



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

ALAN SPÓSITO ZANICHELLI

**ESTIMATIVA DO POTENCIAL DE ACRÉSCIMO DA OFERTA DE ENERGIA NO
SETOR SUCROALCOOLEIRO PAULISTA A PARTIR DE COGERAÇÃO E
GASEIFICAÇÃO DO BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR COM UTILIZAÇÃO DE
CICLO COMBINADO**

**Guaratinguetá - SP
2015**

ALAN SPÓSITO ZANICHELLI

ESTIMATIVA DO POTENCIAL DE ACRÉSCIMO DA OFERTA DE ENERGIA NO
SETOR SUCROALCOOLEIRO PAULISTA A PARTIR DE COGERAÇÃO E
GASEIFICAÇÃO DO BAGAÇO DA CANA-DE-AÇÚCAR COM UTILIZAÇÃO DE
CICLO COMBINADO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Júlio Santana Antunes

Guaratinguetá
2015

Z31et

Zanichelli, Alan Spósito

Estimativa do potencial de acréscimo da oferta de energia no setor sucroalcooleiro paulista a partir de cogeração e gaseificação do bagaço de cana-de-açúcar com utilização de ciclo combinado / Alan Spósito Zanichelli – Guaratinguetá, 2015.

98 f : il.

Bibliografia: f. 96-98

Trabalho de Graduação em Engenharia de Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

Orientador: Prof. Dr. Júlio Santana Antunes

1. Energia elétrica e calor - Cogeração 2. Gaseificação de biomassa 3. Bagaço de cana 4. Termodinâmica I. Título

CDU 536.72

ALAN SPÓSITO ZANICHELLI

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JÚLIO SANTANA ANTUNES
Orientador/UNESP-FEG


Eng. MSc. NESTOR PROENZA PÉREZ
UNESP-FEG


Eng. MSc. TATIANE TOBIAS DA CRUZ
UNESP-FEG

Dezembro de 2015

DEDICATÓRIA

Ao meu pai, Gerson, que não teve a oportunidade de ver este trabalho concluído, mas que muito contribuiu para que eu chegasse até aqui.

AGRADECIMENTOS

Aos meus familiares, em especial à minha mãe Cristina e à minha vó Laura, pelo apoio nos momentos de dificuldade e suporte fornecido a mim aos anos em que residi em Guaratinguetá.

À Nívea, também pelo apoio nos momentos mais difíceis e pela boa companhia nos momentos mais alegres.

A todos meus amigos, em especial ao Anderson, ao Sales e ao André, pelo companheirismo, pelos bons momentos vividos durante a faculdade e pela ajuda nos estudos.

A todos meus professores, em especial ao meu orientador Prof. Dr. Júlio Santana Antunes, pelo conhecimento transmitido ao longo desses anos de graduação e por me auxiliarem a me tornar uma pessoa mais consciente.

Ao pessoal do LOSE, em especial à Regina e à Tatiane, por todo o apoio e tempo fornecidos a mim durante este ano, para a realização deste trabalho.

EPÍGRAFE

*“É pela ação efetiva que alcançamos o que
tantos sonharam e não conseguiram – porque
apenas sonharam e não agiram”*

DeRose

ZANICHELLI, A. S. **Estimativa do potencial de acréscimo da oferta de energia elétrica no setor sucroalcooleiro paulista a partir de cogeração e gaseificação do bagaço da cana-de-açúcar com utilização de ciclo combinado.** 2015. 98 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

Este trabalho avalia o potencial existente no estado de São Paulo para geração da energia elétrica utilizando o bagaço da cana de açúcar como combustível. Como o bagaço é um subproduto da indústria sucroalcooleira e é produzido em grande quantidade no país, principalmente no estado de São Paulo, é importante o desenvolvimento de pesquisas que visem o melhor aproveitamento deste insumo. Para determinar o potencial, primeiramente elaborou-se um estudo considerando o uso de cogeração, que já é uma prática comum nas usinas do setor. Entretanto, verificou-se que a cogeração poderia fornecer uma quantidade maior de energia se fizesse o uso de tecnologias mais modernas e processos mais eficientes. Outro estudo realizado para estimar o potencial considerou um sistema de gaseificação do bagaço de cana integrado a um ciclo combinado (BIG/GTCC). Verificou-se que essa tecnologia pode proporcionar um grande acréscimo na oferta de eletricidade. Neste trabalho também foi desenvolvido um estudo energético baseado em dados reais de uma usina do estado de São Paulo. Fez-se uma análise termodinâmica nos equipamentos existentes na planta de cogeração da usina e outra análise considerando a implantação da tecnologia BIG/GTCC ao sistema de cogeração. Comparando os resultados de ambas as configurações, concluiu-se que o uso da gaseificação de bagaço de cana integrada a um ciclo combinado aumentou consideravelmente a eficiência em geração de eletricidade da usina, elevando em mais de seis vezes a sua capacidade de produção de energia elétrica.

PALAVRAS-CHAVE: cogeração, gaseificação, ciclo combinado, BIG/GTCC, análise termodinâmica, cana de açúcar.

ZANICHELLI, A. S. **Estimate of the potential increase of the supply of electrical energy in the sugarcane sector of the state of Sao Paulo, based on the cogeneration and gasification of the sugar cane bagasse with the utilization of the combined cycle.** 2015. 98 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

This work evaluates the existing potential in the state of Sao Paulo for the generation of electrical energy using the sugar cane bagasse as fuel. As the bagasse is a by-product of the sugarcane and alcohol industry and it is produced in large scale in the country, mainly in the state of Sao Paulo, it is important to develop researches that aim the best utilization of this input. In order to determine its potential, at first, a study was conducted considering the utilization of the cogeneration, which is a common practice in the plants of the sector. However, it was concluded that the cogeneration could provide a higher quantity of energy if more modern technologies and more efficient processes were used. Another study to estimate the potential considered a system of gasification of the sugar cane bagasse integrated with the combined cycle (BIG/GTCC). It was concluded that this technology can provide a considerable increase in the electrical supply. In this work it was also developed an energetic study based on real data from a plant located in the state of Sao Paulo. A thermodynamic analysis was done in the existing equipment of the cogeneration section of the plant. And another analysis was done considering the implementation of the BIG/GTCC technology to the cogeneration system. Comparing the results of both settings, it was concluded that the utilization of the sugar cane bagasse integrated to a combined cycle increased considerably the efficiency in the generation of electricity of the plant, increasing more than six times its production capacity of electrical energy.

KEYWORDS: cogeneration, gasification, combined cycle, thermodynamic analyses, sugar cane.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráficos da matriz energética brasileira (à esquerda) e da matriz elétrica brasileira (à direita).....	19
Figura 2 - Gráfico comparativo entre a matriz elétrica do Brasil com a matriz do estado de São Paulo.....	21
Figura 3 - Regime <i>bottoming</i> com suas faixas típicas de temperatura.....	23
Figura 4 - Regime <i>topping</i> com suas faixas típicas de temperatura.....	24
Figura 5 - Esquema do ciclo Rankine.....	25
Figura 6 - Esquema do ciclo Brayton.....	26
Figura 7 - Esquema do ciclo combinado com unidade a gás <i>topping</i> e unidade a vapor <i>bottoming</i>	28
Figura 8 - Ilustração do gaseificador de leito fixo contracorrente.....	32
Figura 9 - Ilustração do gaseificador de leito fixo concorrente.....	33
Figura 10 - Ilustração do gaseificador de leito fixo de fluxo cruzado.....	35
Figura 11 - Ilustração do gaseificador de leito fluidizado borbulhante.....	37
Figura 12 - Ilustração do gaseificador de leito fluidizado circulante.....	38
Figura 13 - Esquema simplificado da tecnologia BIG/GTCC.....	39
Figura 14 - Gráfico comparativo entre a eficiência real e os cenários estudados.....	43
Figura 15 - Volume de controle no gaseificador.....	47
Figura 16 - Gráfico do potencial em função da eficiência da turbina a gás.....	50
Figura 17 - Gráfico do potencial em função do PCI do gás de síntese.....	50
Figura 18 - Potencial energético para três cenários diferentes considerando gaseificação.....	52
Figura 19 – Esquema de uma planta com a tecnologia BIG/GTCC e seus componentes.....	56
Figura 20 - Volume de controle na caldeira.....	57
Figura 21 - Volume de controle na turbina a vapor.....	58
Figura 22 - Volume de controle no condensador.....	59
Figura 23 - Volume de controle na bomba.....	60
Figura 24 - Volume de controle no desaerador.....	61
Figura 25 - Volume de controle no dessuperaquecedor.....	62
Figura 26 - Volume de controle na caldeira de recuperação.....	63
Figura 27 - Método gráfico do <i>pinch point</i>	65
Figura 28 - Volume de controle na turbina a gás.....	67
Figura 29 - Volume de controle na câmara de combustão.....	69

Figura 30 - Volume de controle no compressor.	71
Figura 31 - Volume de controle no secador.	73
Figura 32 - Planta atual da usina.	79
Figura 33 - Planta da usina considerando a incorporação do processo de gaseificação.....	84
Figura 34 - Gráfico para seleção da turbina a gás.	87
Figura 35 - Curva de paridade térmica na caldeira de recuperação após correção pelo <i>pinch point</i>	88
Figura 36 - Gráfico comparativo entre as eficiências da planta convencional e da planta com gaseificação.	91
Figura 37 - Gráfico comparativo entre as potências geradas por ambas as configurações.	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - O bagaço de cana na matriz elétrica nacional.	20
Tabela 2 - O bagaço de cana na matriz elétrica paulista.	22
Tabela 3 - Geração específica de energia elétrica em cogeração a partir do bagaço.	40
Tabela 4 - Potencial de geração de energia elétrica determinado para cenários estudados.	42
Tabela 5 - Parâmetros adotados no gaseificador.	44
Tabela 6 - Composição do bagaço em base seca.	45
Tabela 7 - Quantidade de bagaço produzido pelas usinas consultadas.	46
Tabela 8 - Potências obtidas ao variar o PCI do gás e a eficiência das turbinas.	49
Tabela 9 - Energia gerada ao variar o PCI do gás e a eficiência das turbinas.	51
Tabela 10 - Parâmetros adotados no gaseificador.	76
Tabela 11 - Parâmetros da usina assumidos neste estudo.	80
Tabela 12 - Dados da planta.	80
Tabela 13 - Parâmetros de operação da planta.	81
Tabela 14 - Resultados da análise termodinâmica da planta convencional.	82
Tabela 15 - Vazão e calor específico dos gases na faixa de temperatura recomendada.	85
Tabela 16 - Turbinas a gás comerciais e seus parâmetros.	86
Tabela 17 - Parâmetros dos equipamentos adicionados à planta.	89
Tabela 18 - Resultados da análise termodinâmica da planta com gaseificação.	90

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BIG/GTCC	Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Combined Cycle
CENBIO	Centro Nacional de Referência em Biomassa
CONAB	Companhia Brasileira de Abastecimento
CQS	Com queima suplementar
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GTW	Gás Turbine World
MME	Ministério de Minas e Energia
PNE	Plano Nacional de Energia
SESP	Secretaria de Energia de São Paulo
SQS	Sem queima suplementar

LISTA DE SÍMBOLOS

$c_{p_{g,ex}}$	calor específico à pressão constante do gás de exaustão (kJ/kg.K)
c_{p_g}	calor específico a pressão constante do gás (kJ/kg.K)
$c_{p_{syngas}}$	calor específico a pressão constante do gás de síntese (kJ/kg.k)
c_{v_g}	calor específico a volume constante do gás (kJ/kg.K)
$dE_{v.c.}/dt$	taxa de variação de energia no interior do volume de controle (kW)
E_{cogera}	potencial de geração de energia elétrica pela cogeração (kWh)
\dot{E}_{comb}	potência fornecida pelo combustível (kW);
$\dot{E}_{g.s}$	potência fornecida pelo gás de síntese (kW)
EF	eficiência energética do processo (kWh/tc)
F_{ar}	relação ar/biomassa (-)
g	aceleração gravitacional (m/s ²)
$h_{a,e}$	entalpia específica da água que entra no volume de controle (kJ/kg)
$h_{a,s}$	entalpia específica da água que sai do volume de controle (kJ/kg)
h_a	entalpia da água (kJ/kg)
h_e	entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg)
h_l	entalpia específica do líquido saturado, na condição de pressão de saturação (kJ/kg)
h_s	entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg)
$h_{v,e}$	entalpia específica do vapor que entra no volume de controle (kJ/kg)
$h_{v,s}$	entalpia específica no ponto de saída do dessuperaquecedor (kJ/kg)
h_v	entalpia do vapor (kJ/kg)
H_g	fluxo de calor recebido (kW)
H_l	fluxo de calor cedido (kW)
\dot{m}_{gn}	vazão de gás natural (kg/s)
$\dot{m}_{a,e}$	vazão de água que entra no volume de controle (kg/s)
$\dot{m}_{a,s}$	vazão de água que sai do volume de controle (kg/s)
\dot{m}_{ar}	vazão de ar (kg/s)
$\dot{m}_{b,s}$	vazão de bagaço seco (kg/s)
$\dot{m}_{b,u}$	vazão de bagaço úmido (kg/s)
\dot{m}_{cinzas}	vazão de cinzas (kg/s)
\dot{m}_{comb}	vazão de bagaço (kg/s)

\dot{m}_{cond}	vazão de condensado (kg/s)
\dot{m}_e	vazão mássica que entra no volume de controle (kg/s)
$\dot{m}_{g,ex}$	vazão dos gases de exaustão (kg/s)
\dot{m}_g	vazão de gás (kg/s)
\dot{m}_{gn}	vazão de gás natural (kg/s)
\dot{m}_{gs}	vazão de gás de síntese (kg/s)
\dot{m}_{moagem}	capacidade das moendas (TC/h)
\dot{m}_s	vazão mássica que sai do volume de controle (kg/s)
$\dot{m}_{v,e}$	vazão de vapor que entra no volume de controle (kg/s)
$\dot{m}_{v,s}$	vazão de vapor que sai do volume de controle (kg/s)
\dot{m}_v	vazão de vapor (kg/s)
PCI_{comb}	Poder Calorífico Inferior do bagaço (kJ/kg)
PCI_{gn}	Poder Calorífico Inferior do gás natural (kJ/kg)
PCI_{gs}	Poder Calorífico Inferior do gás de síntese (kJ/kg)
P_e	pressão de entrada do gás no volume de controle (kPa)
P_s	pressão de saída do gás no volume de controle (kPa)
$\dot{Q}_{\acute{a}gua}$	fluxo de calor transferido para a água de resfriamento (kW);
\dot{Q}_{cond}	fluxo de calor perdido durante a condensação (kW);
\dot{Q}_{proc}	fluxo de calor requerido para o processo (kW);
$\dot{Q}_{v.c.}$	taxa líquida de transferência de calor no volume de controle (kW)
R_g	constante do gás (kJ/kg.K)
RP	razão de pressão da turbina a gás (-)
T_e	temperatura de entrada do gás no volume de controle (°C)
$T_{g,ex,e}$	temperatura dos gases de exaustão que entram no volume de controle (°C)
$T_{g,ex,s}$	temperatura dos gases de exaustão que saem do volume de controle (°C)
T_{orv}	temperatura do ponto de orvalho (°C)
T_s	temperatura de saída do gás volume de controle (°C)
T_{sat}	temperatura de saturação da água na pressão de saturação (°C)
V_{ar}	volume específico de ar (m ³ /kg)
V_e	velocidade da vazão mássica na entrada do volume de controle (m/s)
V_s	velocidade da vazão mássica na saída do volume de controle (m/s)
W_{cons}	energia consumida por tonelada de cana (kWh/TC)

$\dot{W}_{BIG/GTCC}$	potencial de geração de eletricidade com a tecnologia BIG/GTCC (kW)
\dot{W}_b	potência requerida pela bomba (kW)
\dot{W}_{cons}	potência consumida pela planta (kW)
\dot{W}_{cp}	potência requerida pelo compressor (kW)
\dot{W}_{tg}	potência de eixo gerada pela turbina a gás (kW)
\dot{W}_{tg}^e	potência elétrica produzida pela turbina a gás (kW)
\dot{W}_{tv}	potência de eixo gerada pela turbina a vapor (kW)
\dot{W}_{tv}^e	potência elétrica produzida pela turbina a gás (kW)
$\dot{W}_{v.c.}$	taxa líquida de transferência de trabalho no volume de controle (kW)
Z_e	distância entre a vazão mássica na entrada do volume de controle em relação a uma linha de referência (m)
Z_s	distância entre a vazão mássica na saída do volume de controle em relação a uma linha de referência (m)
$\Delta P_{c.c.}$	perda de pressão na câmara de combustão (-)
ΔT_{pp}	mínima diferença de temperatura (°C)
η_e	eficiência elétrica do ciclo (-)
η_{CR}	rendimento da caldeira de recuperação (-)
η_{TG}	eficiência do conjunto a gás (-)
η_{cald}	rendimento da caldeira (-)
η_{cp}^{iso}	eficiência isoentrópica do compressor (-)
η_{el}	eficiência do gerador elétrico (-)
η_g	eficiência global do ciclo (-)
η_{tg}^{iso}	eficiência isoentrópica do compressor (-)
λ_g	relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante do gás (kJ/kg.K)
ρ_{ar}	densidade do ar (kg/m ³)

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	17
1.1 JUSTIFICATIVA	17
1.2 OBJETIVOS	17
1.2.1 Objetivo principal	17
1.2.2 Objetivos específicos	17
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	18
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 CENÁRIO ENERGÉTICO	19
2.1.1 Cenário energético brasileiro	19
2.1.2 Cenário energético do estado de São Paulo	20
2.2 COGERAÇÃO	22
2.2.1 Configurações de sistemas de cogeração	22
2.2.1.1 Regime <i>bottoming</i>	22
2.2.1.2 Regime <i>topping</i>	23
2.2.2 Ciclos de cogeração	24
2.2.2.1 Ciclo Rankine	24
2.2.2.2 Ciclo Brayton	25
2.2.2.3 Ciclo combinado	27
2.3 GASEIFICAÇÃO	28
2.3.1 Etapas e reações envolvidas	29
2.3.2 Classificação dos gaseificadores	30
2.3.2.1 Leito fixo (<i>fixed bed</i>)	31
2.3.2.2 Leito fluidizado (<i>fluidized bed</i>)	35
2.3.3 Tecnologia BIG/GTCC	38
CAPÍTULO 3 – ESTIMATIVA DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA NO ESTADO DE SÃO PAULO UTILIZANDO COGERAÇÃO E A TECNOLOGIA BIG/GTCC	40
3.1 POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE COM COGERAÇÃO	41
3.1.1 Metodologia de cálculo para cogeração	41
3.1.2 Resultados obtidos considerando cogeração	42
3.2 POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE COM BIG/GTCC	43

3.2.1	Considerações iniciais.....	43
3.2.2	Metodologia de cálculo para BIG/GTCC	47
3.2.3	Resultados obtidos utilizando BIG/GTCC	49
CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA PARA ESTUDO DE CASO		53
4.1	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	53
4.2	ANÁLISE ENERGÉTICA NOS ESQUIPAMENTOS DA PLANTA	55
4.2.1	Caldeira.....	56
4.2.2	Turbina a vapor	58
4.2.3	Condensador.....	59
4.2.4	Bomba	60
4.2.5	Desaerador.....	60
4.2.6	Dessuperaquecedor	61
4.2.7	Caldeira de recuperação	62
4.2.8	Turbina a gás.....	66
4.2.9	Câmara de combustão	69
4.2.10	Compressor.....	71
4.2.11	Secador.....	73
4.2.12	Gaseificador.....	75
4.2.13	Ciclone.....	76
4.2.14	Filtro.....	76
4.3	EFICIÊNCIAS ELÉTRICA E GLOBAL DA PLANTA	76
CAPÍTULO 5 – ESTUDO DE CASO		78
5.1	PLANTA ATUAL DA USINA	78
5.1.1	Descrição da planta atual.....	78
5.1.2	Resultados da análise termodinâmica da planta atual	82
5.2	PLANTA COM GASEIFICAÇÃO E CICLO COMBINADO	82
5.2.1	Descrição da planta com gaseificação e ciclo combinado.....	82
5.2.2	Seleção da turbina a gás	85
5.2.3	Resultados da análise termodinâmica considerando gaseificação	88
5.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS	90
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO		93
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		95

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

A matriz energética brasileira é fortemente dependente de recursos hídricos. Considerando o atual risco de escassez de água e a possibilidade de um rápido aumento da demanda por energia as fontes hídricas não serão mais capazes de suprir a necessidade energética do país. À vista disso, é imprescindível que diferentes alternativas nesta área sejam estudadas e implantadas.

É crescente nas empresas e na sociedade atual o conceito de desenvolvimento sustentável, buscando tanto a utilização de fontes energéticas que não agridam o meio ambiente quanto o desenvolvimento de tecnologias que promovam um aproveitamento energético eficiente. Em consonância com essa visão está o uso da tecnologia BIG/GTCC (*Biomass Integrated Gasification / Gas Turbine Combined Cycle*) na gaseificação do bagaço da cana-de-açúcar visando obter um acréscimo na capacidade de geração de energia elétrica nas usinas do setor sucroalcooleiro.

A implantação do processo de gaseificação traz vantagens tanto para o setor sucroalcooleiro, que pode vender o excedente gerado criando, dessa forma, maior vantagem competitiva, quanto para a sociedade, que poderá ter uma maior porcentagem do total de energia gerada a partir de fontes alternativas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo principal

Apresentação de uma estimativa da quantidade de energia elétrica que pode ser gerada a partir da biomassa da cana-de-açúcar produzida no estado de São Paulo utilizando cogeração e a tecnologia BIG/GTCC.

1.2.2 Objetivos específicos

- Análise da produção do bagaço da cana-de-açúcar para cogeração no setor sucroalcooleiro do estado de São Paulo.

- Comparação entre a produção de energia através da queima direta do bagaço da cana-de-açúcar e da incorporação do processo de gaseificação em uma usina típica do estado de São Paulo.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho foi dividido em seis capítulos. O primeiro capítulo apresenta a justificativa, os objetivos e a estrutura do trabalho.

O segundo capítulo mostra uma revisão da literatura sobre os temas estudados, incluindo o cenário energético atual do Brasil e do estado de São Paulo, a definição de cogeração e os ciclos térmicos utilizados em sua prática, o conceito de gaseificação, os tipos de gaseificadores existentes e uma explicação a respeito da tecnologia BIG/GTCC.

No terceiro capítulo são apresentadas as metodologias de cálculo para a determinação do potencial de geração de energia elétrica, a princípio utilizando somente cogeração e depois com a incorporação da tecnologia BIG/GTCC. Por fim, são mostrados os resultados obtidos e é feita uma comparação entre os potenciais calculados e a capacidade existente.

O capítulo quatro apresenta o conceito da Primeira Lei da Termodinâmica e o detalhamento de como é feita a análise energética em cada equipamento de uma planta de cogeração de uma usina sucroalcooleira e nos equipamentos do sistema de gaseificação.

O quinto capítulo mostra um estudo de caso de uma usina do Estado de São Paulo considerando a implantação da tecnologia BIG/GTCC em sua planta atual através da elaboração de uma análise energética da planta existente e outra análise da nova configuração.

No capítulo seis são apresentadas as considerações finais e conclusões a respeito do potencial obtido para cogeração e para gaseificação no estado de São Paulo e sobre o estudo de caso realizado. Neste capítulo contém também sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CENÁRIO ENERGÉTICO

2.1.1 Cenário energético brasileiro

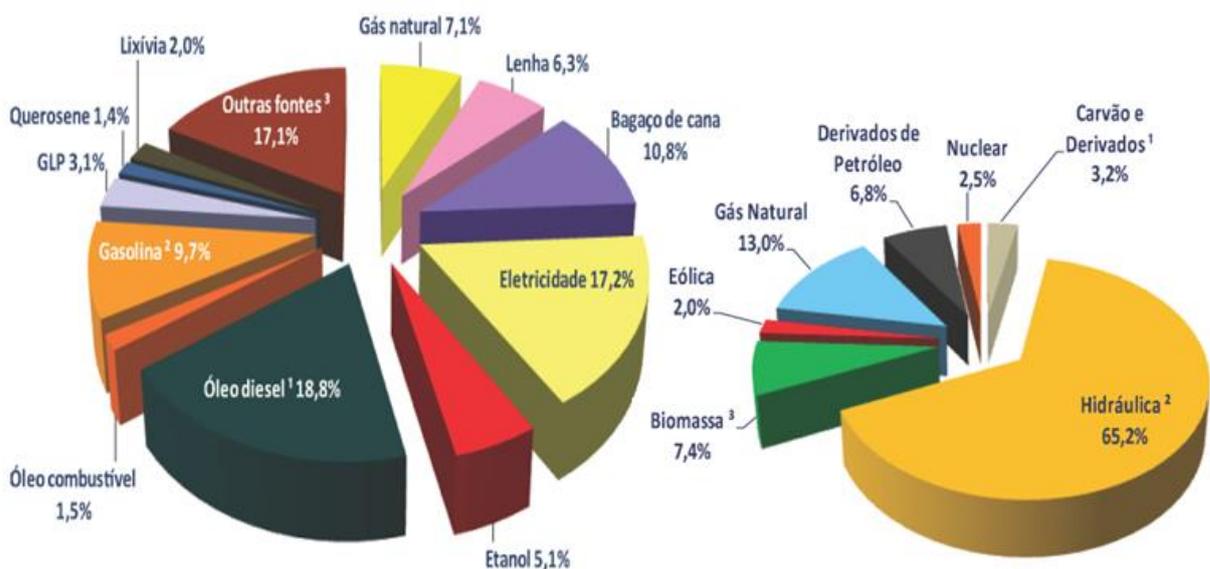
A imensa dependência mundial por combustíveis fósseis, que corresponde cerca de 87% da matriz energética mundial, é preocupante por questões ambientais, devido a emissão de gases poluentes; por motivos econômicos, devido a oscilação imprevisível dos preços e pela instabilidade social que esses recursos podem provocar, motivada por disputas políticas.

Em contraste com a média mundial, o Brasil situa-se em uma posição privilegiada quanto à utilização de recursos renováveis para geração de energia. Enquanto apenas 13% da matriz energética mundial é suprida por fontes renováveis de energia, o Brasil conta com 40% de sua matriz destinada a elas (EPE, 2014).

Na Figura 1, o gráfico à esquerda mostra a matriz energética brasileira, que é consideravelmente diversificada; e o gráfico à direita exibe a matriz elétrica brasileira, notavelmente dependente de fontes hídricas.

O Brasil tem 65% da energia elétrica sendo produzida por hidroelétricas, predominância que pode se tornar problemática pela imprevisibilidade dos fatores meteorológicos, ao considerar a possibilidade de escassez de chuvas por períodos prolongados.

Figura 1 - Gráficos da matriz energética brasileira (à esquerda) e da matriz elétrica brasileira (à direita).



Por outro lado, impulsionado por este grande uso de fontes hídricas, o Brasil conta com aproximadamente 75% de sua matriz elétrica proveniente de renováveis, enquanto a média mundial se restringe a 21% (EPE, 2014). Este cenário é exibido na Tabela 1. Em 2014, foram gerados 32.303 GWh a partir do bagaço de cana de açúcar, que representa 5,17% da energia consumida no país (MME, 2014).

Tabela 1 - O bagaço de cana na matriz elétrica nacional.

Energia elétrica	Quantidade	Porcentagem
Consumida	624.254 GWh	100 %
Produzida total	590.479 GWh	94,59 %
Produzida por fonte renovável	465.632 GWh	74,59 %
Produzida por hidroelétricas	373.439 GWh	59,82 %
Produzida por biomassa	44.733 GWh	7,17 %
Produzida por bagaço de cana	32.303 GWh	5,17 %

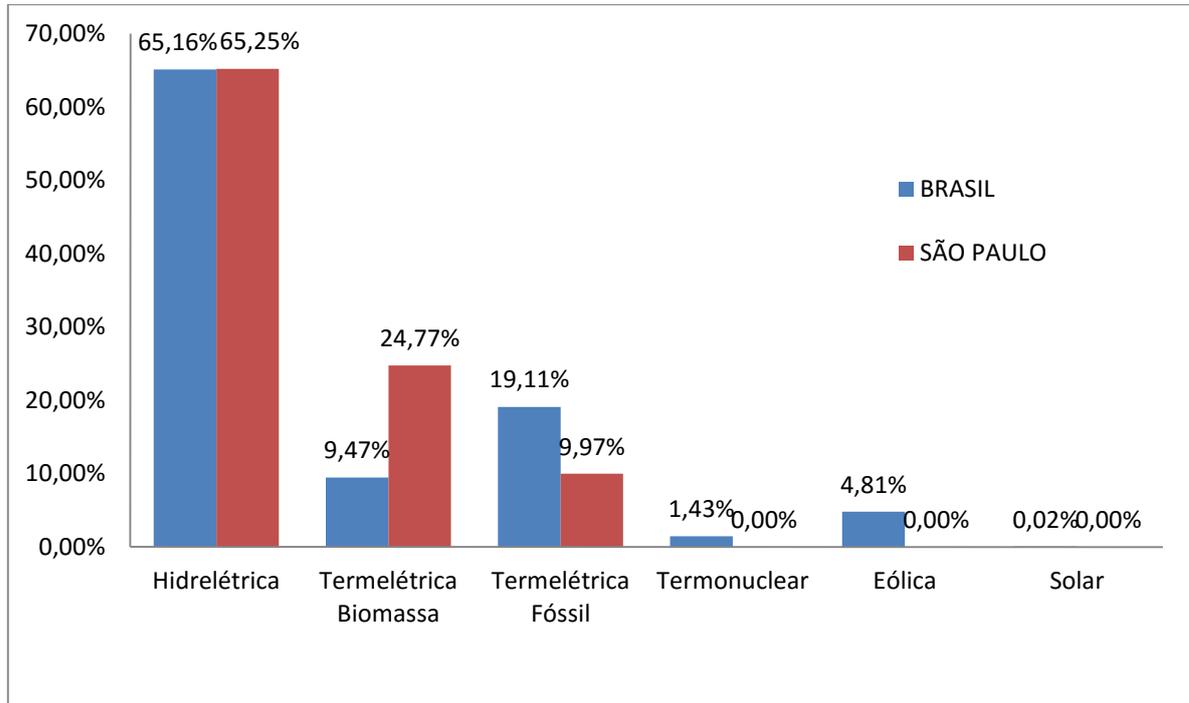
Fonte: EPE, 2014; MME, 2014

Dos 32.303 GWh produzidos pelo setor sucroalcooleiro, 13.200 GWh foram destinados ao consumo próprio e 19.100 GWh, para o mercado (MME, 2014).

2.1.2 Cenário energético do estado de São Paulo

Segundo o Balanço Energético do Estado de São Paulo, em 2014 o estado de São Paulo consumiu 139.825 GWh de energia elétrica e gerou 54.558 GWh. A dependência hídrica do estado para geração de energia elétrica é semelhante à do cenário nacional. O que difere em comparação com o país é a maior participação de energia proveniente da biomassa. Enquanto na matriz elétrica brasileira essa fonte corresponde a apenas a 9,47% da energia elétrica produzida no país, na matriz paulista ela representa 24,77% do total, como pode ser verificado no gráfico da Figura 2 (ANEEL, 2014). Este gráfico compara a matriz elétrica brasileira com a do estado de São Paulo, baseado na quantidade total de energia elétrica produzida.

Figura 2 - Gráfico comparativo entre a matriz elétrica do Brasil com a matriz do estado de São Paulo.



Fonte: Elaborada pelo autor (adaptado de ANEEL, 2014).

São Paulo conta com 126 unidades hidroelétricas com potência instalada de 14.882 MW e 221 termoelétricas movidas a biomassa, com capacidade de produzir 5.575 MW. Destas, 200 unidades usam o bagaço de cana como fonte de energia, totalizando 5.447 kW, como mostrado na Tabela 2. Portanto, 97,7% da capacidade instalada de geração de energia por meio de biomassa no estado é proveniente do bagaço de cana de açúcar (SESP, 2015a).

No total, o Brasil possui 391 usinas que usam o bagaço da cana para geração de energia elétrica com capacidade de produção de 10.266 MW. Somente as usinas paulistas representam 53,1% deste valor (SESP, 2015a).

Tabela 2 - O bagaço de cana na matriz elétrica paulista.

Capacidade de geração de energia elétrica	Potencia	Porcentagem
Estado de São Paulo	22.763 MW	100 %
Produzida por fonte renovável	21.603 MW	94,91 %
Produzida por hidroelétricas	14.882 MW	65,33 %
Produzida por biomassa	5.575 MW	24,49 %
Produzida por bagaço de cana	5.447 MW	23,92 %

Fonte: SESP, 2015a.

2.2 COGERAÇÃO

Cogeração é a produção simultânea e sequencial de diferentes formas de energia a partir de uma fonte primária. Ciclos de cogeração podem produzir energia térmica na forma de vapor, água quente ou água gelada e potência, elétrica ou mecânica, ao mesmo tempo a partir de um único combustível. Por meio da cogeração, uma parcela da energia que seria rejeitada devido a Segunda Lei da Termodinâmica é aproveitada, aumentando a eficiência global do ciclo térmico (BALESTIERI, 2002).

Em plantas termelétricas convencionais a energia elétrica ou mecânica é produzida com eficiência global em torno de 34% a 50%. Já em plantas de cogeração a produção simultânea de energia eletromecânica e térmica permite que essa eficiência se eleve para valores entre 50% e 90%. O que justifica esse aumento é o aproveitamento do calor residual que, sem a cogeração, seria rejeitado para a atmosfera (SILVEIRA, 1994).

2.2.1 Configurações de sistemas de cogeração

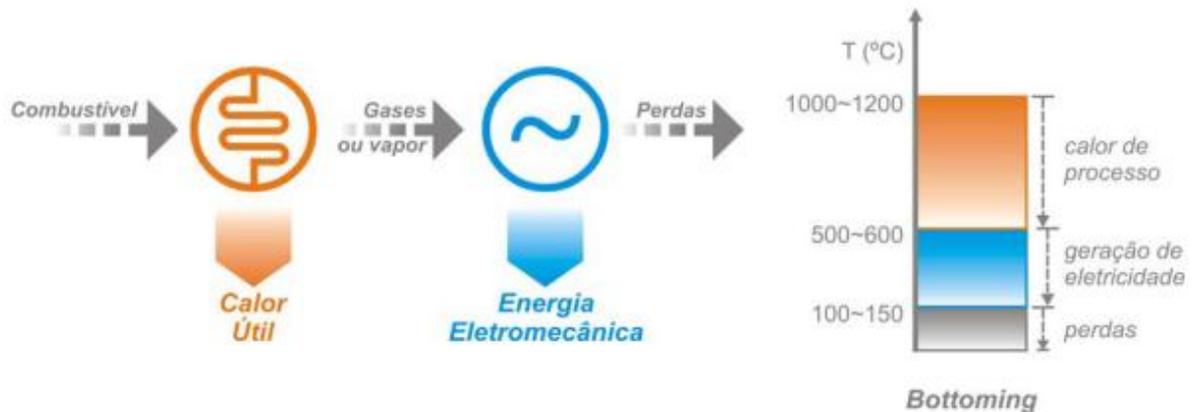
Existem dois arranjos para os ciclos de cogeração, dependendo da ordem de produção de potência e calor. Os ciclos podem operar em regime *bottoming* e em regime *topping*.

2.2.1.1 Regime *bottoming*

Em regime *bottoming*, como mostrado na Figura 3, a demanda térmica é atendida com prioridade e o calor rejeitado é recuperado e usado para atender a demanda eletromecânica. São

usados em algumas indústrias específicas (químicas, metalúrgicas, siderúrgicas, de cimento, de vidro, etc.) onde há energia térmica residual em alta temperatura. Nestas unidades alguns processos industriais requerem temperaturas entre 1000 e 1200°C e o calor é rejeitado de 500 a 600°C, podendo ser ainda aproveitado para geração de energia elétrica (BARJA, 2006).

Figura 3 - Regime *bottoming* com suas faixas típicas de temperatura.

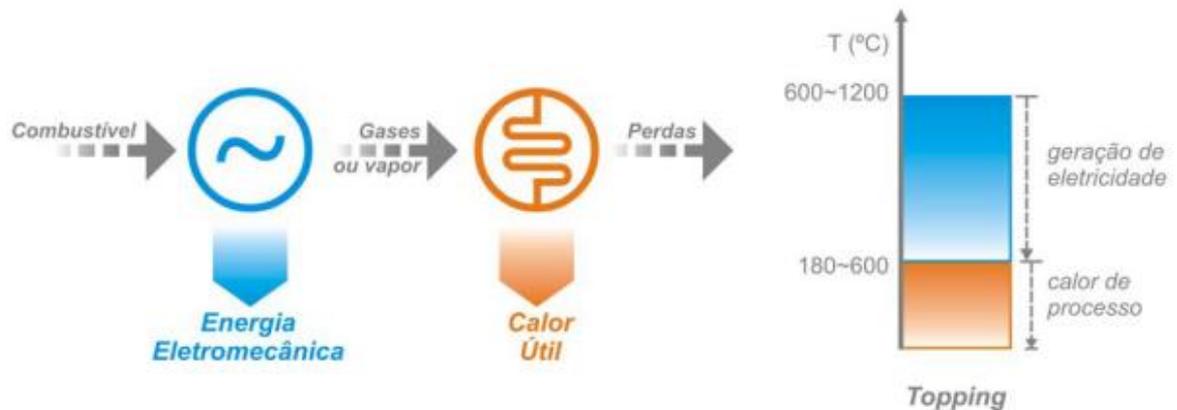


Fonte: BARJA, 2006

2.2.1.2 Regime *topping*

No regime *topping*, conforme a Figura 4, a demanda eletromecânica é prioritária e o calor rejeitado é recuperado e utilizado para suprir a demanda térmica. É a configuração mais utilizada nas indústrias em geral, incluindo o setor sucroalcooleiro. A geração de energia elétrica demanda temperaturas entre 400 e 950°C enquanto processos industriais geralmente usam calor entre 120 e 200°C. Já que para geração de energia elétrica as temperaturas precisam ser maiores, justifica-se instalar a configuração *topping* (BARJA, 2006).

Figura 4 - Regime *topping* com suas faixas típicas de temperatura.



Fonte: BARJA, 2006

2.2.2 Ciclos de cogeração

As configurações mais utilizadas em cogeração são: o ciclo Rankine, que utiliza turbinas a vapor; o ciclo Brayton, que opera com turbinas a gás e o ciclo Combinado, que é a junção de ambos.

2.2.2.1 Ciclo Rankine

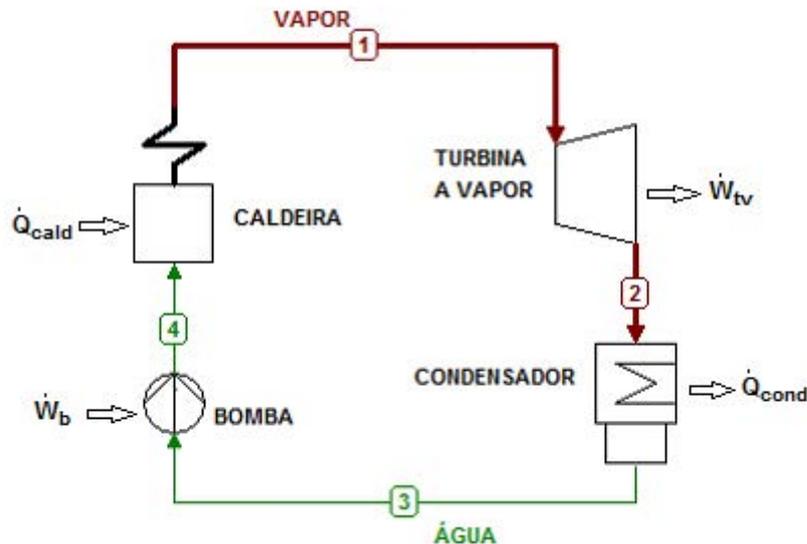
O ciclo Rankine é um ciclo de potência a vapor e é constituído de caldeira, turbina a vapor, condensador e bomba. Com uma combustão externa ao fluido de trabalho, o combustível utilizado pode ser de qualquer tipo (sólido, líquido ou gasoso), possibilitando a esse ciclo uma grande aplicabilidade.

Utilizando água como fluido de trabalho, ela é primeiramente pressurizada pela bomba e encaminhada até a caldeira. A queima de um combustível na caldeira libera energia térmica que é transferida ao fluido de trabalho, aquecendo-o. Agora, na forma de vapor a alta pressão, o fluido é expandido na turbina convertendo a energia contida na forma de pressão em energia cinética, que por sua vez é transferida às palhetas do rotor gerando trabalho de eixo.

O vapor sai saturado da turbina, com baixa pressão e temperatura, e é conduzido até o condensador, onde rejeita calor ao ambiente para se condensar em água. Esse calor rejeitado pode ser aproveitado e conduzido para alguma unidade de processo que o demande, constituindo assim um ciclo de cogeração. Por fim, a água que sai do condensador acrescida da água necessária para reposição é bombeada para a caldeira fechando, assim, o ciclo.

A Figura 5 mostra uma esquematização do ciclo Rankine, com seus equipamentos e fluido de trabalho.

Figura 5 - Esquema do ciclo Rankine.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Turbinas a vapor usadas em cogeração podem ser de contrapressão pura ou de condensação e extração. Suas peculiaridades são descritas abaixo (BALESTIERI, 2002):

- **Contrapressão pura:** toda a vazão de vapor que entra na turbina sofre expansão deixando a turbina com pressão entre 0,2 e 1,0 MPa, sendo totalmente destinado aos processos. São aplicadas em processos em que as demandas por calor e energia eletromecânica são de valores próximos.
- **Condensação e extração:** uma parcela do vapor que entra na turbina é extraída em uma ou mais partes antes de atingir o ponto de descarga, onde o vapor é expandido até a pressão do condensador, que fica entre 0,005 e 0,01 MPa. São aplicadas em processos com prioridade para produção de energia eletromecânica e em plantas em que se deve evitar a interrupção no fornecimento de energia.

2.2.2.2 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton é um ciclo de potência a gás. É basicamente constituído por uma turbina a gás, que não é um único equipamento, mas um conjunto de máquinas. Compõe esse conjunto o compressor, a câmara de combustão e a turbina propriamente dita. É uma máquina de

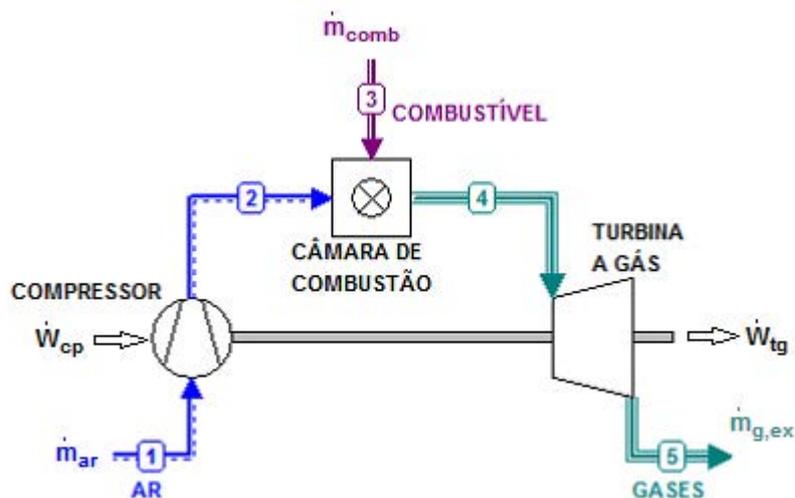
combustão interna, que permite a queima de combustíveis líquidos e gasosos. O fluido de trabalho é o ar.

Destaca-se como vantagens a maior simplicidade do ciclo comparado ao Rankine, menor custo de investimento e curto tempo de partida. A utilização de turbinas a gás é uma alternativa para geração de energia por atingir uma melhor eficiência termodinâmica já que a temperatura de pico do ciclo é consideravelmente maior do que a temperatura tangível em turbinas a vapor.

A turbina opera em ciclo Brayton aberto com o ar entrando pelo compressor e ao ser comprimido é conduzido à câmara de combustão, onde o combustível é queimado a pressão constante. A mistura em alta temperatura e pressão se expande na turbina convertendo a energia cinética da mistura em trabalho mecânico. Uma parte desse trabalho é usado para acionar o compressor e o restante pode ser usado para geração de energia elétrica. Há ainda uma parcela de energia que é rejeitada na forma de calor pelos gases de exaustão.

Turbinas a gás não podem operar a partir da queima direta da biomassa, já que de sua combustão origina produtos que podem danificar suas pás. Por isso, primeiramente a biomassa deve ser gaseificada e o gás gerado, limpo desses elementos nocivos para posteriormente ser queimado na câmara de combustão de um conjunto a gás.

A Figura 6 mostra o esquema do ciclo Brayton, com seus componentes e fluido de trabalho.



Fonte: Elaborada pelo autor.

São dois os tipos de turbinas a gás utilizadas para geração de energia, com comportamentos distintos (LARSON, 1996):

- **Heavy-duty:** são turbinas desenvolvidas especificamente para geração de energia em plantas industriais. Nelas, os gases de exaustão saem a temperaturas mais altas, portanto, maior capacidade de produzir vapor.
- **Aeroderivadas:** são turbinas oriundas do setor aeronáutico e adaptadas para plantas industriais. São mais compactas, de maior eficiência na capacidade de geração de energia eletromecânica e as câmaras de combustão operam a pressões muito mais elevadas.

2.2.2.3 Ciclo combinado

Quando dois ou mais ciclos são arranjos de forma a operar em conjunto, cria-se um ciclo combinado. O principal objetivo das configurações combinadas é o aumento do rendimento global da planta.

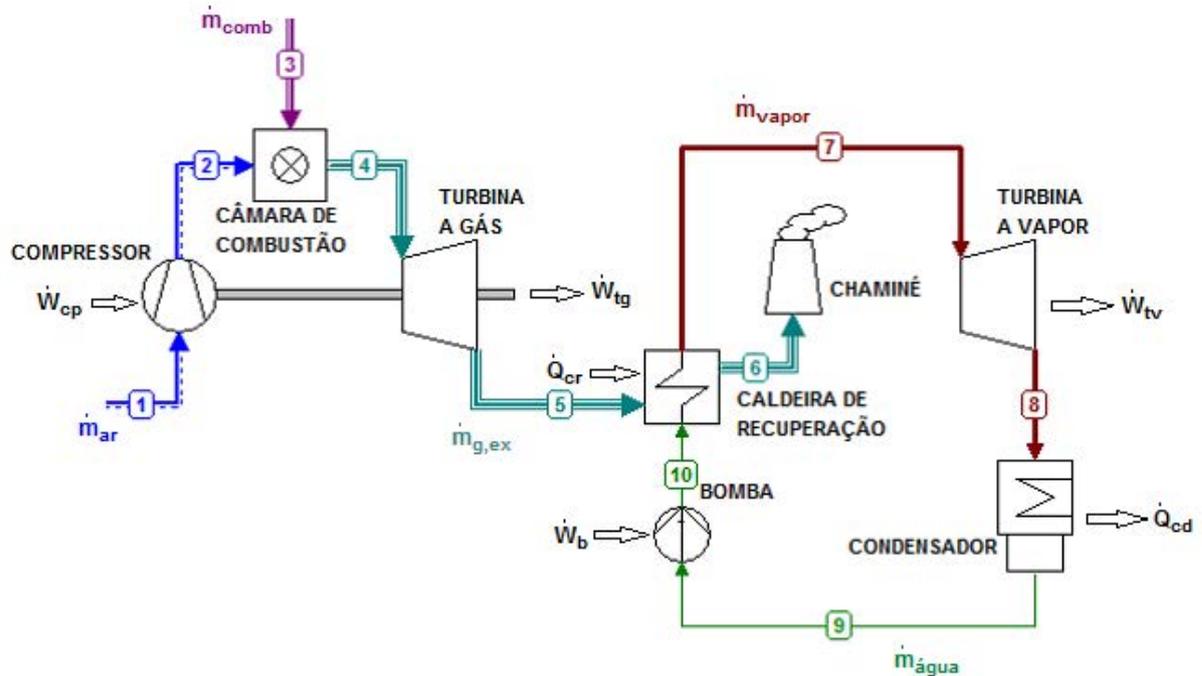
A configuração mais utilizada é a combinação do ciclo Brayton como unidade superior *topping* com o ciclo Rankine como unidade inferior *bottoming*. Os gases de exaustão de uma turbina a gás são usados como fonte de calor para o ciclo de potência a vapor. Esses gases são conduzidos da turbina a gás para uma caldeira de recuperação, onde transferem a energia térmica para o outro fluido de trabalho, da unidade inferior. Esse fluido (neste caso, a água), após a troca térmica, sai da caldeira de recuperação na forma de vapor e por fim é conduzida a turbina a vapor dando a continuidade ao ciclo Rankine.

Segundo Barja (2006) o rendimento elétrico dessa configuração combinada pode superar 60%, valor consideravelmente maior do que se os ciclos operassem separadamente, ficando em torno de 35%. Considerando ainda a possibilidade de praticar cogeração em ciclos combinados por meio de extrações de vapor na turbina para atender a demanda térmica de processos a eficiência total do ciclo pode atingir 85%.

A maioria dos ciclos combinados utilizam turbinas a gás do tipo *heavy-duty*, por já serem projetadas visando obter um melhor desempenho com essa configuração de ciclo térmico. Essas turbinas possuem maior capacidade de geração de vapor do que as aeroderivadas, que liberam o gás de escape em temperaturas mais baixas.

A Figura 7 mostra o esquema de um ciclo combinado com seus equipamentos e fluidos de trabalho, operando como unidade *topping* um ciclo a gás e como unidade *bottoming* um ciclo a vapor.

Figura 7 - Esquema do ciclo combinado com unidade a gás *topping* e unidade a vapor *bottoming*.



Fonte: Elaborada pelo autor.

2.3 GASEIFICAÇÃO

A gaseificação é um processo termoquímico que converte um combustível sólido ou líquido em um gás por meio de sua oxidação parcial em elevada temperatura. Os agentes gaseificantes utilizados podem ser: ar, oxigênio ou vapor (PELLEGRINI, 2009).

Em sua composição, o gás contém monóxido de carbono, dióxido de carbono, hidrogênio, metano, etano, eteno, água, nitrogênio (se o ar for o agente oxidante) e contaminantes como cinzas, alcatrão e óleos.

O gás combustível produzido apresenta um poder calorífico inferior (PCI) variando de 4 a 7 MJ/Nm³ quando a oxidação parcial ocorre utilizando-se o ar. Quando o agente oxidante é o oxigênio o PCI se eleva, podendo variar entre 10 a 18 MJ/Nm³. Apesar do baixo PCI do gás gerado, o ar é mais comumente utilizado por apresentar menores custos dos equipamentos e menor complexidade na sua utilização (BRIDGWATER, 1995). Além do tipo de oxidante o PCI do gás pode variar conforme a biomassa utilizada e sua umidade.

A tecnologia de gaseificação apresenta diversas aplicações. Pode-se projetar grandes gaseificadores (>10MW) com a finalidade de suprir as demandas energéticas de indústrias que tem acesso a biomassa em abundância, ou pequenas unidades (<10MW) destinadas à

localidades isoladas possibilitando tirar proveito da biomassa existente, ou ainda gaseificadores muito pequenos (2-4kW) objetivando somente a geração de calor para cozimento (REED; GAUR, 2001).

As vantagens da produção de gás por meio desse processo é que ele apresenta uma maior empregabilidade e versatilidade do que o combustível sólido ou líquido do qual ele foi gerado. Dentre elas, destaca-se seu uso em turbinas a gás e motores de combustão interna para geração de potência e síntese química. Como desvantagem em relação a queima direta, pode-se citar a maior complexidade da tecnologia envolvida e a baixa eficiência de conversão.

2.3.1 Etapas e reações envolvidas

O processo de gaseificação passa por quatro etapas, independentemente do tipo de gaseificador utilizado. Em leito fixo é possível distinguir uma etapa da outra enquanto em leito fluidizado não há essa distinção. O que ocorre em cada etapa do processo é descrito abaixo (REED; GAUR, 2001; ANDRADE, 2007; PELLEGRINI, 2009):

- Secagem

Nessa etapa há a remoção do teor de umidade do combustível. Ela tem início quando o material atinge a temperatura de 100°C. A biomassa é caracterizada por conter de 5 a 60 % de umidade e a faixa aceitável para a gaseificação varia de 10 a 20 %. A reação desta etapa é descrita conforme abaixo:



- Pirólise

Na pirólise acontece a decomposição térmica dos materiais ligno-celulósicos e ocorre em temperaturas que variam entre 280 e 450 °C. Seus produtos são divididos em uma parte sólida que contém cinzas e particulados, uma parte líquida contendo vapores condensados de alcatrão e ácidos e uma parte gasosa constituída de monóxido de carbono, nitrogênio e oxigênio. A reação durante a pirólise é a seguinte:



- Combustão parcial

Etapa em que parte dos produtos são oxidados em presença de ar ou oxigênio. Ela acontece com temperaturas entre 700 e 2000 °C e resulta em dióxido de carbono e vapor. A combustão é uma reação caracterizada como exotérmica, sendo responsável pelo fornecimento de calor para as outras etapas. As reações envolvidas durante a combustão são as seguintes (PELLEGRINI, 2009):



- Redução ou gaseificação

A redução é caracterizada por ser endotérmica e ocorrer com temperaturas variando de 800 a 1100 °C. Nela, coque e alcatrões não oxidados na combustão reagem com dióxido de carbono e vapor. As reações desta etapa são descritas abaixo (PELLEGRINI, 2009):



2.3.2 Classificação dos gaseificadores

Os gaseificadores apresentam diferentes tipos de classificação. Podem ser pressurizados ou atmosféricos, de baixas ou altas temperaturas, de aquecimento direto ou indireto, de leito fixo (concorrente ou contracorrente) ou de leito fluidizado (borbulhante ou circulante).

O aquecimento direto acontece quando o calor é fornecido pela combustão de uma parcela do próprio combustível, já o aquecimento indireto ocorre quando o calor advém de uma fonte externa. O tipo de leito do gaseificador varia de acordo com a forma que ocorre o fluxo tanto da biomassa quanto do ar ou oxigênio dentro do equipamento.

2.3.2.1 Leito fixo (*fixed bed*)

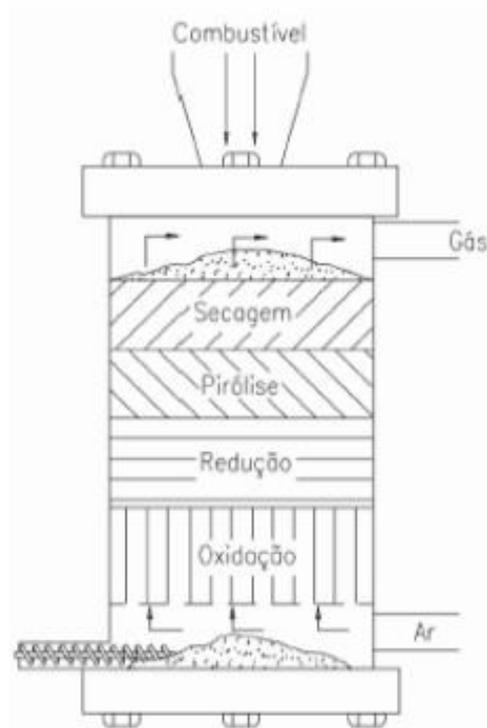
Nos gaseificadores de leito fixo a biomassa se movimenta sempre de forma descendente, movida pela ação da gravidade. São aplicáveis em projetos de pequeno porte por apresentarem pequena capacidade na conversão da biomassa. Os principais modelos são denominados contracorrente, concorrente e de fluxo cruzado. Suas particularidades são apresentadas a seguir.

- Contracorrente (*counterflow, updraft*)

É o modelo mais simples e mais antigo, usado largamente para gaseificação de carvão. O seu funcionamento é ilustrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** O termo contracorrente (*counterflow*) refere-se ao fato de que o fluxo de gás é contrário ao do combustível. Nele, a biomassa é inserida pelo topo e flui para baixo enquanto o agente oxidante (ar ou oxigênio) é introduzido na parte baixa do gaseificador e flui para o topo. O gás sai pela parte de cima do equipamento (*updraft*).

Na zona de secagem, os gases ascendentes retiram a umidade da biomassa descendente. Na região de pirólise, o combustível, agora seco, é pirolizado pelos gases ascendentes. Mais abaixo, os produtos sólidos resultantes da pirólise reagem com os gases oriundos da combustão no processo de redução, produzindo CO e H_2 . Na parte inferior, ocorre a combustão, reação que produz CO_2 e H_2O .

Figura 8 - Ilustração do gaseificador de leito fixo contracorrente



Fonte: SALES, 2006

Pelo fato dos produtos resultantes da pirólise não serem craqueados na região de combustão são conduzidos para o topo produzindo, assim, um gás com elevado teor de alcatrão atingindo valores de 20 a 100 g/Nm³ (CORTEZ, LORA, GÓMEZ, 2008).

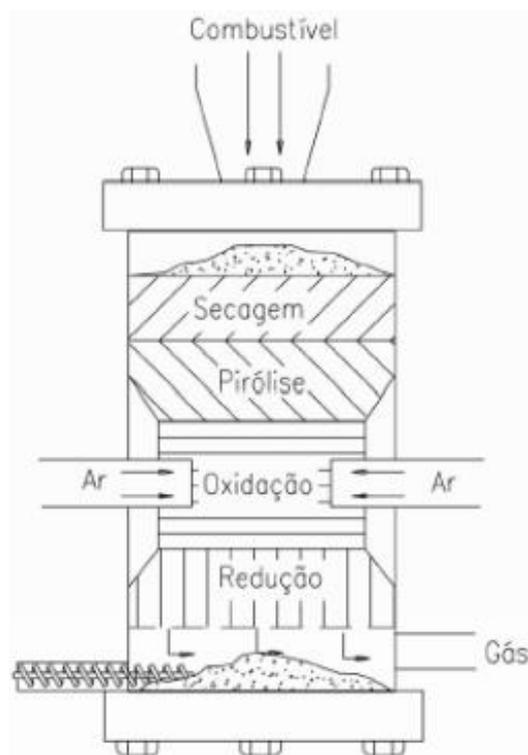
Não são adequados para aplicações de grande porte já que o aumento do diâmetro do leito pode produzir canalização provocando uma má distribuição do agente oxidante e reduzindo a eficiência do processo (MACHIN, 2015).

Este sistema destaca-se por sua simplicidade e pela capacidade de gaseificar materiais com elevado teor de umidade. Por outro lado, produz um gás com valores de 10 a 20% de alcatrão, prejudicando seu uso em motores de combustão interna ou turbinas a gás sem uma limpeza posterior (REED; GAUR, 2001). Seu uso limita-se, portanto, à queima direta em fornos e caldeiras. Outra característica positiva é a boa capacidade de trocar calor entre os materiais em seu interior garantindo maior eficiência térmica do que o gaseificador de leito fixo concorrente.

- Concorrente (*co-flow, downdraft*)

Este modelo foi muito utilizado em veículos durante a Segunda Guerra Mundial. Seu funcionamento é similar ao modelo contracorrente. A diferença é que o ar e o combustível são alimentados na mesma direção, por isso o nome concorrente (*co-flow*). Neste modelo, ar e biomassa entram pela parte superior e o gás gerado sai pela parte inferior (*downdraft*). Seu funcionamento é mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Ilustração do gaseificador de leito fixo concorrente.



Fonte: SALES, 2006

Combustível e agente oxidante iniciam seu movimento descendente pelo equipamento até a região onde acontece a ignição. Neste momento a biomassa passa pelo processo de pirólise, atingindo a máxima temperatura do processo. Posteriormente, os gases provenientes da pirólise passam pela reação de combustão gerando CO e H_2 e, por fim, esses elementos são reduzidos ao reagir com o carvão formado na pirólise produzindo CO e H_2 (BRIDGWATER, 1995). O agente oxidante pode também ser introduzido pelas laterais, em uma região de redução de diâmetro do equipamento, espaço no qual ocorre a maior parte das reações do processo.

Esse tipo de projeto permite que o alcatrão formado durante a pirólise passe posteriormente à região de combustão onde são craqueados, produzindo um gás praticamente

livre deste componente. O teor de alcatrão se limita a faixa de 0,1 a 1,2 g/Nm³ (CORTEZ, LORA, GÓMEZ, 2008).

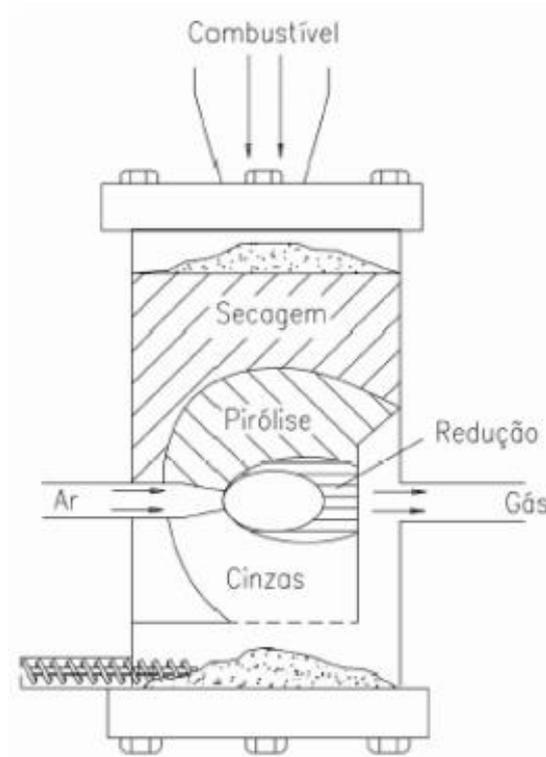
Esse equipamento, além de sua simplicidade e baixo custo, tem como vantagem a decomposição de 99 até 99,9% do alcatrão no gaseificador possibilitando a utilização do gás gerado em motores de combustão interna sem a preocupação de usar mecanismos para remoção do alcatrão (REED; GAUR, 2001). Como desvantagens, destacam-se a necessidade de biomassa com baixo teor de umidade e a alta temperatura do gás produzido (SALES, 2006).

- Fluxo cruzado (*cross-flow, crossdraft*)

Configuração em que o ar ou oxigênio é introduzido em alta velocidade pelas laterais enquanto a biomassa entra pelo topo. O gás é produzido somente na região de contato entre a biomassa e o agente oxidante e sua saída se dá pelo lado oposto ao da entrada do ar/oxigênio. A maior parte de seu interior é preenchida pela biomassa que não entra em contato com o oxidante (REED; GAUR, 2001). A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra seu funcionamento.

Este modelo é considerado de simples construção, entretanto produz um gás de pior qualidade, apresentando voláteis em grande quantidade e baixo poder calorífico (SALES, 2006).

Figura 10 - Ilustração do gaseificador de leito fixo de fluxo cruzado.



Fonte: SALES, 2006

2.3.2.2 Leito fluidizado (*fluidized bed*)

Equipamentos de leito fluidizado foram majoritariamente usados para gaseificação de carvão mineral antes da Segunda Guerra Mundial. Também tiveram aplicações em indústrias químicas e petrolíferas para processos de secagem e craqueamento catalítico. É caracterizado por apresentar o leito contendo partículas inertes, geralmente areia, sendo fluidizadas pelo fluxo de ar para manter a biomassa em suspensão. O gás gerado pode conter certas quantidades de alcatrões, voláteis, carbono não queimado e cinzas, recomendando-se a remoção por um posterior sistema de limpeza (HENRIQUES, 2009).

Apresentam melhor capacidade de transferência de calor que os modelos de leito fixo. São, portanto, de maior eficiência. Entretanto, sua operação é mais complexa e se torna vantajoso somente em projetos de grande porte. A eficiência chega a ser cinco vezes maior do que modelos de leito fixo. Esse significativo aumento é justificado pela grande capacidade de contato entre sólido e gás, provocada pela circulação do material no leito facilitando, assim, a ocorrência das reações do processo. Esse movimento também permite que a temperatura em seu interior seja uniforme e com valores entre 700 e 900°C (BELGIORNO, 2003). Operando dessa forma, não é possível distinguir as regiões de pirólise, combustão e redução.

Devido à alta reatividade da biomassa, o gaseificador pode operar a temperaturas mais baixas, entretanto, pode aumentar a presença de alcatrão no gás produzido. Para gerar um gás totalmente livre de alcatrão, é necessário atingir temperaturas altíssimas de 1200 °C. Porém, com 900 °C já se consegue bons resultados (CORTEZ, LORA, GÓMEZ, 2008). Enquanto a capacidade típica de um gaseificador de leito fixo se restringe a 500 kW, os de leito fluidizado podem atingir a ordem de alguns MW com facilidade (BURAGOHAİN; MAHANTA; MOHOLKAR, 2009).

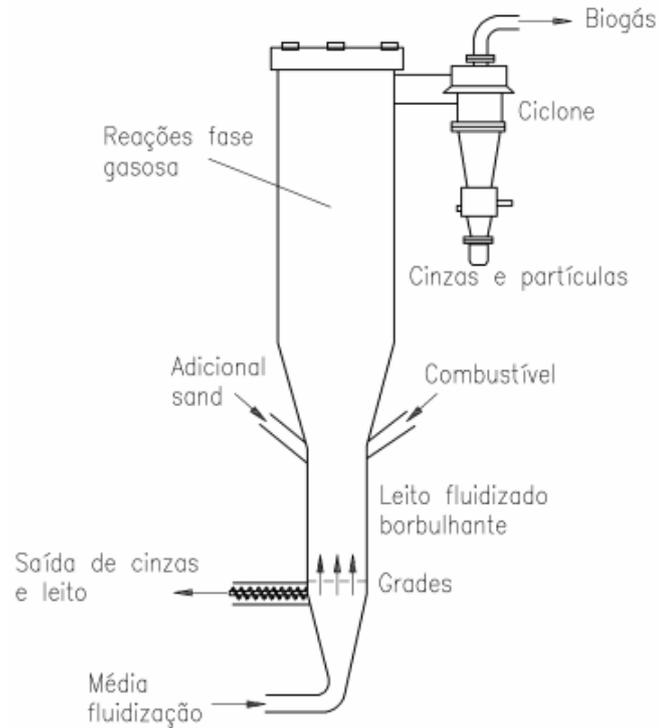
Gaseificadores de leito fluidizado oferecem a possibilidade de trabalhar com uma gama maior de combustíveis comparado aos de leito fixo, incluindo os de alto teor de umidade, entretanto, deve-se considerar que quanto mais úmido estiver, pior é a eficiência do processo (REED; GAUR, 2001). Existem dois modelos de leito fluidizado, o borbulhante e o circulante. Suas características específicas são apresentadas a seguir.

- Borbulhante (*bubbling*)

Combustível e agente oxidante são alimentados nas proximidades da base do leito. O agente gaseificante entra no equipamento por bicos espalhados ao redor do reator com baixa velocidade, de 1 m/s, por não haver grande movimentação do sólido.

Há uma limitação do seu tamanho, não ultrapassando a capacidade de 10 MW, justificável pela dificuldade em distribuir o combustível sobre o leito em equipamentos de grandes diâmetros (MACHIN, 2015). A Figura 11 ilustra o funcionamento deste tipo de gaseificador.

Figura 11 - Ilustração do gaseificador de leito fluidizado borbulhante.



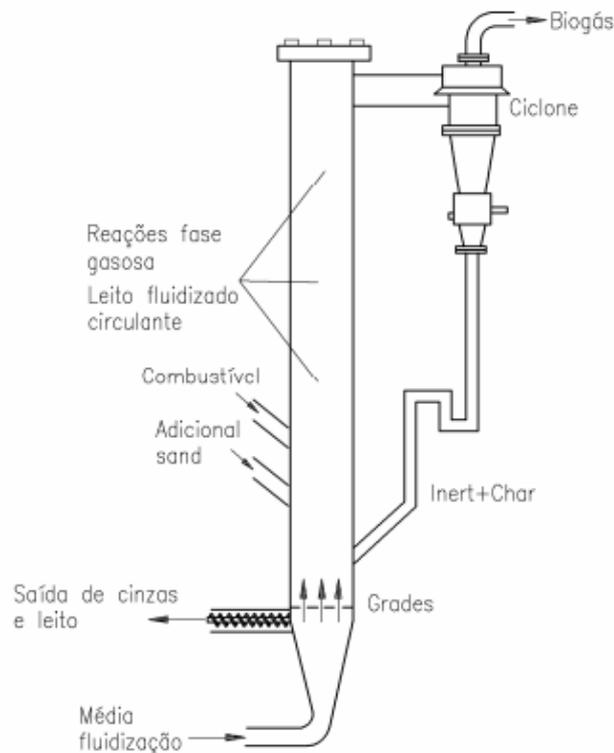
Fonte: SALES, 2007

- Circulante (*circulating*)

Com velocidade do agente oxidante mais elevada, atingindo até 10 m/s, esses modelos promovem a circulação do material que sai pelo topo, fazendo-o retornar ao leito. O objetivo é para melhorar a eficiência na conversão de carbono da biomassa.

Partículas de combustível, ainda não convertidas, são removidas quando o gás chega ao topo por meio de um ciclone separador. Dependendo da concentração de partículas sólidas, podem-se utilizar ciclones de simples estágio ou de múltiplos estágios (BURAGOHAIN; MAHANTA; MOHOLKAR, 2009). A Figura 12 mostra o funcionamento deste modelo de gaseificador.

Figura 12 - Ilustração do gaseificador de leito fluidizado circulante.



Fonte: SALES, 2007

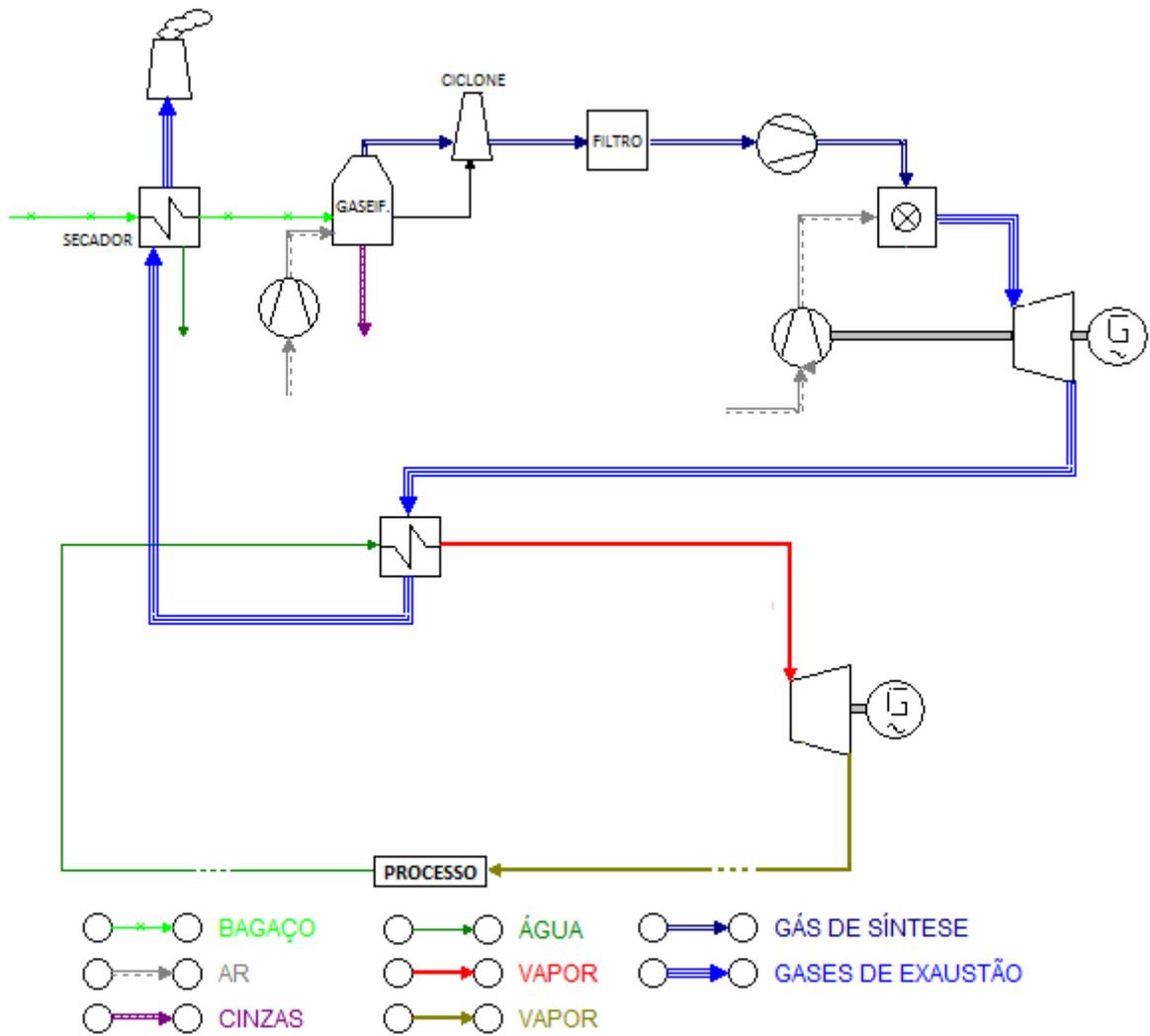
2.3.3 Tecnologia BIG/GTCC

A tecnologia de gaseificação integrada da biomassa em ciclo combinado com turbina a gás, em inglês *Biomass Integrated Gasification / Gas Turbine Combined Cycle* (BIG/GTCC), é uma configuração que utiliza o processo de gaseificação para produzir o gás combustível a ser queimado na câmara de combustão da turbina a gás de um ciclo combinado.

A Figura 13 ilustra de forma simplificada o processo envolvido na tecnologia BIC/GTCC. Nele, a biomassa inicialmente tem sua umidade removida ao passar por um secador, depois é encaminhada ao gaseificador onde é produzido o gás de síntese para ser queimado na câmara de combustão da turbina a gás. Mas antes de chegar à turbina ele deve ser limpo, geralmente por meio um ciclone e um filtro. A turbina a gás gera energia elétrica e seus gases de exaustão são encaminhados a uma caldeira de recuperação.

Passando pela caldeira, os gases de exaustão efetuam uma troca térmica com a água transformando-a em vapor, que é encaminhado a uma turbina a vapor. A turbina produz energia eletromecânica e uma parte do vapor é extraído para atender aos processos da planta.

Figura 13 - Esquema simplificado da tecnologia BIG/GTCC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

CAPÍTULO 3 – ESTIMATIVA DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA NO ESTADO DE SÃO PAULO UTILIZANDO COGERAÇÃO E A TECNOLOGIA BIG/GTCC

No cenário atual, a capacidade de geração de energia elétrica pelas usinas sucroalcooleiras está aquém da quantidade de energia que poderia ser produzida a partir do bagaço da cana, por meio de processos mais eficientes. Apesar de existir usinas com tecnologia capaz de produzir excedente de energia visando à exportação, muitas unidades ainda a produzem somente para suprir as necessidades internas da planta.

O aumento do fornecimento de energia elétrica por parte das usinas só é possível com a reforma de plantas antigas visando instalação de equipamentos de maior capacidade e com tecnologia mais moderna nos ciclos de cogeração já existentes ou pela adoção de novos processos de geração de energia como, por exemplo, a gaseificação do bagaço de cana.

Neste capítulo estima-se o potencial existente para a produção energia elétrica no estado de São Paulo através da queima do bagaço da cana-de-açúcar bem como pela gaseificação do bagaço e uso de ciclo combinado.

O Plano Nacional de Energia (PNE) elaborou um estudo que determinou a capacidade de geração de energia elétrica utilizando como insumo o bagaço da cana-de-açúcar para diferentes tecnologias. Considerou-se o uso de ciclos a vapor com turbinas de contrapressão, ciclos a vapor com turbinas de condensação e extração e ciclo combinado integrado a gaseificação da biomassa. A Tabela 7 mostra os resultados obtidos para cada uma dessas tecnologias considerando os ciclos operando em cogeração. A biomassa é referenciada em base seca (MME, 2014).

Tabela 3 - Geração específica de energia elétrica em cogeração a partir do bagaço.

Tecnologia	Geração específica de energia elétrica em cogeração (kWh/t)
Ciclo a vapor com turbinas de contrapressão	215
Ciclo a vapor com turbinas de condensação e extração	340
Ciclo combinado integrado a gaseificação da biomassa	1.050

Fonte: MME, 2008.

Os ciclos que são tradicionalmente utilizados no setor sucroalcooleiro são os de cogeração *topping* a vapor com turbinas de contrapressão (MME, 2008). De acordo com a **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, se esses ciclos fossem totalmente substituídos pelos que

utilizam turbinas de condensação e extração haveria um aumento na capacidade de geração de energia elétrica de 58,1%. Agora, se considerar o uso de ciclo combinado e gaseificação esse acréscimo poderia ser de 388,4%.

Segundo o Resumo Executivo de Energias Renováveis do Governo do Estado de São Paulo (2015) existem atualmente 200 usinas em operação no estado que geram energia elétrica a partir do bagaço da cana de açúcar. Essas usinas moeram 337.779.882 toneladas de cana na safra 2014/2015.

As usinas do estado representam 53,1% da capacidade de geração de energia elétrica instalada no país utilizando a biomassa da cana-de-açúcar como insumo (SESP, 2015b). A energia produzida no país em 2014 por essa biomassa foi de 32.302 GWh (MME, 2014). Como não foi encontrada uma referência fornecendo a quantidade de energia elétrica produzida pelo estado, para os cálculos deste trabalho assumiu-se que o estado produziu aproximadamente 50% (16.000 GWh) de energia elétrica em 2014 com a queima do bagaço da cana, considerando uma porcentagem próxima à de 53,1% de potência instalada.

3.1 POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE COM COGERAÇÃO

Atualmente a maioria das usinas utiliza-se da cogeração para suprir a grande quantidade de energia que o processo de produção de açúcar e álcool requer. Entretanto, a falta de inovação tecnológica no setor inviabiliza a melhoria da eficiência na geração de energia. Dessa forma, o potencial existente não é totalmente aproveitado (MIRANDA, V.; GOMES, R. A., 2009).

O uso de caldeiras de maior eficiência produzindo vapor em níveis de pressão e temperatura mais elevados e de turbinas com melhor desempenho, tanto fluido-mecânico quanto termodinâmico, e com maior número de estágios são alternativas para aproveitar melhor o potencial na conversão da energia contida na biomassa em energia elétrica (MME, 2008). O uso de ciclos térmicos a vapor com turbinas de condensação e extração no lugar de turbinas de contrapressão também aumentam a capacidade em produzir energia elétrica, conforme mostrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

3.1.1 Metodologia de cálculo para cogeração

Para a determinação deste potencial foi utilizada a metodologia do Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO, 2008). Ela baseia-se em três cenários diferentes. O

primeiro considera uma eficiência energética de 30 kWh/tc com a planta em operação durante a safra de abril a novembro, ou seja, 5563 horas de operação. O segundo cenário considera o mesmo período de safra, porém com uma eficiência energética de 60 kWh/tc. Por fim, para o terceiro cenário a eficiência energética da planta é estipulada em 120 kWh/tc, considerando sua operação durante o ano todo, o que totaliza 8322 horas de funcionamento.

O potencial pode ser determinado através da seguinte equação:

$$E_{cog\text{er}} = m_{\text{cana}} \cdot EF \quad (10)$$

onde:

$E_{cog\text{er}}$: potencial de geração de energia elétrica pela cogeração (kWh)

m_{cana} : quantidade de cana-de-açúcar colhida (tc);

EF : eficiência energética do processo (kWh/tc).

3.1.2 Resultados obtidos considerando cogeração

Considerando os três cenários mencionados anteriormente, o potencial de geração de energia elétrica no Estado de São Paulo, com a produção 337.779.882 toneladas de cana na safra 2014/2015 (SESP, 2015b), é mostrado na Tabela 4.

Tabela 4 - Potencial de geração de energia elétrica determinado para cenários estudados.

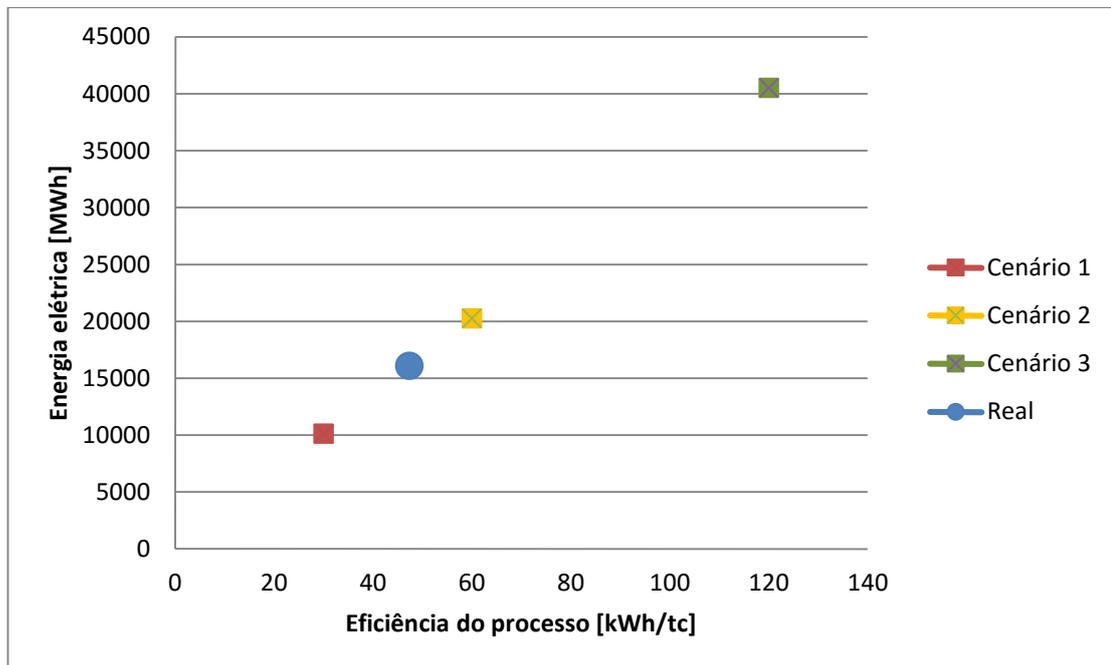
Cenário	Tempo de Operação (h)	Eficiência Energética (kWh/tc)	Potencial de geração de energia elétrica (MWh)
1	5563	30	10.133.396
2	5563	60	20.226.793
3	8322	120	40.533.586

Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir da Tabela 4 construiu-se o gráfico da Figura 14 que compara os cenários hipotéticos com o panorama real da eficiência do aproveitamento do bagaço da cana de açúcar para produção de energia.

A eficiência atual, calculada a partir da quantidade de cana produzida no estado em 2014 (337.779.882 t) e da energia produzida, conforme foi assumido de 16.000GWh, pela queima de seu bagaço, foi de 47,37 kWh/tc.

Figura 14 - Gráfico comparativo entre a eficiência real e os cenários estudados.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Nota-se que o cenário mais modesto de potencial produzido pelo CENBIO já foi ultrapassado, mas ainda existe uma considerável quantidade de energia que poderia ser fornecida a partir da cogeração com bagaço de cana se forem feitos investimentos em equipamentos e processos mais eficientes, principalmente se for considerada a prática de cogeração durante o ano todo, e não somente no período de safra.

A eficiência real na geração de energia elétrica pela cogeração é 21% menor que a do segundo cenário e 60% menor que a do terceiro cenário.

3.2 POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE COM BIG/GTCC

3.2.1 Considerações iniciais

Pelo fato do bagaço da cana de açúcar ser um resíduo gerado em grande quantidade, para sua gaseificação é preferível equipamentos de grande porte, com capacidade para geração de grande quantidade de energia. Por esse motivo, o modelo mais indicado é o de leito fluidizado circulante. Esse tipo de gaseificador também se destaca pela melhor capacidade de remoção de

particulados e pela alta eficiência, pois proporciona maior troca térmica em seu interior, em comparação com os demais modelos.

O bagaço *in natura* tem umidade próxima de 50%. Apesar de ser possível que gaseificadores de leito fluidizado operem com biomassa de alto teor de umidade, ela diminui a eficiência do processo. Portanto, recomenda-se a secagem do bagaço antes de sua utilização de forma que ele contenha aproximadamente 20% de umidade.

Dentre os agentes gaseificadores (ar, vapor e oxigênio), será utilizado o ar, que, apesar de gerar um gás de menor poder calorífico, requer um custo de investimento menor e uma tecnologia mais simples. O fator de ar (F_{ar}) é determinado pela variação da quantidade de ar e combustível que é adicionado ao gaseificador. A faixa do fator de ar para que a gaseificação possa ocorrer fica entre 0,2 e 0,45 (CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S; GÓMEZ, E. O, 2008). Para garantir uma boa eficiência no processo, foi considerado um fator de ar de 0,25.

A gaseificação do bagaço utilizando o ar como agente gaseificador produz um gás de síntese com um PCI na faixa de 3,6 e 5,9 MJ/kg (LORA, E. E. S., NOGUEIRA, L. A. H., 2003). As eficiências das turbinas a gás do tipo *heavy duty* existentes no mercado variam de 30 a 42 % (GTW, 2012). Na Tabela 5 constam os valores dos parâmetros adotados neste trabalho para permitir elaborar a análise termodinâmica no gaseificador.

Tabela 5 - Parâmetros adotados no gaseificador.

Parâmetros	Adotado
Umidade do bagaço <i>in natura</i>	50 %
Umidade do bagaço seco	20 %
Fator de ar	0,25
Porcentagem de cinzas	5 %
Poder calorífico inferior do gás de síntese	3,6 a 5,9 MJ/kg
Eficiência das turbinas a gás	30 a 42 %

Fonte: Elaborado pelo autor.

A composição do bagaço, em base seca e considerando 20% de umidade, segundo Diniz (2014) está descrita na Tabela 6:

Tabela 6 - Composição do bagaço em base seca.

Composição Elementar	%
Carbono	49,8
Hidrogênio	5,94
Oxigênio	43,87
Nitrogênio	0,38
Enxofre	0,01

Fonte: DINIZ, 2014.

A metodologia de cálculo utilizada para estimar o potencial de geração de energia elétrica pela gaseificação requer o valor da quantidade de bagaço que o estado produziu. Com esta finalidade, realizou-se contato com as usinas para obter essas informações. Entretanto, somente 20 unidades forneceram os dados requeridos. Estes valores foram reunidos na Tabela 7.

Tabela 7 - Quantidade de bagaço produzido pelas usinas consultadas.

Usinas	Bagaço produzido (kg/s)
Mundial	20,5
Univalem	36,17
Barra	39,04
São Francisco	27,41
Ipaussu	85,61
Batatais	41,79
Lins	23,77
Pioneiros	19,29
Pereira Barreto	31,25
São José da Estiva	45,45
São Luiz	30,56
Santa Maria	19,07
Ipê	21,83
Mococa	44,44
Descalvado	44,44
Pitangueiras	33,33
Novo Horizonte	43,4
Alta Mogiana	36,46
Floresta	22,64
Taboão	18,52
MÉDIA	34,25

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como os dados obtidos na Tabela 7 representam apenas 10% do total de usinas existentes no estado, a média obtida de bagaço gerado por usina pode estar sujeita à erros, principalmente pelo fato delas serem em sua maioria unidades de médio e grande porte. Perante a dificuldade em conseguir maiores informações e em saber o porte real de cada usina do estado optou-se por calcular a quantidade de bagaço por uma relação entre bagaço e cana moída.

A relação bagaço/cana moída para a safra 2014/2015 não foi encontrado. Segundo a CONAB, o bagaço na safra de 2011/2012 representou 29,04% de toda a cana moída no estado (CONAB, 2013). Utilizando essa mesma relação bagaço/cana moída para a safra de 2014/2015 resulta em 98.091.277 toneladas de bagaço. Considerando também que o período de safra seja

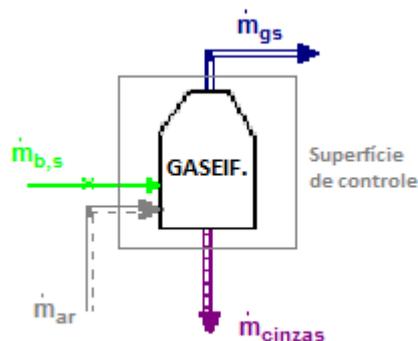
de abril a novembro, obtêm-se a produção de aproximadamente 5.000 kg/s de bagaço, valor que foi utilizado nos cálculos a seguir.

Com um total de 200 usinas no estado produzindo 5.000 kg/s de bagaço, obtêm-se uma média de 25 kg/s de bagaço por usina. Este valor é um pouco inferior da média obtida pelas 20 usinas consultadas, que foi de 34,25 kg/s, constatando o fato de que as usinas contatadas são em sua maioria de médio ou grande porte.

3.2.2 Metodologia de cálculo para BIG/GTCC

A Figura 15 mostra o volume de controle aplicado ao gaseificador, permitindo efetuar o balanço de massa no equipamento.

Figura 15 - Volume de controle no gaseificador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Portanto:

$$\dot{m}_{b,s} + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_{gs} + \dot{m}_{cinzas} \quad (11)$$

onde:

$\dot{m}_{b,s}$: vazão mássica de bagaço seco adicionado ao gaseificador (kg/s);

\dot{m}_{ar} : vazão mássica de ar que entra no gaseificador (kg/s);

\dot{m}_{gs} : vazão mássica de gás de síntese produzido (kg/s);

\dot{m}_{cinzas} : vazão mássica de cinzas (kg/s).

Sendo que:

$$\dot{m}_{cinzas} = 0,05 \cdot \dot{m}_{gs} \quad (12)$$

A vazão de ar que entra no gaseificador é determinada pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar} = V_{ar} \cdot F_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot \dot{m}_{b,s} \quad (13)$$

onde:

V_{ar} : volume específico de ar (m³/kg);

F_{ar} : fator de ar (-);

ρ_{ar} : densidade do ar (kg/m³).

Sendo:

$$V_{ar} = 0,0889(C_C + 0,375 \cdot C_S) + 0,265 \cdot C_H - 0,0333 \cdot C_O \quad (14)$$

onde:

C_C , C_S , C_H e C_O : composição em massa do bagaço da cana de açúcar em base seca (%).

O potencial de geração de eletricidade utilizando a gaseificação do bagaço associado a uma turbina a gás pode ser obtido pela equação (15):

$$\dot{W}_{BIG/GTCC} = \dot{E}_{g,s} \cdot \eta_{TG} \quad (15)$$

onde:

$\dot{W}_{BIG/GTCC}$: potencial de geração de eletricidade com a tecnologia BIG/GTCC (kW);

$\dot{E}_{g,s}$: Potência fornecida pelo gás de síntese (kW);

η_{TG} : Eficiência do conjunto a gás (-).

A potência fornecida pelo gás de síntese pode ser determinada através da equação (16):

$$E_{g,s} = \dot{m}_{g,s} \cdot PCI_{g,s} \quad (16)$$

onde:

$PCI_{g,s}$: poder calorífico inferior do gás de síntese (kJ/kg).

3.2.3 Resultados obtidos utilizando BIG/GTCC

Considerando que o PCI do gás de síntese varia entre 3,6 e 5,9 MJ/kg e a eficiência das turbinas a gás, entre 30 e 42%, e utilizando-se das equações desenvolvidas no tópico anterior, obtiveram-se as potências mostradas na Tabela 8.

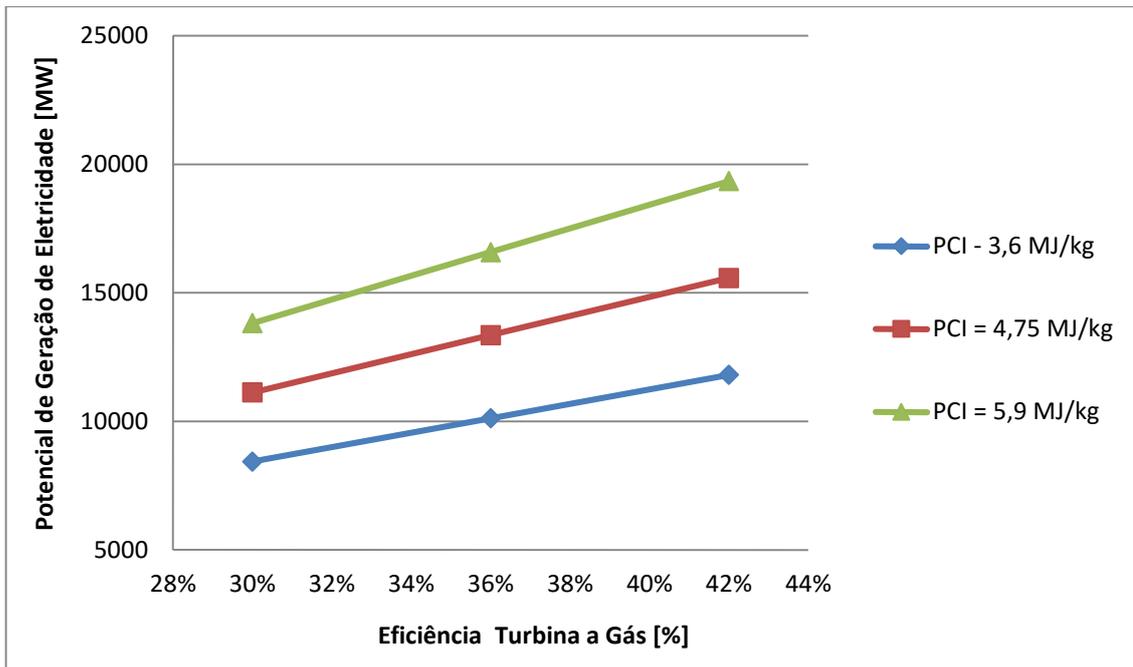
Tabela 8 - Potências obtidas ao variar o PCI do gás e a eficiência das turbinas.

PCI (MJ/kg)	Eficiência (%)	Potencia (MW)
3,6	30%	8.432
3,6	36%	10.119
3,6	42%	11.805
4,75	30%	11.126
4,75	36%	13.351
4,75	42%	15.576
5,9	30%	13.819
5,9	36%	16.583
5,9	42%	19.347

Fonte: Elaborado pelo autor.

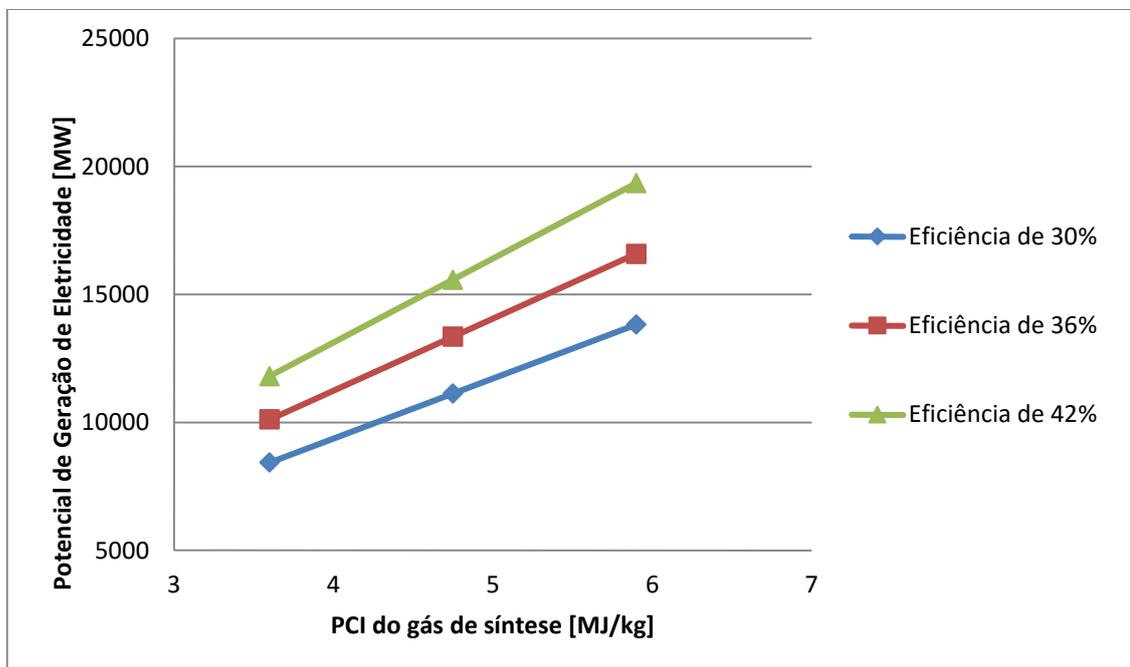
Com os valores da Tabela 8 construiu-se os gráficos da Figura 16 e Figura 17. O primeiro mostra o potencial de geração de energia elétrica em função da variação da eficiência das turbinas a gás. Já o segundo, refere-se ao potencial em função da variação do PCI do gás de síntese.

Figura 16 - Gráfico do potencial em função da eficiência da turbina a gás.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 17 - Gráfico do potencial em função do PCI do gás de síntese.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Esse potencial calculado refere-se a uma potência a ser adicionada, por meio do uso de ciclo combinado com turbina a gás e gaseificação, ao ciclo de cogeração já existente nas usinas. Considerou-se que foram mantidas as quantidades de energia elétrica e térmica já produzida

pela planta tradicional, apenas adicionou-se a energia gerada pela turbina a gás, constituindo agora um ciclo combinado.

Como o estado paulista gerou em 2014 aproximadamente 16.000 GWh de energia elétrica pelo bagaço da cana calculou-se a quantidade de energia adicional e total que os diferentes cenários apresentados poderiam produzir. A Tabela 9 apresenta esses valores e a porcentagem adicional de energia gerada pela gaseificação comparada com cenário atual.

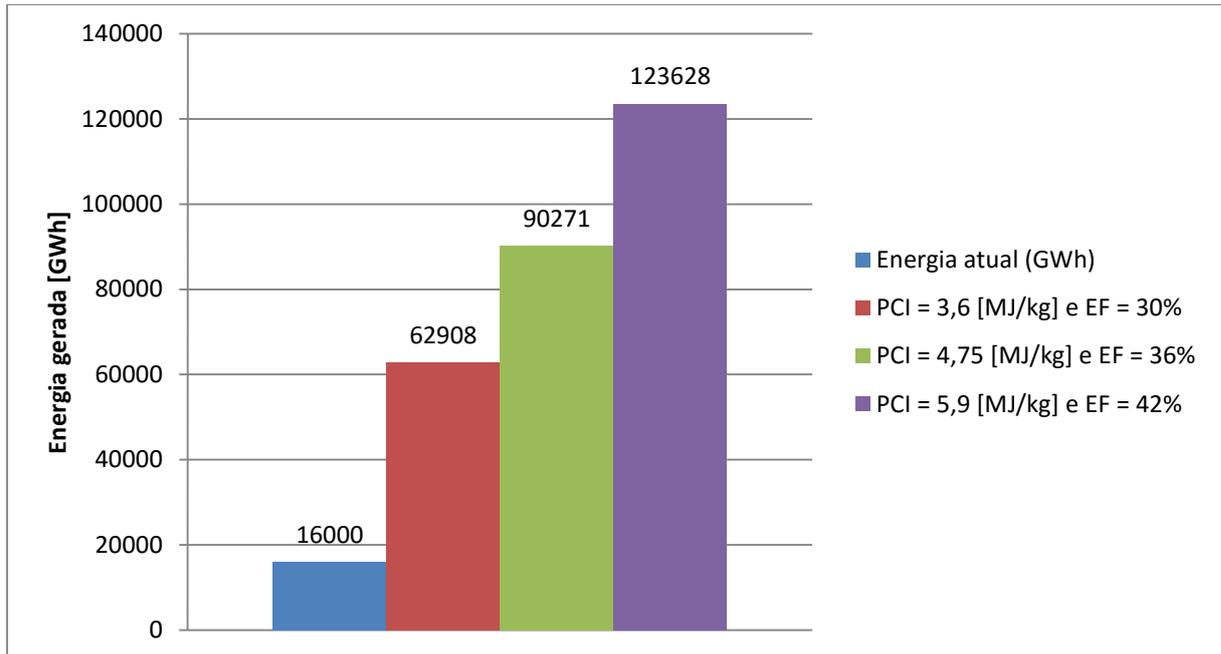
Tabela 9 - Energia gerada ao variar o PCI do gás e a eficiência das turbinas.

PCI (MJ/kg)	Eficiência (%)	Energia Adicional (GWh)	Energia Total (GWh)	Acréscimo (%)
3,6	30%	46.908	62.908	293%
3,6	36%	56.290	72.290	352%
3,6	42%	65.672	81.672	410%
4,75	30%	61.893	77.893	387%
4,75	36%	74.271	90.271	464%
4,75	42%	86.650	102.650	542%
5,9	30%	76.877	92.877	480%
5,9	36%	92.253	108.253	577%
5,9	42%	107.628	123.628	673%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Esses três cenários foram comparados com a capacidade atual de geração de energia elétrica e são mostrados na Figura 18.

Figura 18 - Potencial energético para três cenários diferentes considerando gaseificação.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que se todo o bagaço produzido no estado fosse gaseificado teríamos um acréscimo de no mínimo 46.908 GWh de energia produzida pela biomassa, um aumento de 293%. A quantidade máxima de energia produzida poderia ser de 123.628GWh utilizando-se as turbinas mais eficientes e um gás de PCI elevado.

O cenário intermediário, com o PCI médio do gás de síntese de 4,75 MJ/kg e a eficiência média das turbinas a gás encontradas no mercado de 36%, acrescenta 74.271 GWh de energia, um aumento de 464%.

CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA PARA ESTUDO DE CASO

4.1 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A Primeira Lei da Termodinâmica está baseada nos princípios da conservação de massa e da conservação de energia.

Em um sistema aberto, também chamado de volume de controle, pode haver transferência de calor, trabalho e massa através de sua superfície de controle. Em seu interior, a quantidade de massa e suas propriedades também podem variar ao longo do tempo.

Neste trabalho será considerado que todos os processos ocorrem em regime permanente, ou seja, não há mudança na quantidade de massa no interior de cada volume de controle estudado.

- Princípio da conservação da massa

Esse princípio afirma que é impossível criar ou destruir massa e pode ser representada pela equação (17), também denominada equação da continuidade.

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (17)$$

onde:

\dot{m}_e : vazão mássica que entra no volume de controle (kg/s);

\dot{m}_s : vazão mássica que sai do volume de controle (kg/s).

Ao considerar que o processo se dá em regime permanente e que não há alteração do estado da massa em cada ponto do volume de controle com o tempo, a equação (17) é expressa da seguinte forma:

$$\sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (18)$$

- Princípio da conservação da energia

A Primeira Lei da Termodinâmica demonstra que a variação de energia no interior do volume de controle depende da transferência de calor e de trabalho através da superfície do volume de controle e, ainda, do somatório das entradas e saídas de energia devido ao fluxo de massa que passa pela superfície do volume de controle.

Também conhecida como equação da conservação da energia, essa lei pode ser expressa como mostrada abaixo (BORGNAKKE C, SONNATAG R. E, 2013).

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (19)$$

onde:

$dE_{v.c.}/dt$: taxa de variação de energia no interior do volume de controle (kW);

$\dot{Q}_{v.c.}$: taxa líquida de transferência de calor no volume de controle (kW);

$\dot{W}_{v.c.}$: taxa líquida de transferência de trabalho no volume de controle (kW);

\dot{m}_e : vazão mássica que entra no volume de controle (kg/s);

h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

V_e : velocidade da vazão mássica na entrada do volume de controle (m/s);

Z_e : distância entre a vazão mássica na entrada do volume de controle em relação a uma linha de referência (m);

\dot{m}_s : vazão mássica que sai do volume de controle (kg/s).

h_s : entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

V_s : velocidade da vazão mássica na saída do volume de controle (m/s);

Z_s : distância entre a vazão mássica na saída do volume de controle em relação a uma linha de referência (m);

g : aceleração gravitacional (m/s²).

Considerando que no processo a quantidade e o estado da massa em cada ponto do volume de controle não variam com o tempo, a equação (20) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e * \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s * \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) = 0 \quad (20)$$

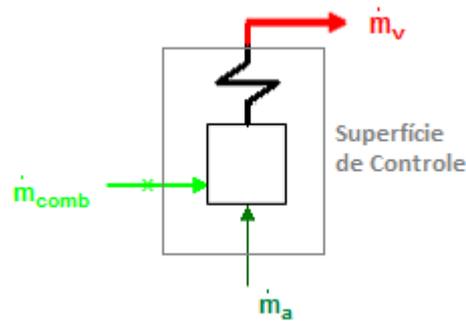
Por terem valores muito pequenos, as energias cinética e potencial podem ser desprezadas. Assim a equação (20) se reduz à:

$$\dot{Q}_{v.c} - \dot{W}_{v.c} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (21)$$

4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA NOS ESQUIPAMENTOS DA PLANTA

A Figura 19 mostra um esquema de uma planta que utiliza a tecnologia BIG/GTCC e seus componentes. Posteriormente, é descrito como a análise energética é realizada em cada equipamento, baseando-se na Primeira Lei da Termodinâmica.

Figura 20 - Volume de controle na caldeira.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O rendimento da caldeira pode ser calculado de acordo com a equação abaixo:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\dot{m}_{comb}PCI_{comb}} \quad (22)$$

onde:

η_{cald} : rendimento da caldeira (-);

\dot{m}_v : vazão de vapor na caldeira (kg/s);

h_v : entalpia do vapor que sai da caldeira (kJ/kg);

h_a : entalpia da água que entra na caldeira (kJ/kg);

\dot{m}_{comb} : vazão do bagaço queimado na caldeira (kg/s);

PCI_{comb} : Poder Calorífico Inferior do bagaço (kJ/kg).

Para o cálculo da potência fornecida pelo combustível, neste caso o bagaço da cana de açúcar, ao ser queimado na caldeira de recuperação utiliza-se da equação a seguir:

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{comb}PCI_{comb} \quad (23)$$

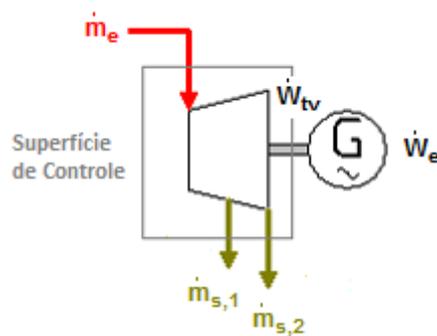
Neste trabalho, o valor utilizado para o Poder Calorífico Inferior do bagaço *in natura* (com umidade de 50%) foi de 7.121 kJ/kg (CREMONEZ, 2013).

4.2.2 Turbina a vapor

A turbina a vapor é um equipamento rotativo que produz potência por meio da conversão da energia contida no vapor de alta pressão em energia cinética.

Considerando para a análise em questão uma turbina de extração-condensação e delimitando o volume de controle na turbina a vapor conforme a Figura 21, pode-se determinar a potência de eixo gerada por ela, baseando-se na Primeira Lei da Termodinâmica.

Figura 21 - Volume de controle na turbina a vapor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tem-se então:

$$\dot{W}_{tv} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_{s,1} h_{s,1} - \dot{m}_{s,2} h_{s,2} \quad (24)$$

onde:

\dot{W}_{tv} : potência de eixo gerada pela turbina a vapor (kW);

\dot{m}_e : vazão de vapor que entra na turbina (kg/s);

h_e : entalpia específica no ponto de entrada da turbina (kJ/kg);

$\dot{m}_{s,1}$ e $\dot{m}_{s,2}$: vazões de vapor que saem da turbina (kg/s);

$h_{s,1}$ e $h_{s,2}$: entalpia específica nos pontos de saída da turbina (kJ/kg).

A potência elétrica produzida é calculada considerando a eficiência do gerador elétrico acoplado ao eixo da turbina. Chega-se a ela por meio da equação abaixo:

$$\dot{W}_{tv}^e = \dot{W}_{tv} \eta_e \quad (25)$$

onde:

W_{tv}^e : potência elétrica produzida (kW);

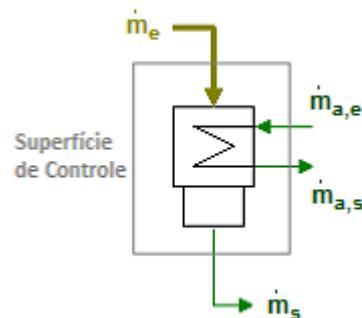
η_e : eficiência do gerador elétrico.

A eficiência do gerador elétrico adotada para os cálculos desse trabalho foi de 95%.

4.2.3 Condensador

Condensadores funcionam como trocadores de calor que recebem vapor a baixa pressão da turbina a vapor e, por meio da troca térmica com água proveniente de uma fonte externa, o transformam em líquido saturado. A Figura 22 mostra o volume de controle no equipamento.

Figura 22 - Volume de controle no condensador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A efetividade do condensador pode ser calculada pela equação abaixo:

$$\varepsilon_{cond} = \frac{\dot{Q}_{\acute{a}gua}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,s} - T_{a,e})}{\dot{m}_e (h_e - h_s)} \quad (26)$$

onde:

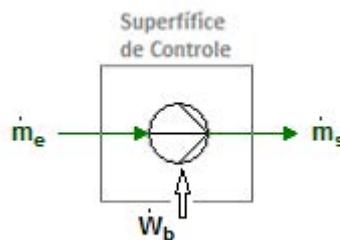
$\dot{Q}_{\acute{a}gua}$: fluxo de calor transferido para a água de resfriamento (kW);

\dot{Q}_{cond} : fluxo de calor perdido durante a condensação (kW);

4.2.4 Bomba

As bombas pressurizam o fluido por meio de trabalho de eixo, utilizando-se de energia externa para seu funcionamento. Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica no volume de controle da Figura 23, pode-se determinar a potência requerida para a operação da bomba.

Figura 23 - Volume de controle na bomba.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tem-se que:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (27)$$

onde:

\dot{W}_b : potência requerida pela bomba (kW);

\dot{m}_e : vazão de água que entra na bomba (kg/s);

h_e : entalpia específica no ponto de entrada da bomba (kJ/kg);

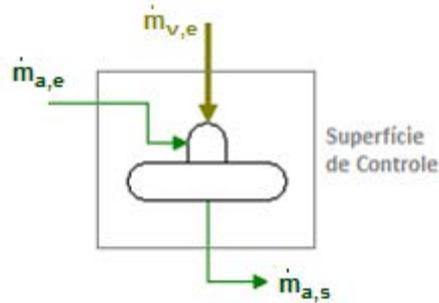
\dot{m}_s : vazão de água que sai da bomba (kg/s);

h_s : entalpia específica no ponto de saída da bomba (kJ/kg).

4.2.5 Desaerador

A função do desaerador é a remoção de gases não condensáveis (oxigênio e o dióxido de carbono) da água que retorna para a caldeira, pois causam corrosão nos equipamentos. A Figura 24 ilustra o volume de controle aplicado neste equipamento.

Figura 24 - Volume de controle no desaerador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como o desaerador pode ser considerado um equipamento adiabático, a equação da conservação da energia se resume a:

$$\dot{m}_{v,e}h_{v,e} + \dot{m}_{a,e}h_{a,e} = \dot{m}_{a,s}h_{a,s} \quad (28)$$

onde:

$\dot{m}_{v,e}$: vazão de vapor que entra no desaerador (kg/s);

$h_{v,e}$: entalpia específica do vapor que entra no desaerador (kJ/kg);

$\dot{m}_{a,e}$: vazão de água que entra no desaerador (kg/s);

$h_{a,e}$: entalpia específica da água que entra no desaerador (kJ/kg);

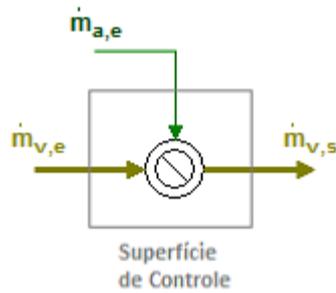
$\dot{m}_{a,s}$: vazão de água que sai do desaerador (kg/s);

$h_{a,s}$: entalpia específica no ponto de saída do desaerador (kJ/kg).

4.2.6 Dessuperaquecedor

Para atender as condições de temperatura e pressão de um processo, faz-se a extração de vapor na turbina na pressão do processo e utiliza-se um superaquecedor ou um dessuperaquecedor para que o vapor atinja a temperatura requerida ao processo. A Figura 25 mostra o volume de controle aplicado em um dessuperaquecedor.

Figura 25 - Volume de controle no dessuperaquecedor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Modelando o dessuperaquecedor como um equipamento adiabático, tem-se:

$$\dot{m}_{v,e}h_{v,e} + \dot{m}_{a,e}h_{a,e} = \dot{m}_{v,s}h_{v,s} \quad (29)$$

onde:

$\dot{m}_{v,e}$: vazão de vapor que entra no dessuperaquecedor (kg/s);

$h_{v,e}$: entalpia específica do vapor que entra no dessuperaquecedor (kJ/kg);

$\dot{m}_{a,e}$: vazão de água que entra no dessuperaquecedor (kg/s);

$h_{a,e}$: entalpia específica da água que entra no dessuperaquecedor (kJ/kg);

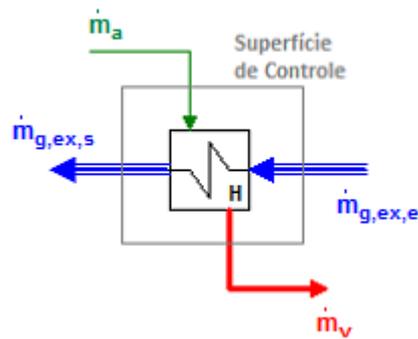
$\dot{m}_{v,s}$: vazão de vapor que sai do dessuperaquecedor (kg/s);

$h_{v,s}$: entalpia específica no ponto de saída do dessuperaquecedor (kJ/kg).

4.2.7 Caldeira de recuperação

A caldeira de recuperação produz vapor pela troca térmica dos gases de exaustão provenientes da turbina a gás com a água que entra na caldeira. A modelagem termodinâmica no equipamento é feita baseando-se no volume de controle conforme mostra a Figura 26.

Figura 26 - Volume de controle na caldeira de recuperação.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O rendimento da caldeira de recuperação pode ser calculado de acordo com a equação abaixo:

$$\eta_{CR} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\dot{m}_{g,ex}c_{p,g,ex}(T_{g,ex,e} - T_{g,ex,s})} \quad (30)$$

onde:

η_{CR} : rendimento da caldeira de recuperação (-);

\dot{m}_v : vazão de vapor na caldeira de recuperação (kg/s);

h_v : entalpia do vapor que sai da caldeira de recuperação (kJ/kg);

h_a : entalpia da água que entra na caldeira de recuperação (kJ/kg);

$\dot{m}_{g,ex}$: vazão dos gases de exaustão que passam pela caldeira de recuperação (kg/s);

$c_{p,g,ex}$: calor específico à pressão constante do gás de exaustão na saída da turbina (kJ/kg.K);

$T_{g,ex,e}$: temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira de recuperação (°C);

$T_{g,ex,s}$: temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação (°C).

O calor específico à pressão constante do gás de síntese em função de sua temperatura após sua queima na câmara de combustão pode ser determinado pela equação a seguir, com a temperatura em Kelvin (DINIZ FILHO, 2014):

$$c_{p,syn gas}(T) = 1,038 + 1,45 \cdot 10^{-4} \cdot T - \frac{5212,6}{T^2} + 1,81 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (31)$$

O rendimento da caldeira de recuperação (η_{CR}) foi adotado como sendo de 70% quando não há queima suplementar e de 90% considerando queima suplementar (VILLELA, 2007). A temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina a gás varia entre 500 a 675 °C (VILLELA, 2007).

- Método do *pinch point*

Na caldeira de recuperação, ao resfriar, o gás de combustão produz impurezas, como ácidos e condensáveis, que podem danificar o equipamento. Uma caldeira que opere com gases de exaustão provenientes do bagaço de cana de açúcar deve manter a temperatura do gás acima de 200°C. Portanto, a temperatura do gás que deixa a caldeira ($T_{g,ex,s}$) não pode ser inferior a esse valor.

Para evitar uma impropriedade termodinâmica, durante todo o processo de troca térmica na caldeira de recuperação, a temperatura dos gases de exaustão deve estar sempre acima da temperatura da curva de vaporização da água. A diferença mínima entre a temperatura dos gases de exaustão e da curva de vaporização da água (ΔT_{pp}) acontece no ponto de líquido saturado e deve corresponder a um valor entre 10°C e 30°C. Para este trabalho foi adotado o valor de ΔT_{pp} igual a 20°C. A Figura 27 mostra o método gráfico do *pinch point*.

onde:

T_{sat} : temperatura de saturação da água na pressão de saturação (°C);

ΔT_{pp} : mínima diferença de temperatura (°C).

O fluxo de calor recebido (H_g) é calculado por:

$$H_g = \dot{m}_g \cdot c_{p,g}(T_{g,ex,e}) \cdot T_{g,ex,e} \quad (34)$$

onde:

\dot{m}_g : vazão dos gases de exaustão na caldeira (kg/s);

$c_{p,g}(T_{g,ex,e})$: calor específico dos gases de exaustão na temperatura de entrada (kJ/kg.K);

$T_{g,ex,e}$: temperatura dos gases de exaustão (K).

O fluxo de calor cedido (H_l) é calculado por:

$$H_l = \dot{m}_v h_l \quad (35)$$

onde:

\dot{m}_v : vazão de vapor na caldeira de recuperação (kg/s);

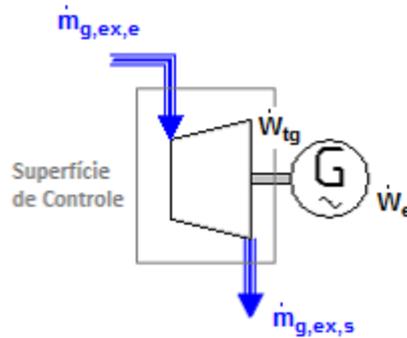
h_l : entalpia específica do líquido saturado, na condição de pressão de saturação (pressão de operação da caldeira) (kJ/kg).

4.2.8 Turbina a gás

A turbina a gás é um equipamento rotativo que converte a energia contida no fluido de trabalho em energia cinética, produzindo assim potência.

Com base no volume de controle mostrado na Figura 28, é possível determinar a potência produzida pelo equipamento utilizando-se a Primeira Lei da Termodinâmica.

Figura 28 - Volume de controle na turbina a gás.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Portanto:

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_g c_{p,g} (T_s - T_e) \quad (36)$$

onde:

\dot{W}_{tg} : potência gerada pela turbina a gás (kW);

\dot{m}_g : vazão de gás que passa pela turbina a gás (kg/s);

$c_{p,g}$: calor específico à pressão constante do gás que passa pela turbina a gás (kJ/kg.K)

T_e : temperatura do gás na entrada da turbina a gás (°C);

T_s : temperatura do gás na saída da turbina a gás (°C);

A potência elétrica produzida é calculada considerando a eficiência do gerador elétrico acoplado ao eixo da turbina. Chega-se a ela por meio da equação abaixo:

$$\dot{W}_{tg}^e = \dot{W}_{tg} \eta_e \quad (37)$$

onde:

\dot{W}_{tg}^e : potência elétrica produzida (kW);

η_e : eficiência do gerador elétrico.

A eficiência do gerador elétrico adotada para os cálculos desse trabalho foi de 95%.

Para determinar a potência do combustível queimado na câmara de combustão requerida para que a turbina opere em sua capacidade máxima é dada por:

$$\dot{E}_{comb} = \frac{W_{tg}^e}{\eta_{tg}} \quad (38)$$

A razão de pressão da turbina a gás é calculada pela equação (39):

$$RP = \frac{P_e}{P_s} \quad (39)$$

onde:

RP : razão de pressão da turbina a gás (-)

P_e : pressão do gás na entrada da turbina a gás (kPa)

P_s : pressão do gás na saída da turbina a gás (kPa)

Para determinar a temperatura de entrada do gás na turbina, utiliza-se a seguinte equação:

$$T_e = T_s / \left\{ 1 - \eta_{tg}^{iso} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_s} \right)^{\frac{1-\lambda_g}{\lambda_g}} \right] \right\} \quad (40)$$

onde:

T_e : temperatura de entrada do gás no compressor (K)

T_s : temperatura de saída do gás no compressor (K)

P_e : pressão de entrada do gás no compressor (kPa)

P_s : pressão de saída do gás no compressor (kPa)

η_{tg}^{iso} : eficiência isoentrópica do compressor (-)

λ_g : relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante do gás (kJ/kg.K)

A relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante pode ser obtido pela equação a seguir:

$$\lambda_g = \frac{C_{p_g}}{C_{v_g}} = \frac{1}{1 - \frac{R_g}{C_{p_g}}} \quad (41)$$

onde:

C_{p_g} : calor específico a pressão constante do gás (kJ/kg.K)

C_{v_g} : calor específico a volume constante do gás (kJ/kg.K)

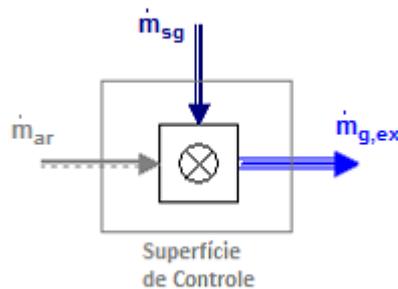
R_g : constante do gás (kJ/kg.K)

Neste trabalho a eficiência isoentrópica da turbina da turbina (η_{tg}^{iso}) foi adotada como 89% e para a constante do gás de síntese (R_g) adotou-se o valor de 0,29 kJ/kg.K (MACHIN, 2015).

4.2.9 Câmara de combustão

É em seu interior que ocorrem as reações de combustão da mistura ar-combustível. Considera-se a câmara de combustão um equipamento adiabático e a análise termodinâmica pode ser feita baseando-se no volume de controle da Figura 29:

Figura 29 - Volume de controle na câmara de combustão.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Pela equação da conservação da massa, tem-se que:

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gs} = \dot{m}_{g,ex} \quad (42)$$

Considerando queima suplementar de gás natural, o balanço de massa se torna:

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gs} + \dot{m}_{gn} = \dot{m}_{g,ex} \quad (43)$$

onde:

\dot{m}_{ar} : vazão de ar que entra na câmara de combustão (kg/s);

\dot{m}_{sg} : vazão de gás de síntese que entra na câmara de combustão (kg/s);

\dot{m}_{gn} : vazão de gás natural que entra na câmara de combustão (kg/s);

$\dot{m}_{g,ex}$: vazão dos gases de exaustão que deixam a câmara de combustão (kg/s).

O rendimento da câmara de combustão pode ser calculado de acordo com a equação abaixo:

$$\eta_{c.c.} = \frac{\dot{m}_{g,ex} c_{p_{g,ex}} T_{g,ex}}{\dot{m}_{sg} PCI_{sg} + \dot{m}_{gn} PCI_{gn} + \dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} T_{ar}} \quad (44)$$

Deve-se ainda considerar a perda de carga que há na câmara de combustão por meio da equação (45):

$$P_s = P_e (1 - \Delta P_{c.c.}) \quad (45)$$

onde:

P_e : pressão do combustível e do ar na entrada da câmara de combustão (kPa);

P_s : pressão dos gases na saída da câmara de combustão (kPa);

$\Delta P_{c.c.}$: perda de pressão na câmara de combustão (-).

A perda de carga na câmara de combustão neste trabalho foi considerada 5% (ANTUNES, 1999).

Para obter a vazão de gás necessária para que o combustível possa fornecer a potência requerida pela turbina a gás, utiliza-se as equações mostradas a seguir. Se for queimado somente gás de síntese na câmara de combustão, aplicasse a equação (46):

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{gs} PCI_{gs} \quad (46)$$

Entretanto, se considerar queima suplementar de gás natural na câmara de combustão, a equação fica como se segue:

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{gs}PCI_{gs} + \dot{m}_{gn}PCI_{gn} \quad (47)$$

onde:

\dot{E}_{comb} : potência fornecida pelo combustível (kW);

\dot{m}_{gs} : vazão do gás de síntese a ser queimado na câmara de combustão (kg/s);

PCI_{gs} : poder calorífico inferior do gás de síntese (kJ/kg);

\dot{m}_{gn} : vazão do gás natural a ser queimado na câmara de combustão (kg/s);

PCI_{gn} : poder calorífico inferior do gás natural (kJ/kg).

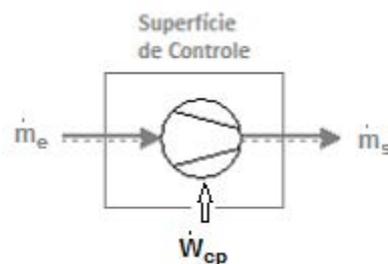
Neste trabalho foi considerado que o poder calorífico inferior do gás de síntese é de 4.755,48 kJ/kg e do gás natural igual a 47.996,0 kJ/kg (PAULINO, 2014).

4.2.10 Compressor

O compressor é um equipamento que tem a finalidade de elevar a pressão de fluidos gasosos ao adicionar potência proveniente de alguma fonte externa. No caso de conjuntos a gás a potência utilizada pelo compressor provém da turbina a gás.

A análise termodinâmica no equipamento baseia-se no volume de controle mostrado na Figura 30.

Figura 30 - Volume de controle no compressor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Da Primeira Lei, tem-se:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_g c_{p,g} (T_s - T_e) \quad (48)$$

onde:

\dot{W}_{cp} : potência requerida pelo compressor (kW);

\dot{m}_g : vazão do gás que passa pelo compressor (kg/s);

$c_{p,g}$: calor específico à pressão constante do gás que passa pelo compressor (kJ/kg.K)

T_e : temperatura do gás na entrada do compressor (°C);

T_s : temperatura do gás na saída do compressor (°C);

Para determinar a temperatura de saída do gás no compressor, utiliza-se a seguinte equação:

$$T_s = T_e \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cp}^{iso}} \left[\left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{\lambda_g - 1}{\lambda_g}} - 1 \right] \right\} \quad (49)$$

onde:

T_e : temperatura de entrada do gás no compressor (K)

T_s : temperatura de saída do gás no compressor (K)

P_e : pressão de entrada do gás no compressor (kPa)

P_s : pressão de saída do gás no compressor (kPa)

η_{cp}^{iso} : eficiência isoentrópica do compressor

λ_g : relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante do gás (kJ/kg.K)

A relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante pode ser obtido pela equação a seguir:

$$\lambda_g = \frac{c_{pg}}{c_{vg}} = \frac{1}{1 - \frac{R_g}{c_{pg}}} \quad (50)$$

onde:

C_{pg} : calor específico a pressão constante do gás (kJ/kg.K)

C_{vg} : calor específico a volume constante do gás (kJ/kg.K)

R_g : constante do gás (kJ/kg.K)

Neste trabalho a eficiência isoentrópica dos compressores (η_{tg}^{iso}) foi adotada como 80% (MACHIN, 2015).

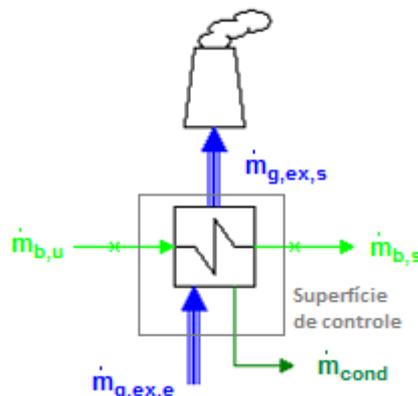
Nos compressores que operam com o ar como fluido de trabalho, a temperatura e a pressão de entrada considerada foi a ambiente, de 25°C e 101,3 kPa, respectivamente. Os valores utilizados do calor específico do ar (C_{par}) foi de 1,004 kJ/kgK e a constante do ar (R_g) igual à 0,287 kJ/kgK.

4.2.11 Secador

No secador, é adicionado o bagaço úmido (*in natura*) nas condições de temperatura e pressão ambiente e com teor de 50% de umidade. É recomendado que para a gaseificação o teor de umidade do bagaço fique em torno de 20% (DINIZ FILHO, 2014). Para a secagem do bagaço é utilizada a energia proveniente dos gases de exaustão da caldeira de recuperação.

A Figura 31 mostra o volume de controle aplicado no equipamento.

Figura 31 - Volume de controle no secador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para se determinar a vazão de bagaço seco, utiliza-se da equação da conservação da massa. Portanto:

$$\dot{m}_{b,u} = \dot{m}_{b,s} + \dot{m}_{cond} \quad (51)$$

onde:

$\dot{m}_{b,u}$: vazão de bagaço úmido que entra no secador (kg/s);

$\dot{m}_{b,s}$: vazão de bagaço seco que sai do condensador (kg/s);

\dot{m}_{cond} : vazão de condensado (kg/s).

Como o teor de umidade do bagaço que entra é de 50% e do bagaço seco é de 20%, temos que:

$$\dot{m}_{cond} = 0,3 \cdot \dot{m}_{b,u} \quad (52)$$

$$\dot{m}_{b,s} = 0,7 \cdot \dot{m}_{b,u} \quad (53)$$

Para o cálculo da temperatura dos gases de exaustão na chaminé, utiliza-se o método do *pinch point*, de acordo com a Figura 27. Assim como para a caldeira de recuperação foi adotado um *pinch point* (ΔT_{pp}) de 20°C.

$$T_{g,ex,s} = T_{g,ex,e} - \left[\left(\frac{T_{g,ex,e} - T_{orv}}{H_g - H_l} \right) * H_g \right] \quad (54)$$

onde:

$T_{g,ex,s}$: temperatura dos gases de exaustão que saem do secador (°C);

$T_{g,ex,e}$: temperatura dos gases de exaustão que entram no secador (°C);

T_{orv} : temperatura do ponto de orvalho (°C);

H_g : fluxo de calor recebido (kW);

H_l : fluxo de calor cedido (kW).

A temperatura no ponto de orvalho é obtida da seguinte forma:

$$T_{orv} = T_{sat} + \Delta T_{pp} \quad (55)$$

onde:

T_{sat} : temperatura de saturação da água na pressão de saturação (°C);

ΔT_{pp} : mínima diferença de temperatura (°C).

O fluxo de calor recebido (H_g) é calculado por:

$$H_g = \dot{m}_g \cdot c_{p,g}(T_{g,ex,e}) \cdot T_{g,ex,e} \quad (56)$$

onde:

\dot{m}_g : vazão dos gases de exaustão no secador (kg/s);

$c_{p,g}(T_g)$: calor específico dos gases de exaustão na temperatura de entrada (kJ/kg.K);

$T_{g,ex,e}$: temperatura dos gases de exaustão (K).

O fluxo de calor cedido (H_l) é calculado por:

$$H_l = \dot{m}_{cond} h_l \quad (57)$$

onde:

\dot{m}_{cond} : vazão de condensado que é eliminado do secador (kg/s);

h_l : entalpia específica do líquido saturado, na condição de pressão de saturação (pressão de operação do secador) (kJ/kg).

4.2.12 Gaseificador

O modelo de gaseificador escolhido para este trabalho foi o de leito fluidizado circulante e pressurizado, por ser o mais adequado para aplicações de grande porte, além de apresentar altas taxas de conversão de carbono e de alcatrão.

Para gaseificadores de leito fluidizado circulante, a temperatura deve ficar entre 600 e 800°C e a pressão na faixa de 0,5 a 2,5 MPa (PAULINO, 2014). Já o fator de ar para que a gaseificação possa ocorrer fica na faixa de 0,2 e 0,45 (CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E.S.; GÓMEZ, E. O., 2009). Na Tabela 10 constam os valores dos parâmetros adotados neste trabalho para elaborar a análise termodinâmica no gaseificador.

Tabela 10 - Parâmetros adotados no gaseificador.

Parâmetros	Adotado
Temperatura de operação [°C]	700
Pressão de operação [kPa]	700
Fator de ar [-]	0,25
Porcentagem de cinzas [%]	5

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para determinar a vazão de gás de síntese produzida pela gaseificação do bagaço utiliza-se as equações (11), (12), (13) e (14); de acordo com a Figura 15. A composição do bagaço com 20% de umidade está descrita na Tabela 6.

4.2.13 Ciclone

O ciclone tem a função de remover partículas sólidas, como cinzas, fuligem e material do leito, que são arrastadas pelo gás até a saída do gaseificador. (DINIZ FILHO, 2014).

4.2.14 Filtro

O ciclone não consegue remover partículas menores contidas no gás que sai do gaseificador. Para isso é utilizado um filtro de material cerâmico resistente a altas temperaturas, que também atua removendo NOx, SOx e fuligem (DINIZ FILHO, 2014).

4.3 EFICIÊNCIAS ELÉTRICA E GLOBAL DA PLANTA

A avaliação da eficiência elétrica da planta é feita considerando as potências de eixo produzidas para os acionamentos dos geradores elétricos, tanto na turbina a vapor (\dot{W}_{tv}) quanto na turbina a gás (\dot{W}_{tg}) deduzidas das potências consumidas, referente às bombas (\dot{W}_b), aos compressores (\dot{W}_{cp}) e ao consumo interno da usina (\dot{W}_{cons}). Ela representa o quanto da energia contida no combustível (\dot{E}_{comb}) é aproveitada para a geração de energia elétrica.

Portanto, a eficiência elétrica pode ser definida de acordo com a equação (58).

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{tv} + \dot{W}_{tg} - \dot{W}_b - \dot{W}_{cp} - \dot{W}_{cons}}{\dot{E}_{comb}} \quad (58)$$

Para se determinar a eficiência global pela Primeira Lei da Termodinâmica, além da potência elétrica produzida pelos geradores deduzida da potência consumida é considerada a potência térmica utilizada na planta (\dot{Q}_{proc}). Ela representa o aproveitamento líquido da energia fornecida pelo combustível, pois considera o quanto dessa energia é convertida em energia útil, ou seja, em potência eletromecânica e potência térmica.

Então, a eficiência global pela Primeira Lei é definida conforme a equação (59).

$$\eta_g = \frac{W_{tv} + W_{tg} + \dot{Q}_{proc} - W_b - W_{cp} - W_{cons}}{E_{comb_{total}}} \quad (59)$$

CAPÍTULO 5 – ESTUDO DE CASO

Para analisar o aumento da capacidade de geração de energia elétrica com a implantação de sistemas de gaseificação em plantas de cogeração de usinas sucroalcooleiras, utilizou-se a planta de uma usina em operação no estado de São Paulo.

5.1 PLANTA ATUAL DA USINA

5.1.1 Descrição da planta atual

A usina em questão conta atualmente com duas caldeiras, uma com capacidade de 150 t/h de vapor e outra com capacidade de 120 t/h de vapor. Possui também três turbinas, duas delas são de extração-condensação e estão acopladas, uma a um gerador de 32 MW e a outra a um gerador de 25 MW. A terceira turbina é de contrapressão pura e conta com um gerador acoplado de 10 MW. Entretanto, a turbina de contrapressão é utilizada somente para *backup* do sistema e nesse estudo foi desconsiderada sua operação (CREMONEZ, 2013).

O período de safra da usina é de 260 dias e a capacidade de moagem no limite de projeto da moenda é de 340 tc/h. Considerando uma safra de 1.800.000 toneladas de cana a moenda trabalha com uma moagem de 339,37 tc/h. A usina conta com uma quantidade de energia vendida em leilão que requer uma geração mínima de 39 MW no período de safra para cumprir com os contratos.

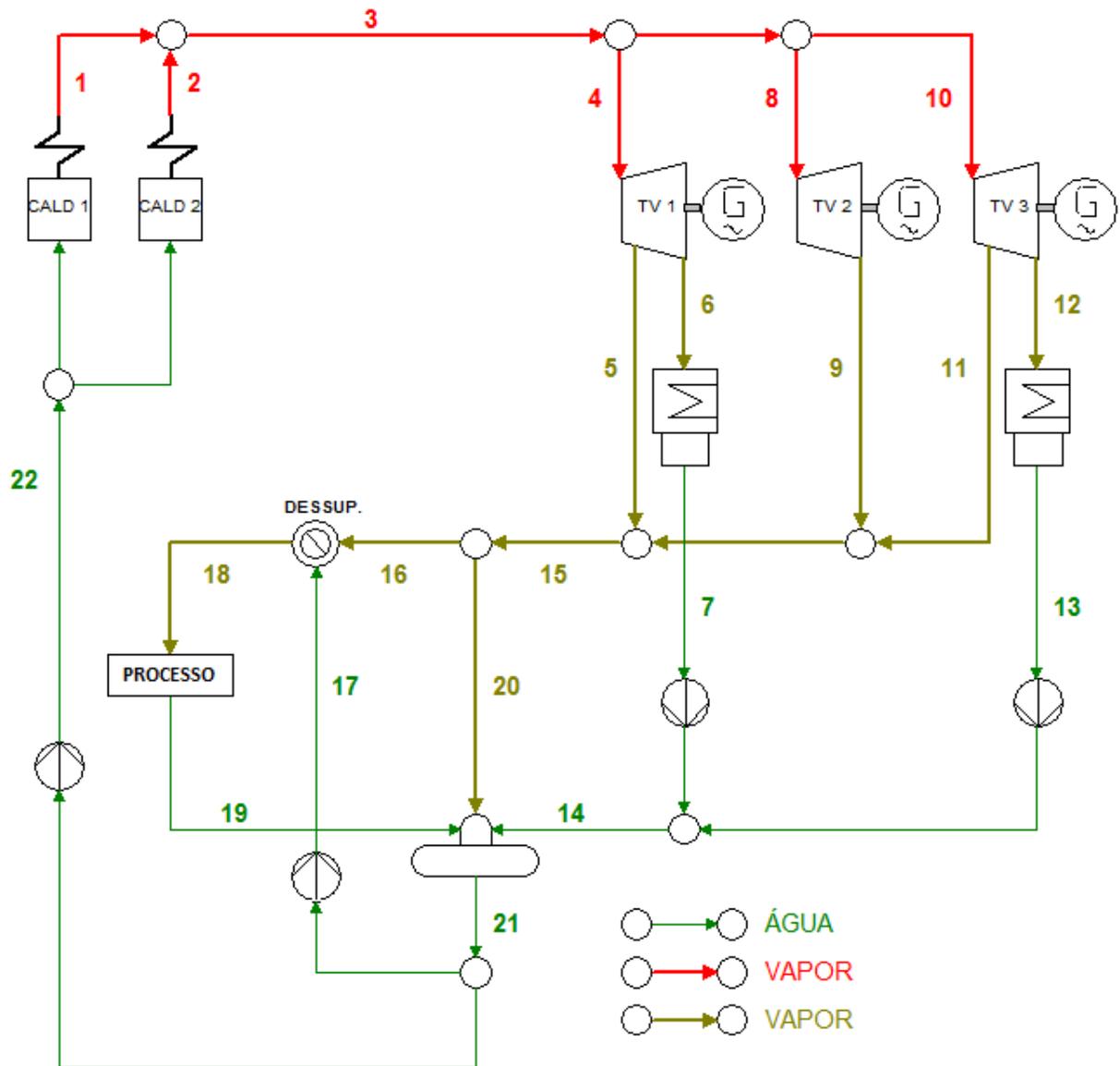
A planta consome 33 kWh de energia por tonelada de cana moída. A usina conta com acionamentos eletrificados para a moagem, permitindo que todo o vapor seja expandido na turbina até a pressão requerida pelo processo. Existe uma parcela de vapor que é utilizada para os sistemas de vácuo e selagem das turbinas, mas por ser pequena foi desconsiderada nos equacionamentos.

O vapor de escape da turbina tem uma temperatura em torno de 175°C. Para reduzir essa temperatura para valores próximos à saturação faz-se uso de um dessuperaquecedor, injetando água líquida a 100°C no vapor.

As porcentagens de produção de álcool e açúcar considerando as massas finais de cada produto determinam o mix de produção da usina. Quanto maior a produção de açúcar em relação ao etanol maior é o consumo energético da planta.

A Figura 32 mostra a planta de cogeração da usina.

Figura 32 - Planta atual da usina.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Neste estudo foi considerado que a usina trabalha durante a safra com uma moagem total de 1.800.000 tc, ou seja, com a moenda trabalhando em sua capacidade máxima. A geração de potência foi considerada 39 MW, valor mínimo para cumprir os contratos de venda de energia. O mix de produção adotado foi de 80%, ou seja, do total que a usina produz 80% é açúcar e 20% é álcool. Este mix permite que a usina tenha uma maior flexibilidade em relação à quantidade de açúcar a ser produzido. Estes valores estão resumidos na Tabela 11.

Tabela 11 - Parâmetros da usina assumidos neste estudo.

Parâmetros	Dados
Moagem de cana [TC/safra]	1.800.000
Geração de potência [MW]	39
Mix de produção [%]	80

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nessa configuração, uma das turbinas de extração-condensação opera com vazão de admissão de 110,7 t/h, extrai 106,2 t/h de vapor para o processo e condensa 4,5 t/h. A outra turbina de extração-condensação opera com vazão de admissão de 99,8 t/h, extrai 85 t/h de vapor para o processo e condensa 14,8 t/h. A turbina de contrapressão permanece fora de operação (CREMONEZ, 2013). O consumo de vapor do processo é de 557,57 kg de vapor por tonelada de cana moída a 140°C e 2,5 bar. As quantidades de bagaço e vapor referentes a essa configuração está esquematizada na Tabela 12.

Tabela 12 - Dados da planta.

Parâmetros	Dados
Moagem de cana [TC/safra]	1.800.000
Bagaço produzido [t/h]	99,8
Bagaço consumido [t/h]	99,8
Vapor produzido [t/h]	210,5
Vapor consumido [t/h]	189,2
Vapor condensado [t/h]	19,3

Fonte: CREMONEZ, 2013.

A Tabela 13 mostra os parâmetros da planta de cogeração atual da usina referente aos pontos sinalizados na Figura 32.

Tabela 13 - Parâmetros de operação da planta.

Ponto	\dot{m}(t/h)	P (bar)	T(°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	90,50	70,00	530,00	3483,63	6,8916
2	120,00	70,00	530,00	3483,63	6,8916
3	210,50	70,00	530,00	3483,63	6,8916
4	110,70	70,00	530,00	3483,63	6,8916
5	106,20	2,50	175,55	2818,38	698,61
6	4,50	0,08	41,51	2282,14	162,37
7	4,50	0,07	35,00	146,65	50,52
8	0,00	70,00	530,00	3483,63	1483,47
9	0,00	2,50	216,34	2901,54	728,87
10	99,80	70,00	530,00	3483,63	1483,47
11	85,00	2,50	175,55	2818,38	698,61
12	14,80	0,08	41,51	2282,14	162,37
13	14,80	0,07	35,00	146,65	50,52
14	19,30	2,50	35,05	146,99	50,77
15	191,20	2,50	175,55	2818,38	698,61
16	183,34	2,50	175,55	2818,38	698,61
17	6,07	2,75	117,44	492,95	100,27
18	189,40	2,50	140,00	2743,92	675,72
19	189,40	2,50	114,41	480,13	97,26
20	7,86	2,50	175,55	2818,38	698,61
21	216,57	2,40	117,43	492,90	100,23
22	210,50	100,00	119,28	507,67	111,63

Fonte: CREMONEZ, 2013.

A potência térmica consumida no processo é determinada pela equação (60):

$$\dot{Q}_{proc} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) \quad (60)$$

O consumo interno da planta pode ser calculado pela equação (61):

$$\dot{W}_{cons} = W_{cons} \cdot \dot{m}_{moagem} \quad (61)$$

onde:

\dot{W}_{cons} : potência consumida pela planta (kW);

W_{cons} : energia consumida por tonelada de cana (kWh/TC)

\dot{m}_{moagem} : capacidade das moendas (TC/h)

5.1.2 Resultados da análise termodinâmica da planta atual

Por meio da análise da Primeira Lei da Termodinâmica nos equipamentos da configuração mostrada na Figura 32 foram obtidos os resultados da Tabela 14.

Tabela 14 - Resultados da análise termodinâmica da planta convencional.

Parâmetros	Resultados
Potência produzida pelos turbogeradores [kW]	39.684
Potência consumida pelas bombas [kW]	865
Calor transferido nos condensadores [kW]	11.449
Calor transferido no processo [kW]	119.100
Consumo de energia da planta [kW]	11.199
Potência fornecida pelo combustível [kW]	197.410
Eficiência de geração de eletricidade [%]	14%
Eficiência global da planta pela 1ª Lei [%]	74%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com essa configuração, a eficiência elétrica da planta resultou em 14%, enquanto a eficiência global resultou em 74%.

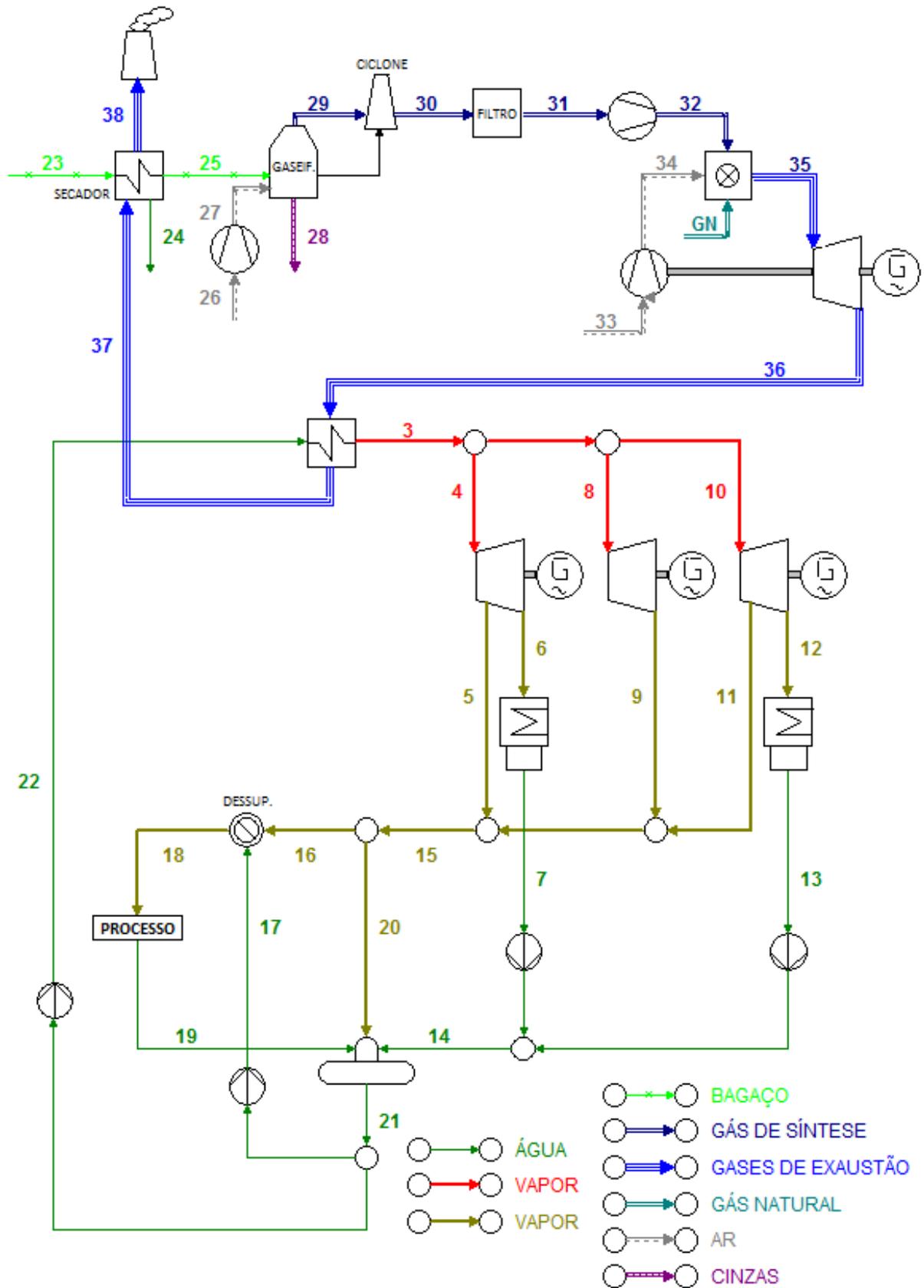
5.2 PLANTA COM GASEIFICAÇÃO E CICLO COMBINADO

5.2.1 Descrição da planta com gaseificação e ciclo combinado

Para a geração de energia a partir do gás produzido no processo de gaseificação do bagaço de cana-de-açúcar utilizou-se neste trabalho a implantação de ciclo combinado com cogeração e gaseificação integrada (BIG/GTCC) na planta da usina especificada anteriormente.

Para isso, além da instalação dos equipamentos do sistema de gaseificação (secador, gaseificador, ciclone, filtros e compressores), foi preciso substituir as caldeiras convencionais da planta existente por uma caldeira de recuperação e houve a necessidade de selecionar uma turbina a gás adequada ao ciclo. A Figura 33 mostra a configuração da planta com as modificações descritas anteriormente.

Figura 33 - Planta da usina considerando a incorporação do processo de gaseificação.



Fonte: Elaborada pelo autor.

5.2.2 Seleção da turbina a gás

A seleção da turbina a gás é feita em função da vazão dos gases de exaustão e de sua temperatura na saída da turbina, utilizando a equação (62) aplicada ao volume de controle na caldeira de recuperação:

$$\eta_{cr} \dot{m}_G c_{p,g} (T_{36} - T_{37}) = \dot{m}_v (h_3 - h_{22}) \quad (62)$$

Considerando que rendimento da caldeira de recuperação (η_{cr}) é de 70% quando não há queima suplementar e de 90% quando há queima suplementar e que a temperatura dos gases de exaustão (T_{36}) pode ficar na faixa entre 500 e 675°C é possível determinar a vazão de gás de exaustão correspondente a essa faixa de temperatura. Como a temperatura do vapor vivo no caso desta planta deve ser maior que 530°C, então T_{36} deve ficar na faixa entre 530°C e 675°C. A temperatura de saída dos gases na caldeira de recuperação (T_{37}) deve ser maior ou igual a 200°C. Inicialmente, foi adotado como sendo 200°C.

A vazão dos gases de exaustão, sem queima suplementar (SQS) e com queima suplementar (CQS), e o valor do calor específico nessa faixa de temperatura é mostrado na Tabela 15. O calor específico do gás em função da temperatura é obtido pela equação (31).

Tabela 15 - Vazão e calor específico dos gases na faixa de temperatura recomendada.

T_{36} (°C)	\dot{m}_g (kg/s) SQS	\dot{m}_g (kg/s) CQS	$c_{p,g}$ (kJ/kgK)
525	661,05	514,15	1,157
550	611,27	475,43	1,162
575	568,16	441,90	1,167
600	530,46	412,58	1,172
625	497,22	386,72	1,176
650	467,69	363,76	1,181
675	441,28	343,22	1,186

Na Tabela 16 são mostrados os parâmetros de algumas turbinas a gás existentes no mercado, selecionadas a partir do Gas Turbine World Handbook (2012), que apresentam a temperatura dos gases de exaustão na faixa recomendada.

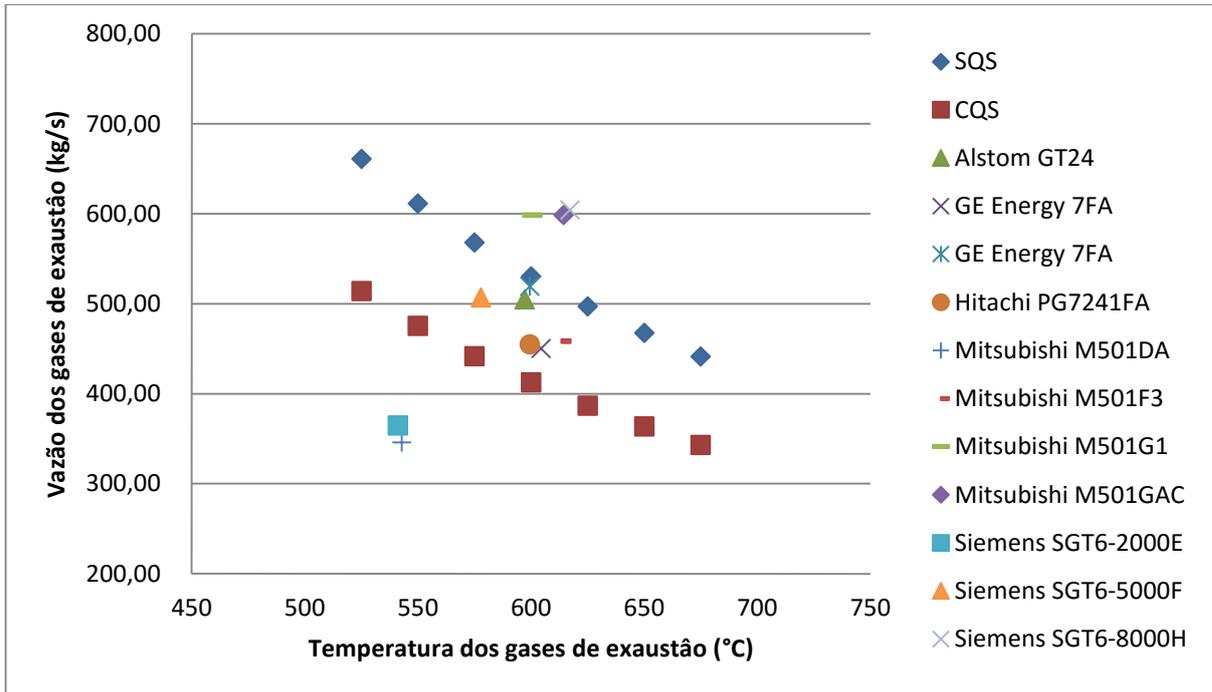
Tabela 16 - Turbinas a gás comerciais e seus parâmetros.

Fabricante	Potência (kW)	Heat hate (kJ/kWh)	η_{tg} (%)	Razão de Pressão	\dot{m}_g (kg/s)	T_{36} (°C)
Alstom GT24	230.700	9000	40,0	35,4	504,85	597,22
GE Energy 7FA	184.906	9445	38,1	16,2	450,42	604,44
GE Energy 7FA	215.769	9316	38,6	17,8	519,36	599,44
Hitachi PG7241FA	171.700	9875	36,5	15,5	454,95	599,44
Mitsubishi M501DA	113.950	10318	34,9	14,0	346,09	542,78
Mitsubishi M501F3	185.400	9738	37,0	16,0	458,58	613,33
Mitsubishi M501G1	267.500	9210	39,1	20,0	598,74	600,56
Mitsubishi M501GAC	272.000	9073	39,7	20,0	598,74	614,44
Siemens SGT6-2000E	112.000	10620	33,9	12,1	364,69	541,11
Siemens SGT6-5000F	208.000	9445	38,1	17,2	507,12	577,78
Siemens SGT6-8000H	274.000	8999	40,0	19,5	604,19	617,22

Fonte: GTW, 2012.

A Figura 34 mostra a curva da vazão de gases de exaustão em função de sua temperatura, de acordo com a Tabela 15. Também foram plotados os pares ordenados (\dot{m}_g , T_{36}) de cada turbina a gás da Tabela 16 para auxiliar na seleção da turbina mais adequada.

Figura 34 - Gráfico para seleção da turbina a gás.



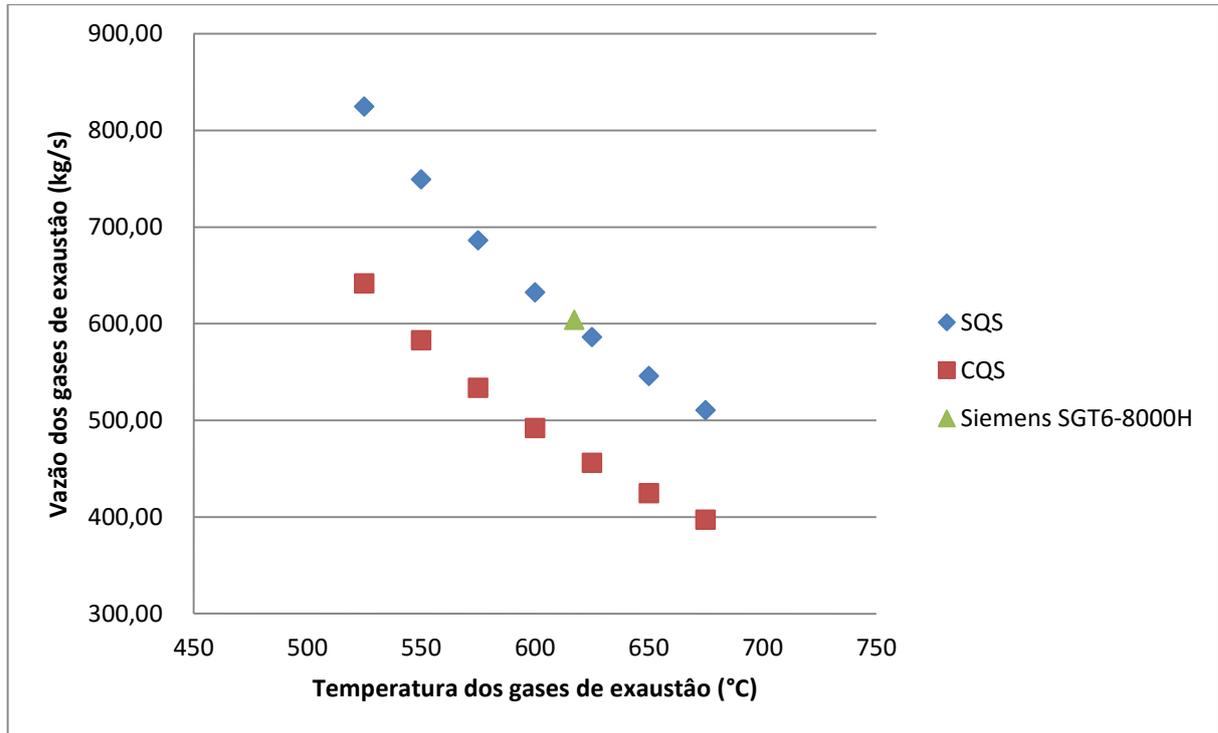
Fonte: Elaborada pelo autor.

As três turbinas que estão acima da curva de paridade térmica na caldeira de recuperação não apresentam déficit térmico. São elas: Mitsubishi M501G1, Mitsubishi M501GAC e Siemens SGT6-8000H. Dentre elas foi selecionada a Siemens SGT6-8000H por ser a de maior rendimento.

Neste momento, é necessário fazer a correção da temperatura de saída dos gases na caldeira de recuperação (T_{37}), pelo método gráfico do *pinch point*. Adotando um *pinch point* (ΔT_{pp}) de 20°C, valor médio da faixa indicada entre 10°C e 30°C, e utilizando-se das equações (32), (33), (34) e (35) a temperatura obtida foi de 264,56°C, valor superior aos 200°C, conforme recomendado.

Com a temperatura de saída dos gases na caldeira corrigida, é necessário recalculer as curvas de paridade térmica na caldeira de recuperação e verificar se a turbina selecionada não apresenta déficit térmico. A Figura 35 mostra a curva da vazão de gases de exaustão em função de sua temperatura após a correção pelo método do *pinch point*.

Figura 35 - Curva de paridade térmica na caldeira de recuperação após correção pelo *pinch point*.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Como pode ser visto no gráfico, a turbina a gás Siemens SGT6-8000H não apresenta déficit térmico mesmo após a correção da temperatura de saída dos gases de exaustão na caldeira de recuperação.

5.2.3 Resultados da análise termodinâmica considerando gaseificação

Pela análise da Primeira Lei da Termodinâmica nos equipamentos adicionados à planta da usina para a gaseificação do bagaço-da-cana de açúcar foram obtidos os parâmetros mostrados na Tabela 17, de acordo com os pontos da Figura 33.

A usina não consegue produzir gás de síntese suficiente para que a turbina a gás opere em sua capacidade máxima. Portanto, será necessária a compra de uma quantidade adicional de bagaço para a produção de maior quantidade de gás de síntese ou a aquisição de gás natural para queima suplementar na câmara de combustão.

A Tabela 17 mostra os parâmetros adicionados à planta considerando a queima suplementar de gás natural ou a gaseificação de mais bagaço. São necessários 9,48 kg/s de gás natural ou um adicional de 64,01 kg/s de bagaço. Se for adicionado bagaço para ser gaseificado, produz-se 95,58 kg/s de gás a mais, totalizando 136,84 kg/s de gás de síntese.

Tabela 17 - Parâmetros dos equipamentos adicionados à planta.

Ponto	Queima suplementar de gás natural			Gaseificação de bagaço adicional		
	\dot{m} (kg/s)	P (kPa)	T(°C)	\dot{m} (kg/s)	P (kPa)	T(°C)
23	27,72	101,3	25	91,43	101,3	25
24	8,32	101,3	25	27,42	101,3	100
25	19,4	101,3	25	64,01	101,3	100
26	23,92	101,3	25	79,67	101,3	25
27	23,92	700	299,79	79,67	700	299,79
28	2,063	101,3	25	6,842	101,3	25
29	41,26	700	700	136,84	700	700
30	41,26	700	700	136,84	700	700
31	41,26	700	700	136,84	700	700
32	41,26	2303,87	1193,14	136,84	2303,87	1193,14
GN	9,48	-	-	0	-	-
33	553,45	101,3	25	553,45	101,3	25
34	553,45	2303,87	562,40	553,45	2303,87	562,40
35	604,19	2188,68	1383,74	604,19	2188,68	1383,74
36	604,19	112,24	617,22	604,19	112,24	617,22
37	604,19	106,63	264,56	604,19	106,63	264,56
38	604,19	101,3	118,58	604,19	101,3	118,58

Fonte: Elaborada pelo autor.

A análise termodinâmica na planta com gaseificação, a partir dos parâmetros calculados, resultou nas informações contidas na Tabela 18.

Tabela 18 - Resultados da análise termodinâmica da planta com gaseificação.

Parâmetros	Resultados
Potência produzida pelas turbinas a vapor [kW]	39.684
Potência produzida pela turbina a gás [kW]	260.300
Potência consumida pelas bombas [kW]	865
Potência consumida pelos compressores [kW]	29.319
Calor transferido nos condensadores [kW]	11.449
Calor transferido no processo [kW]	119.100
Consumo de energia da planta [kW]	11.199
Potência fornecida pelo combustível [kW]	650.750
Eficiência de geração de eletricidade [%]	40%
Eficiência global da planta pela 1ª Lei [%]	58%

Fonte: Elaborada pelo autor.

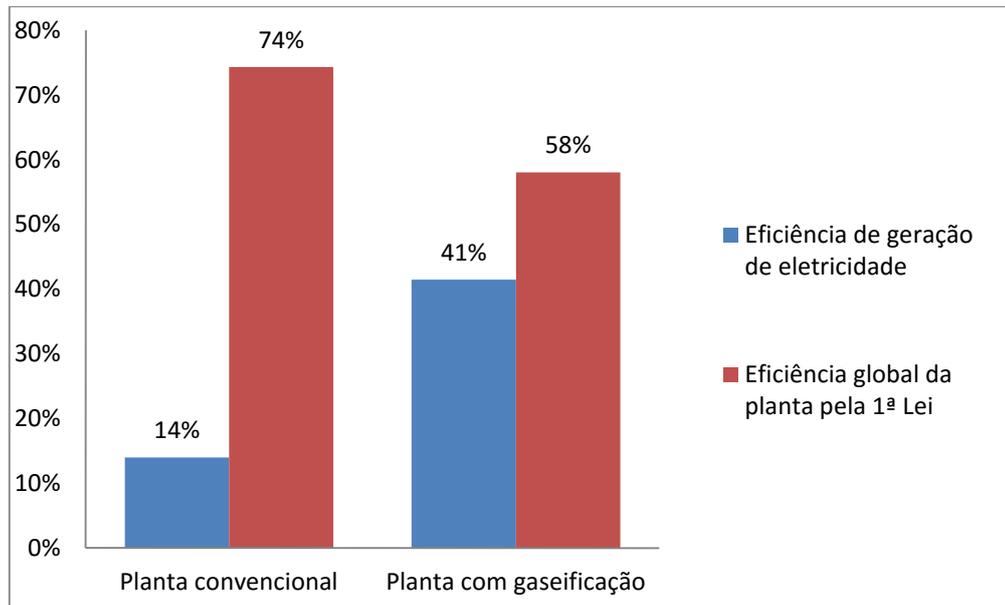
Nesta configuração, a eficiência elétrica da planta resultou em 41%, enquanto a eficiência global, em 58%.

5.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Comparando as duas configurações estudadas, observa-se que a planta com gaseificação proporciona uma maior eficiência na geração de energia elétrica comparada com a configuração atual da usina. Entretanto, sua eficiência global foi menor.

A redução da eficiência global é justificada pela maior quantidade de combustível utilizado na gaseificação, aumentando a energia total fornecida por ele ($E_{comb_{total}}$). Entretanto, pelo fato da energia elétrica ser de grande valor agregado, pode-se considerar vantajoso esse resultado apesar da redução da eficiência global da planta. O gráfico da Figura 36 ilustra a variação dessas eficiências.

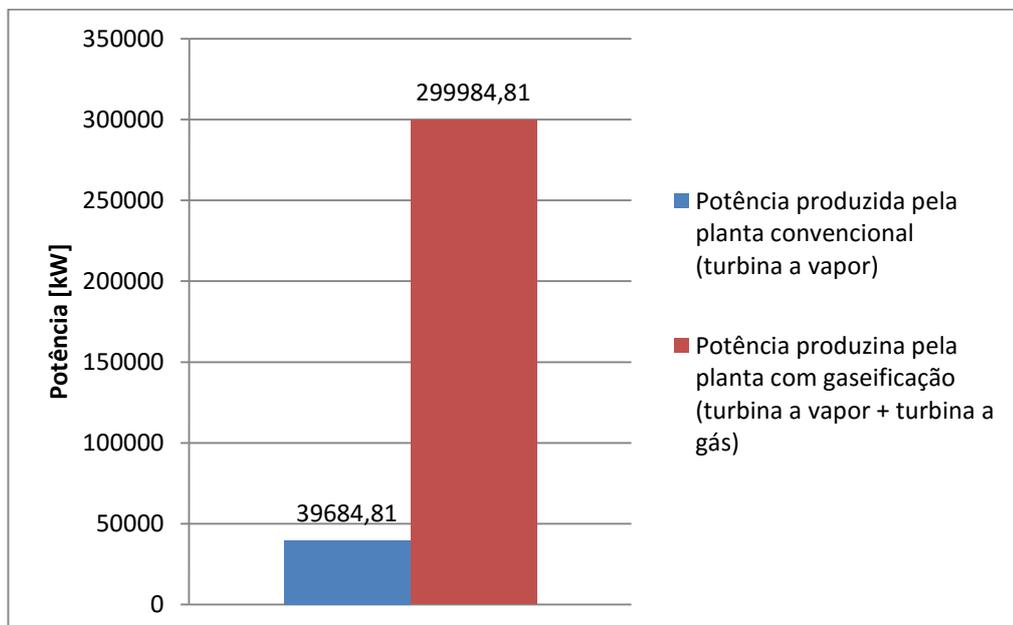
Figura 36 - Gráfico comparativo entre as eficiências da planta convencional e da planta com gaseificação.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 37 compara a potência elétrica produzida pela planta convencional e pela planta com gaseificação.

Figura 37 - Gráfico comparativo entre as potências geradas por ambas as configurações.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A planta atual gerou por meio da turbina a vapor 39,7 MW enquanto a planta com gaseificação gerou 300 MW, somando a potência gerada pela turbina a vapor e pela turbina a

gás, o que representa um acréscimo de 656% na capacidade de fornecer energia elétrica. Entretanto, esse aumento na produção de energia elétrica só foi possível perante o uso de uma quantidade consideravelmente maior de combustível.

Para fins comparativos, a planta convencional utilizou 27,72 kg/s de bagaço enquanto a configuração com gaseificação utilizou 91,43 kg/s. O acréscimo de 63,71 kg/s bagaço representa um aumento de 230%. Se fosse utilizado gás natural como queima suplementar na câmara de combustão, seria preciso 9,41 kg/s deste combustível para substituir os 95,58 kg/s de gás de síntese produzido pela gaseificação adicional de bagaço. Essa menor quantidade necessária de gás natural é justificada pelo fato desse gás apresentar um poder calorífico superior ao do gás de síntese.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO

Neste trabalho, que teve como objetivo estimar o potencial de geração de energia elétrica existente no setor sucroalcooleiro do estado de São Paulo, foram realizados estudos envolvendo diferentes cenários para a produção de eletricidade considerando o uso de cogeração e da tecnologia BIG/GTCC.

No estudo envolvendo somente cogeração, fez-se uso de três cenários com diferentes eficiências de processo. Verificou-se que a produção atual de energia pelo setor já ultrapassou o cenário mais modesto, mas que ainda existe um potencial não aproveitado que poderia ser atingido se as usinas investissem em equipamentos e processos mais eficientes. Considerando que a eficiência da cogeração possa ser de 120 kWh/tc no melhor cenário, a produção de energia atual é 60% menor.

Na estimativa do potencial fazendo-se uso da tecnologia BIG/GTCC, os resultados mostraram uma capacidade de produzir energia elétrica muito superior à geração atual. Vários cenários foram analisados, variando-se o valor do PCI do gás de síntese e a eficiência das turbinas a gás. Com o uso de turbinas com uma eficiência intermediária das existentes no mercado e utilizando-se um gás de síntese de PCI médio o acréscimo na oferta de energia elétrica foi de 464%.

Propôs-se também realizar um estudo de caso considerando a implantação de um sistema de gaseificação integrada com turbina a gás na planta de uma usina do estado de São Paulo. Da mesma forma que foi estimado um considerável acréscimo na oferta de energia quando realizado o estudo do potencial existente no estado utilizando gaseificação, a análise termodinâmica na planta da usina com gaseificação resultou em uma produção de energia elétrica 7,5 vezes superior à análise elaborada somente com cogeração, gerando um acréscimo de 654% de energia. Em contraste com a maior eficiência elétrica atingida pela planta com gaseificação a sua eficiência global foi menor do que a obtida considerando somente cogeração.

Apesar da visível vantagem que a gaseificação do bagaço traz para o aumento na oferta de energia elétrica nas usinas sucroalcooleiras ela necessita de uma quantidade maior de bagaço a ser gaseificado para atender as necessidades de processo da usina ou de uso de gás natural como queima suplementar na câmara de combustão.

No estudo de caso, necessitou-se de 230% a mais de bagaço a ser gaseificado para manter a mesma quantidade de vapor vivo produzido na caldeira de recuperação e a turbina a gás operando em sua capacidade máxima. Para isso, faz-se necessário que a usina compre toda essa

quantidade de bagaço adicional (63,71 kg/s) ou que compre gás natural (9,41 kg/s) de modo a utilizá-lo por meio de queima suplementar na câmara de combustão da turbina a gás.

Ambas as alternativas podem gerar inconvenientes. A quantidade de bagaço adicional é muito grande e os custos com sua aquisição e transporte podem não ser viáveis. Em relação ao gás natural, a dificuldade de fornecimento para grande parte das usinas existentes é o maior entrave.

Para trabalhos futuros, são sugeridos os seguintes temas:

- Avaliar o potencial de geração de energia elétrica pelo setor sucroalcooleiro utilizando outros resíduos da indústria, como a palha.
- Fazer um estudo de caso da usina por meio da análise exérgica em seus equipamentos.
- Elaborar um estudo termoeconômico da ampliação da usina para verificar se a implantação da tecnologia BIG/GTCC é financeiramente viável.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRADE, R. V. **Gaseificação de biomassa: uma análise teórica e experimental**, Itajubá, 205 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 28 de outubro de 2015

ANTUNES, J. S. **Código computacional para análise de sistemas de cogeração com turbina a gás**. 196 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1999.

BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: Editora UFSC, 2002.

BARJA, G. J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico**. 157 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2006.

BELGIORNO, V.; DE FEO, G.; DELLA ROCCA, C.; NAPOLI, R. M. A. Energy from gasification of solid wastes. **Waste Management** 23, p. 1 – 15, 2003.

BORGNACKE C., SONNATAG R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo, Blucher, 2013.

BURAGOHAIN, B.; MAHANTA, P.; MOHOLKAR, V. S. Biomass gasification for decentralized power generation: The Indian perspective. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 14, p. 73–92, 2010.

BRIDGWATER, A. V. The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation. **Fuel**, v. 74, p. 631 – 653, Maio de 1995.

CENBIO (Centro Nacional de Referência em biomassa). **Atlas da bioenergia do Brasil**. Brasília: CENBIO, 2008.

CONAB (Companhia Nacional de Abastecimento). **Perfil do setor do açúcar e do álcool no Brasil: safra 2011/2012**. Brasília: CONAB, 2013.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S; GÓMEZ, E. O. **Biomassa para energia**. Campinas: Editora Unicamp, 2008.

CREMONEZ, L. F. **Análise termodinâmica, termoeconômica e econômica de uma usina sucroalcooleira para diferentes mix de produção**. 169 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

DINIZ FILHO, P.T. **Aumento da oferta de eletricidade no setor sucroalcooleiro: incorporação de ciclo combinado associado à gaseificador de leito fluidizado**. 2014. 176 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética) **Balanco energético nacional 2015**. Brasília: EPE, 2014.

GTW (Gas Turbine World). **2012 GTW Handbook**. Project planning, pricing, engineering, construction and operation. v. 29, Pequot, 2012.

GRAEBIN, G. O. **Secagem do Bagaço de Cana-de-Açúcar e Estudo da sua Aplicação na Remoção de Metal Pesado**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Centro de Engenharias e Ciências Exatas, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Toledo, 2014.

GUALDRÓN, M. A. M. **Projeto e Avaliação Computacional do Desempenho de um Gaseificador de Leito Fluidizado Circulante para Obtenção de Gás de Síntese a partir de Bagaço de Cana de Açúcar**, Itajubá, 144 p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2009.

HENRIQUES, R. M. **Potencial para geração de energia elétrica no Brasil com resíduos de biomassa através da gaseificação.** 207 f. Tese (Doutorado em Planejamento Energético) – COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. N. **Geração termelétrica.** Planejamento, projeto e operação. Vol. 1, Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

LORA, E. E. S., NOGUEIRA, L. A. H. **Dendroenergia:** Fundamentos e aplicações. 2.ed. - Rio de Janeiro: Interciência, 2003.

MACHIN, E. B. **Análise técnica, econômica e ecológica da incorporação de sistemas de gaseificação de bagaço de cana-de-açúcar no setor sucroalcooleiro: Uso de ciclos combinados para o aumento da oferta de eletricidade.** 172 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

MIRANDA, V.; GOMES, R. A. Potencial de acréscimo de energia elétrica a partir da cogeração no setor sucroalcooleiro no estado de Goiás. **Conjuntura Econômica Goiana**, v.10, p.28-37, 2009.

MME (Ministério de Minas e Energia). **Plano Nacional de Energia 2030:** Geração Termoelétrica – Biomassa. Brasília: MME, 2008

MME (Ministério de Minas e Energia). **Resenha energética brasileira.** Exercício de 2014. Brasília: MME, Junho de 2015.

OLIVARES, E. **Projeto, Construção e Avaliação Preliminar de um Reator de Leito Fluidizado para Gaseificação de Bagaço de Cana-de-açúcar.** 196 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola), Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1996.

PAULINO, R. F. S. **Incorporação de novas tecnologias no setor sucroalcooleiro: Produção de hidrogênio e aumento da oferta de eletricidade.** 2014. 92 f. Trabalho de Graduação

(Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

PELLEGRINI, L. F. **Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade.** 350f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009

REED, T. B.; GAUR, S. **A Survey of Biomass Gasification 2000.** The National Renewable Laboratory and The Biomass Energy Foundation, 2001.

SALES, C. A. V. B. **Avaliação Técnico-Econômica de Rotas Tecnológicas Convencionais e Avançadas para Produção de Eletricidade Através da Gaseificação de Biomassa,** 172f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2006.

SESP, (Secretaria de Energia de São Paulo). **Resumo Executivo: Renováveis.** São Paulo: SESP, 2015

SESP, (Secretaria de Energia de São Paulo). **Balanço Energético do Estado de São Paulo.** São Paulo: SESP, 2015

SILVEIRA, J. L. **Cogeração disseminada para pequenos usuários: estudo de casos para o setor terciário,** 193 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

VILLELA, I. S. C. **Desenvolvimento de um Modelo Termoeconômico que considera os impactos ambientais.** 140f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.