$ $h_3 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_3; P=P_3)$
 $s_3 = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_3; P=P_3)$
 $m_4 = 7,78$ $P_4 = 0,07$ $T_4 = 40$ $h_4 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_4; P=P_4)$ s_4
 $= \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_4; P=P_4)$
 $m_5 = 7,78$ $P_5 = 0,07$ $T_5 = 38$ $h_5 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_5; P=P_5)$ s_5
 $= \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_5; P=P_5)$
 $m_6 = 9,72$ $T_6 = 530$ $P_6 = 68,6$ $h_6 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_6; P=P_6)$
 $s_6 = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_6; P=P_6)$
 $m_7 = 9,72$ $T_7 = 159,7$ $P_7 = 2,45$ $h_7 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_7; P=P_7)$
 $s_7 = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_7; P=P_7)$
 $m_9 = 35,36$ $h_9 = h_7$ $m_{13} = 2,6$ $h_{13} = h_{12}$
 $m_{10} = m_9 + m_{13}$ $T_{10} = 135$ $P_{10} = 2,45$ $h_{10} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{10}; P=P_{10})$
 $s_{10} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{10}; P=P_{10})$
 $m_{11} = m_{10}$ $T_{11} = 124,7$ $P_{11} = 2,45$ $h_{11} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{11}; P=P_{11})$
 $s_{11} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{11}; P=P_{11})$
 $m_{12} = 7,78$ $T_{12} = 38$ $P_{12} = 2,45$ $h_{12} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{12}; P=P_{12})$
 $s_{12} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{12}; P=P_{12})$
 $m_{14} = 7,06$

$$m_{15} = m_{14} + m_{11} \quad T_{15} = 110,7 \quad P_{15} = 2,45 \quad h_{15} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{15}; P=P_{15})$$

$$s_{15} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{15}; P=P_{15})$$

$$m_{17} = 44,44 \quad P_{17} = 2,45 \quad T_{17} = 126,8 \quad h_{17} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{17}; P=P_{17})$$

$$s_{17} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{17}; P=P_{17})$$

$$m_{16} = 1,31 \quad P_{16} = 2,45 \quad T_{16} = 159,7 \quad h_{16} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{16}; P=P_{16})$$

$$s_{16} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{16}; P=P_{16})$$

$$m_{18} = 44,44 \quad P_{18} = 78,6 \quad T_{18} = 128,1 \quad h_{18} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T=T_{18}; P=P_{18})$$

$$s_{18} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T=T_{18}; P=P_{18})$$

Cálculo da potência

$$\text{rend}_{t1} = 0,86 \quad \text{rend}_{t2} = 0,86 \quad \text{rend}_{t3} = 0,84$$

$$\text{rend}_{t1} = (h_{2r} - h_{3r}) / (h_{2r} - h_{3r}) \quad \text{rend}_{t2} = (h_{3r} - h_{4r}) / (h_{3r} - h_{4r}) \quad \text{rend}_{t3} = (h_{6r} - h_{7r}) / (h_{6r} - h_{7r})$$

$$\text{Potência elétrica Gerador1} = 32000 \text{ kW} \quad \text{Gerador2} = 12000 \text{ kW} \quad \text{rend}_{ger} = 0,9$$

$$W_{e32} = 32000 \text{ kW} \quad W_{e12} = 12000 \text{ kW}$$

$$W_{m32} = W_{e32} / \text{rend}_{ger} \quad W_{m12} = W_{e12} / \text{rend}_{ger}$$

$$W_{m_{t1}} = -m_{2r} * (h_{2r} - h_{3r}) \quad W_{m_{t2}} = -m_{4r} * (h_{2r} - h_{4r}) \quad W_{m_{t3}} = -m_{6r} * (h_{6r} - h_{7r})$$

Fluxo de calor exercido pelo vapor da turbina

$$Q_{\text{Turbina1}} = m_{2r} * (h_{3r} - h_{2r}) * \text{rend}_{t1} \quad Q_{\text{Turbina2}} = m_{4r} * (h_{4r} - h_{2r}) * \text{rend}_{t2}$$

$$Q_{\text{Turbina3}} = m_{6r} * (h_{7r} - h_{6r}) * \text{rend}_{t3} \quad Q_{\text{Dessuperaquecedor}} = m_{9r} * h_{9r} + m_{13r} * h_{13r} - m_{10r} * h_{10r}$$

$$Q_{\text{Condensador}} = m_{4r} * (h_{5r} - h_{4r}) \quad Q_{\text{total}} = Q_{\text{Turbina1}} + Q_{\text{Turbina2}} + Q_{\text{Turbina3}} + Q_{\text{Dessuperaquecedor}} + Q_{\text{Condensador}}$$

$$Q_{\text{caldeira}} = m_{1r} * (h_{1r} - h_{18r})$$

Combustível utilizado

$$\text{rend}_{\text{caldeira}} = 0,78 \quad \text{PCI} = 7531,2 \text{ kJ/kg} \quad E_{\text{comb}} = Q_{\text{caldeira}} / \text{rend}_{\text{caldeira}}$$

$$E_{\text{comb}} = \text{PCI} * m_{\text{comb}}$$

Análise Econômica

$$J_{\text{caldeira}} = 28000000 \quad J_{\text{Turbina}_1} = 17000000 \quad J_{\text{Turbina}_2} = 6000000 \quad J_{\text{Turbina}_3} = 6000000$$

$$J_{\text{Condensador}} = 800000 \quad J_{\text{bomba1}} = 100000 \quad J_{\text{dessuper}} = 150000 \quad J_{\text{evap}} = 1000000$$

$$J_{\text{mistura}} = 200000 \quad J_{\text{desaerador}} = 2000000 \quad J_{\text{bomba}_\text{caldeira}} = 1800000$$

$$J_{\text{outros}} = 10000000 \quad J_{\text{total}} = J_{\text{caldeira}} + J_{\text{Turbina}_1} + J_{\text{Turbina}_2} + J_{\text{Turbina}_3} + J_{\text{Condensador}} + J_{\text{bomba1}} + J_{\text{dessuper}} + J_{\text{evap}} + J_{\text{mistura}} + J_{\text{desaerador}}$$

+ J_bomba_caldeira + J_outros

Período de utilização anual de 5040 h/ano -> 7 meses operando 24 h por dia comercial
tempo = 1/(5040*3600) fa = 1/(((1+i)n-1)/(i*(1+i)n)) i = 0,1 juros n = 20 tempo
em anos C_comb = 0,06 *m_combrs/kg C_uneq = fa * tempo C_eq = C_uneq*J_total
Quanto custa todo o equipamento em s C_total = C_eq+C_comb

Produção convencional

$$Pe = 0,53 \text{ r\$ } csc = 0,53*32000*1/3600$$

Q_comb = -1*Q_total/rend_caldeira Q_comb = mcombsc*PCI C_combust = 0,06
*mcombsc C_tot = csc+C_combust

Cálculo do Payback

Econ = -C_tot+C_total Econano = Econ*5040*3600 Payback = J_total/Econano
Zc = 46,3/100 Zo = 43,3/100 Zh = 6,4/100 Zn = 0 beta = (1,0412 + 0,2160*(Zh/Zc)-
0,2499*(Zo/Zc)*(1+0,7884*(Zh/Zc))-0,45*(Zn/Zc))/(1-0,035*(Zo/Zc))

L_agua = 105,5 Z_agua = 50/100 x_qui = beta*(7736+L_agua*Z_agua)+49,94*Z_agua
x_0 = h_0-(T_0+273)*s_0

x_1 = (h_1-h_0) - (T_0 + 273)*(s_1-s_0) x_2 = x_1 x_3 = (h_3-h_0) - (T_0 +
273)*(s_3-s_0) x_3r = (h_3r-h_0) - (T_0 + 273)*(s_3r-s_0) x_4 = (h_4-h_0) - (T_0
+ 273)*(s_4-s_0) x_4r = (h_4r-h_0) - (T_0 + 273)*(s_4r-s_0) x_5 = (h_5-h_0) -
(T_0 + 273)*(s_5-s_0) x_6 = (h_6-h_0) - (T_0 + 273)*(s_6-s_0) x_7 = (h_7-h_0)
- (T_0 + 273)*(s_7-s_0) x_7r = (h_7r-h_0) - (T_0 + 273)*(s_7r-s_0)

psi_turbina1 = Wm_t1/(m_2*(x_2-x_3)) psi_turbina2 = Wm_t2/(m_4*(x_2-x_4))
psi_turbina3 = Wm_t3/(m_6*(x_6-x_7))

Apêndice **B**

Tabela PCI

Alfa Laval Aalborg

Rua Divino Espírito Santo

1100, Carangola

Petrópolis, RJ

CEP: 25715-410

Tel: +55 24 2233-9963

Fax: +55 24 2237-6603

www.alfalaval.com

E-mail: dec.rio@alfalaval.com



PODER CALORÍFICO INFERIOR

COMBUSTÍVEL	PCI
Alcool de cana	5.500 kcal/l
Aparas vinilo	6.300 kcal/kg
Bagaço de cana (20% ÁGUA)	3.200 kcal/kg
Bagaço de cana (50% ÁGUA)	1.800 kcal/kg
Bambú (10% água)	3.700 kcal/kg
Borra de café	1.570 kcal/kg
Carvão de babaçu	7.000 kcal/kg
Carvão mineral - Cambui/PR	6.200 kcal/kg
Carvão mineral - Charqueadas/RS	3.100 kcal/kg
Carvão mineral - Mina do leão/RS	4.200 kcal/kg
Carvão mineral - Tubarão/SC	4.500 kcal/kg
Carvão vegetal	7.500 kcal/kg
Casca de árvore	2.200 kcal/kg
Casca de algodão	3.000 kcal/kg
Casca de amêndoa dendê	4.800 kcal/kg
Casca de arroz (12% água)	3.300 kcal/kg
Casca de babaçu	4.000 kcal/kg
Casca de cacau (8% água)	3.900 kcal/kg
Casca de café	3.800 kcal/kg
Casca de caju	4.700 kcal/kg
Casca de côco	4.000 kcal/kg
Casca de eucalipto	3.750 kcal/kg
Casca de tanino úmido (68% água)	800 kcal/kg
Casca de soja	3.300 kcal/kg
Cavaco (eucalipto)	4.300 kcal/kg
Cavacos de pinho	2.500 kcal/kg
Coque de gás	5.400 kcal/kg

COMBUSTÍVEL	PCI
Óleo de algodão	8.050 kcal/l
Óleo de amendoim	8.000 kcal/l
Óleo de babaçu	7.770 kcal/l
Óleo de soja	8.125 kcal/l
Óleo diesel	8.620 kcal/l
Palha de amendoim (12% água)	3.100 kcal/kg
Palha de trigo (20% ÁGUA)	3.200 kcal/kg
Papel	4.200 kcal/kg
Piche alcatrão	8.600 kcal/kg
Pó de linho	4.000 kcal/kg
Pó de madeira fino (seco)	4.000 kcal/kg
Pó de madeira grosso (seco)	4.200 kcal/kg
Pó de tabaco	2.300 kcal/kg
Querosene	8.300 kcal/l
Recortes de couro (14% ÁGUA)	4.400 kcal/kg
Resíduos de juta	3.800 kcal/kg
Restos de borracha	4.000 kcal/kg
Sementes de girassol (9,5% água)	4.300 kcal/kg
Serragem de pinho (40% água)	2.000 kcal/kg
Serragem seca (20% água)	3.500 kcal/kg
Serragem + Cepilho (seco)	4.600 kcal/kg
Sisal (11% água)	3.400 kcal/kg
Sobra de serraria (pinho)	4.160 kcal/kg
Tecido nailon	7.300 kcal/kg
Trapos de pano	4.200 kcal/kg
Turfa (seca ao ar) (25 à 6% água)	3000 - 5000 kcal/kg

Inferior Heat Power

Apêndice C

Tabela Excel

Período (Ano)	Fluxo de Caixa	Valor Presente (VP)	Valor Presente Acumulado
0	-R\$ 73.050.000,00	-R\$ 73.050.000,00	-R\$ 73.050.000,00
1	R\$ 62.370.584,14	R\$ 55.688.021,55	-R\$ 17.361.978,45
2	R\$ 62.370.584,14	R\$ 49.721.447,81	R\$ 32.359.469,36
3	R\$ 62.370.584,14	R\$ 44.394.149,83	R\$ 76.753.619,20
4	R\$ 62.370.584,14	R\$ 39.637.633,78	R\$ 116.391.252,97
5	R\$ 62.370.584,14	R\$ 35.390.744,45	R\$ 151.781.997,42
6	R\$ 62.370.584,14	R\$ 31.598.878,97	R\$ 183.380.876,39
7	R\$ 62.370.584,14	R\$ 28.213.284,79	R\$ 211.594.161,18
8	R\$ 62.370.584,14	R\$ 25.190.432,85	R\$ 236.784.594,03
9	R\$ 62.370.584,14	R\$ 22.491.457,90	R\$ 259.276.051,94
10	R\$ 62.370.584,14	R\$ 20.081.658,84	R\$ 279.357.710,78
11	R\$ 62.370.584,14	R\$ 17.930.052,54	R\$ 297.287.763,32
12	R\$ 62.370.584,14	R\$ 16.008.975,48	R\$ 313.296.738,80
13	R\$ 62.370.584,14	R\$ 14.293.728,11	R\$ 327.590.466,91
14	R\$ 62.370.584,14	R\$ 12.762.257,24	R\$ 340.352.724,14
15	R\$ 62.370.584,14	R\$ 11.394.872,53	R\$ 351.747.596,68
16	R\$ 62.370.584,14	R\$ 10.173.993,33	R\$ 361.921.590,01
17	R\$ 62.370.584,14	R\$ 9.083.922,62	R\$ 371.005.512,63
18	R\$ 62.370.584,14	R\$ 8.110.645,20	R\$ 379.116.157,83
19	R\$ 62.370.584,14	R\$ 7.241.647,50	R\$ 386.357.805,33
20	R\$ 62.370.584,14	R\$ 6.465.756,69	R\$ 392.823.562,02

Soma dos VPs (Ano 1 - Ano 20)	R\$ 465.873.562,02
Valor Presente Líquido (VPL)	R\$ 398.823.562,02
TIR	85%
Taxa de Lucratividade	6,948151559

Referências

- AALBORG, Alfa Laval. **Poder calorífico inferior**. Petrópolis: [s.n.]. Tabela técnica no site <http://www.aalborg-industries.com.br/>.
- AGENCY, International Renewable Energy. **Bioenergy**. 2021. Disponível em: <<https://www.irena.org/bioenergy>>. Acesso em: 23 jul. 2021.
- _____. **Recycle: Bioenergy**. [S.l.: s.n.], ago. 2020. P. 76. Report series.
- ANDRADE, Wendel. **Fundamentos da Matemática Financeira**. [S.l.: s.n.]. Roteiro de estudos: Conteúdo Parcial da Disciplina. Material produzido pelo professor da Universidade Estadual do Espírito Santo.
- ARAÚJO, EDILAINÉ DA SILVA; SANTOS, Juliana Agustineli Pereira. O desenvolvimento da cultura da cana-de-açúcar no Brasil e sua relevância na economia nacional. **FACIDER-Revista Científica**, v. 4, n. 4, 2013.
- BAZZO, Edson. **Geração de Vapor**. Edição: Editora da UFSC. 2. ed. Florianópolis: [s.n.], 1995. 216 p.
- BIRRU, Eyerusalem; ERLICH, Catharina; MARTIN, Andrew. Energy performance comparisons and enhancements in the sugar cane industry. **Biomass Conversion and Biorefinery**, Springer, v. 9, n. 2, p. 267–282, 2019.
- BORGNACKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentals of Thermodynamics**. Edição: Inc. John Wiley & Sons. 7. ed. United States of America: [s.n.], 2009. 894 p. ISBN 978-0-470-04192-5.
- BOYCE, Meherwan P. **HANDBOOK FOR COGENERATION AND COMBINED CYCLE POWER PLANTS**. New York: ASME PRESS, 2002. ISBN 0-7918-0169-1.

- CANA, Jornal. **Quanto Custa o Bagaço? Confira aqui**. 2019. Disponível em: <[https://www.cogen.com.br/cogeracao/cogeracao-no-brasil/biomassa](https://jornalcana.com.br/quanto-custa-o-bagaco-confira-aqui/#:~:text=Em%5C%$20m%5C%$C3%5C%$A9dia%5C%$2C%5C%$20o%5C%$20valor%5C%$20da,de%5C%$20R%5C%$24%5C%$2059%5C%$2C22.>. Acesso em: 24 jan. 2022.</p><p>CENGEL, Yunus A et al. Termodinâmica. [S.l.: s.n.], 2003.</p><p>COUNCIL Regulation (EEC) No. 2008/90 of 29 June 1990 concerning the promotion of energy technology in Europe (thermie programme). v. L 185. [S.l.]: Ocial Journal of the European Communities, jul. 1990.</p><p>DANTAS, Djolse Nascimento. Uso da biomassa de cana-de-açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exergética e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleiras do interior paulista. 2010. Tese (Doutorado) – Universidade de São Paulo.</p><p>ENERGY Policy Act of 2005. [S.l.: s.n.], 2005. 119 Stat.</p><p>FAUSTO, Boris. História do Brasil. 12. ed. São Paulo: Edusp, 2006. P. 639. ISBN 85-314-0240-9.</p><p>FLIN, David. Cogeneration: A user's guide. [S.l.]: IET, 2010. v. 11.</p><p>GAS TURBINE WORLD HANDBOOK. v. 22. [S.l.]: Fairfield: Pequot Publishing, 2001-2002. P. 208.</p><p>HUNT, Julian David; STILPEN, Daniel; FREITAS, Marcos Aurélio Vasconcelos de. A review of the causes, impacts and solutions for electricity supply crises in Brazil. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Elsevier, v. 88, p. 208–222, 2018.</p><p>INDÚSTRIA DE CANA DE AÇÚCAR, União da. A bioeletricidade da cana. [S.l.: s.n.], 2019. P. 9.</p><p>INDÚSTRIA DE GERAÇÃO DE ENERGIA, Associação da. Biomassa. 2020. Disponível em: <. Acesso em: 14 jul. 2021.
- JAHANZAI, Mirza; PASHA, R.A.; SULEMAN, Zahid. Cogeneration an Opportunity for Industrial Energy Saving. In:
- JÚNIOR, Nilton Von Rondow. Da revolução à conscientização.

- KOLANOWSKI, Bernard F. History of Cogeneration. **Cogeneration and Competitive Power Journal**, Taylor & Francis, v. 14, n. 1, p. 74–79, 1999.
- KOTAS, Tadeusz Jozef. **The exergy method of thermal plant analysis**. [S.l.]: Krieger, 1995.
- KUHN, Ivo Ney. **Gestão Financeira**. Edição: Unijuí. Rio Grande do Sul: [s.n.], 2012. 126 p. ISBN 978-85-419-0028-7.
- LIMA PUCCINI, Abelardo de. Matemática Financeira. In: _____. **Objetiva e Aplicada**. Edição: Elsevier. 9. ed. São Paulo: [s.n.], 2011. 396 p. ISBN 978-85-352-4672-8.
- LORA, Electo Eduardo Silva; NASCIMENTO, Marco Antonio Rosa Do. Geração Termelétrica. In: _____. **Planejamento, Projeto e Operação**. Edição: InterCiência. 1. ed. Rio de Janeiro: [s.n.], 2004. v. 2. 1296 p. ISBN 8571931054.
- LOVLAND, Jorgen. A history of Steam power. **Department of Chemical Engineering, NTNU Trondheim, Norway**, 2007.
- MAURER, Luiz; PEREIRA, Mario; ROSENBLATT, José. Implementing power rationing in a sensible way: lessons learned and international best practices. World Bank, Washington, DC, 2005.
- MORAN, Michael J. et al. Introdução à engenharia de Sistemas Térmicos. In: _____. **Termodinâmica, Mecânica dos fluidos e Transferência de Calor**. Edição: LTC. 1. ed. Rio de Janeiro: [s.n.], 2005. 604 p. ISBN 978-85-216-1446-3.
- NACHILUK, Katia. **Cana-de-açúcar: produção e processamento em 2019**. 2020. Disponível em: <<http://www.iea.sp.gov.br/out/TerTexto.php?codTexto=14767>>. Acesso em: 23 jul. 2021.
- ORGANIZATION, International Sugar. **The Sugar Market**. 2020. Disponível em: <<https://www.isosugar.org/sugarsector/sugar>>. Acesso em: 27 jul. 2021.
- PASSOLONGO, Rodnei. **Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira**. Abr. 2011. Diss. (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, <https://repositorio.unesp.br/handle/11449/88865>. An optional note.

- PELLEGRINI, Luiz Felipe. **Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade**. 2009. Tese (Doutorado) – Universidade de São Paulo.
- PESQUISA ENERGÉTICA, Empresa de. **Análise da Conjuntura dos Biocombustíveis - Ano 2020**. <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/analise-de-conjuntura-dos-biocombustiveis-2020>: [s.n.], jul. 2020. Nota técnica. An optional note.
- _____. **BEN: Relatório Síntese de 2021. Ano base 2020**. 2021. Disponível em: <[https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-588/BEN_S\\$%5C%\\$C3\\$%5C%\\$ADntese_2020_PT.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-588/BEN_S$%5C%$C3$%5C%$ADntese_2020_PT.pdf)>. Acesso em: 23 jul. 2021.
- PINOTTI, Fernanda. **Situação da crise energética hoje é pior que a de 2001, diz professor**. 2021. Disponível em: <<https://www.cnnbrasil.com.br/business/2021/06/29/situacao-da-crise-energetica-hoje-e-pior-que-a-de-2001-diz-professor>>. Acesso em: 29 jul. 2021.
- REINALDO, Cristiano. **Curso de Matemática Financeira**. [S.l.: s.n.], abr. 2005. Cartilha do Conselho Regional de Contabilidade CRC/CE.
- SANT'ANA, Jéssica. **Com crise hídrica, Aneel já estima alta de 5% nas contas de luz do ano que vem**. 2021. Disponível em: <<https://g1.globo.com/economia/noticia/2021/06/15/com-crise-hidrica-aneel-ja-estima-alta-de-5percent-nas-contas-de-luz-do-ano-que-vem.ghtml>>. Acesso em: 23 jul. 2021.
- SEIJO FERNÁNDEZ, Sandra et al. Computational intelligence techniques for maximum energy efficiency of cogeneration processes based on internal combustion engines, 2017.
- SHERLOCK, Wyatt. *The Steam Engine and Industrialization*, 2011.
- SILVA COSTA, Érico da; AQUINO, Luz Marina A. Poddis de; DEMARCHI, Luciana. **Gestão Financeira**. Edição: Instituto Federal de São Paulo. São Paulo: [s.n.], 2015. 134 p.
- SILVA ORTIZ, Pablo; FLÓREZ-ORREGO, Daniel. Exergy, Concepts and Application (Exergia, Conceituação e Aplicação). In: [s.l.: s.n.], jan. 2013. DOI: 10.13140/RG.2.1.1088.8804.

- SOSAARNAO, JH; NEBRA, SA. First and second law analysis applied on boilers fuelled by sugar cane bagasse. **ECOS**, 2007.
- SOUZA, Rizzia Costa. **Análise de aproveitamento energético do biogás na usina de cogeração existente de uma indústria alimentícia: estudo de caso na Bem Brasil Alimentos S. A.** 2019. Diss. (Mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica, Belo Horizonte.
- SOUZA DIAS, Marina Oliveira de et al. Sugarcane processing for ethanol and sugar in Brazil. **Environmental Development**, Elsevier, v. 15, p. 35–51, 2015.
- SZARGUT, Jan; MORRIS, David R; STEWARD, Frank R. Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. Hemisphere Publishing, New York, NY, 1987.
- TARIFAS e Taxas. 2020. Disponível em:
<<http://www.dme-pc.com.br/atendimento/tarifas>>. Acesso em: 14 jul. 2021.
- TOMAZ, WASHINGTON LUIZ et al. Cogeração de energia a partir do bagaço da cana-de-açúcar: estudo de caso múltiplo no setor sucroalcooleiro. **ENCONTRO INTERNACIONAL SOBRE GESTÃO EMPRESARIAL E MEIO AMBIENTE**, v. 19, 2017.
- ZANARDI, Mayara; JUNIOR, Esly. Tecnologia e perspectiva da produção de etanol no Brasil. **Revista Liberato**, v. 17, p. 19, jan. 2016. DOI:
10.31514/rliberato.2016v17n27.p20.