

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONHECIMENTO: CIÊNCIAS TÉRMICAS

Dissertação de Mestrado

**AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA, TERMOECONÔMICA E
ECONÔMICA DA INTEGRAÇÃO DE SISTEMAS DE GASEIFICAÇÃO
DA BIOMASSA EM UMA USINA SUCROALCOOLEIRA**

Rodnei Passolongo

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos

Ilha Solteira (SP), 24 de fevereiro de 2011.

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**“Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e
Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da
Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira”**

Rodnei Passolongo

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia da UNESP – Campus de Ilha
Solteira, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.
Área de Conhecimento: Ciências Térmicas

Ilha Solteira – SP

Fevereiro/2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

- P289a Passolongo, Rodney.
Avaliação termodinâmica, termoeconômica e econômica da integração de sistemas de gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira / Rodney Passolongo. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2011
156 f. : il.
- Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas, 2011
- Orientador: Ricardo Alan Verdú Ramos
Inclui bibliografia
1. Indústria sucroalcooleira. 2. Energia elétrica e calor – Cogeração. 3. Bagaço de cana. 4. Palha. 5. Vinhaça. 6. Gaseificação.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Avaliação termodinâmica, termoeconômica e econômica da integração de sistemas de gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira

AUTOR: RODNEI PASSOLONGO

ORIENTADOR: Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. ARNALDO CESAR DA SILVA WALTER
Departamento de Energia - FEM - UNICAMP - Campinas/SP

Data da realização: 24 de fevereiro de 2011.

Dedico este trabalho a meus queridos pais, Arlindo e Clarice.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus.

Aos meus pais, minha família e amigos pelo incentivo e apoio dado ao longo de todo o percurso.

À FAPESP pela concessão de bolsa para a realização deste trabalho (Processo 2008/56944-9).

Ao professor e orientador Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos, por ter encarado este desafio e me ajudado a direcionar e enriquecer o trabalho.

Aos professores Drs. Cassio Roberto Macedo Maia, João Batista Campos Silva e Emanuel Rocha Woiski, que muito contribuíram para a realização deste estudo.

Aos meus amigos integrantes do NUPLN, Ricardo Mesquita, Rogério Kimura, Fernando Henrique Dib, José Nassif Júnior, Ricardo Romão, Thiago Pagoto e Lucas Bonan, pela ajuda e momentos agradáveis.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, pela colaboração e amizade.

À usina Pioneiros Bioenergia S.A., por fornecer dados imprescindíveis para a realização deste trabalho.

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original”.

Albert Einstein

RESUMO

Este trabalho analisa, sob o ponto de vista termodinâmico, termoeconômico e econômico a integração da gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira. Considera-se a gaseificação da palha e da vinhaça, com a queima do bagaço na caldeira para gerar o vapor necessário para a usina. São considerados cinco casos de estudo. Inicialmente é feita uma análise da planta atual de vapor de uma usina do oeste paulista que utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo uma caldeira que produz vapor a altos níveis de pressão e temperatura, o qual é utilizado para geração de eletricidade em uma turbina de extração-condensação de múltiplos estágios e em outra turbina de contrapressão. Além disso, todos os acionamentos das moendas são eletrificados. Na sequência são definidos casos de estudo que combinam a gaseificação da vinhaça e da palha da cana com a planta atual de vapor da usina. Por fim, é definida uma planta de uma usina nova com o dobro da moagem considerada inicialmente, incluindo uma caldeira que gera vapor a altos níveis de pressão e temperatura, e uma turbina de extração-condensação de múltiplos estágios, integrando a gaseificação da palha e da vinhaça. Os resultados mostram que as plantas com gaseificação promovem um aumento substancial na geração de eletricidade da usina e na eficiência da planta. Entretanto, sob o ponto de vista termoeconômico e econômico, as plantas que integram a gaseificação apresentam maior custo de geração da eletricidade e maior tempo de retorno do investimento.

Palavras-chave: Usina sucroalcooleira. Cogeração. Gaseificação. Palha. Vinhaça.

ABSTRACT

In this work, the integration of biomass gasification in a sugarcane plant is analyzed from the thermodynamic, thermoeconomic and economic point of view. The gasification of straw and stillage by-products is taken into account, alongside the burning of bagasse in the boilers to generate steam for the plant. Five case studies are considered. At first, an analysis is carried out of the current steam plant from a sugarcane factory in the western region of Sao Paulo State that deploys modern and efficient equipment, including a boiler that produces steam at high pressure and temperature, which is used to generate electricity in a multistage condensation-extraction steam turbine and in a backpressure turbine. All drives of the mills are electrified. Following that, some more case studies are specified, combining the gasification of stillage and straw with the current steam plant of the sugarcane factory. Finally, a new plant is proposed, with twice the milling currently obtained, including a boiler that generates steam at higher pressure and temperature, and a multistage condensation-extraction turbine, integrating the gasification of straw and stillage. The results show that plants with gasification promote a substantial increase in electricity generation and in the efficiency of the plant. However, from the thermoeconomic and economic point of view, the plants that considers gasification presents a higher cost of the electricity and a longer payback.

Keywords: Sugar cane factory. Cogeneration. Gasification. Straw. Stillage.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1.	Evolução da produção total de cana no Brasil.	26
Figura 1.2.	Evolução da produção total de açúcar no Brasil.	26
Figura 1.3.	Evolução da produção total de álcool no Brasil.	26
Figura 1.4.	Fluxograma de produção do álcool e do açúcar.	29
Figura 1.5.	Ciclos <i>topping</i> (a) e <i>bottoming</i> (b).	31
Figura 1.6.	Constituição das matrizes energética e elétrica brasileira.	33
Figura 1.7.	Prazos para a eliminação da queima da palha no estado de São Paulo.	37
Figura 2.1.	Gaseificador de leito fixo contracorrente.	47
Figura 2.2.	Gaseificador de leito fixo concorrente.	48
Figura 2.3.	Gaseificador de leito fluidizado.	50
Figura 2.4.	Biodigestor rural indiano.	53
Figura 2.5.	Sistema de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão.	54
Figura 2.6.	Sistema de cogeração com turbina a vapor de extração-condensação.	55
Figura 2.7.	Sistema de cogeração com ciclo combinado de gás e vapor.	56
Figura 2.8.	Geração de energia elétrica a partir da biomassa que integra a gaseificação do combustível e turbinas a gás em ciclo combinado.	57
Figura 3.1.	Fluxo de caixa acumulativo típico de um projeto.	80
Figura 4.1.	Planta convencional de vapor de uma usina sucroalcooleira existente (Caso 1).	84
Figura 4.2.	Planta integrada para biodigestão da vinhaça numa usina existente (Caso 2). ...	86
Figura 4.3.	Planta integrada para gaseificação da palha numa usina existente (Caso 3).	89
Figura 4.4.	Planta integrada para gaseificação da palha e da vinhaça numa usina existente (Caso 4).	92
Figura 4.5.	Planta integrada para gaseificação da palha e da vinhaça numa usina idealizada.	95
Figura 5.1.	Esquema das turbinas a gás analisadas.	102
Figura 5.2.	Eficiência global para cada um dos casos considerados.	110
Figura 5.3.	Eficiência de aproveitamento da biomassa para cada um dos casos considerados.	111
Figura 5.4.	Razão Potência-Calor para cada um dos casos considerados.	111
Figura 5.5.	Razão Potência Elétrica-Cana Moída para cada um dos casos considerados. ..	111
Figura 5.6.	Curva de sensibilidade do custo de geração para o Caso 1.	113

Figura 5.7. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 2.	114
Figura 5.8. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 3.	114
Figura 5.9. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 4, para a vinhaça custando R\$ 0,00/m ³	115
Figura 5.10. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 4, para a vinhaça custando R\$ 5,00/m ³	115
Figura 5.11. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 4, para a vinhaça custando R\$ 10,00/m ³	115
Figura 5.12. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 5, para a vinhaça custando R\$ 0,00/m ³	116
Figura 5.13. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 5, para a vinhaça custando R\$ 5,00/m ³	116
Figura 5.14. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 5, para a vinhaça custando R\$ 10,00/m ³	117
Figura 5.15. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 1.....	119
Figura 5.16. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 2.....	120
Figura 5.17. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 3.....	121
Figura 5.18. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 4.....	122
Figura 5.19. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 5.....	123
Figura B.1. Representação esquemática da estrutura do IPSEpro [®]	138
Figura B.2. Interface da biblioteca <i>Advanced Power Plant</i>	140
Figura B.3. Modelos de turbinas existentes na biblioteca <i>Gas Turbine</i>	141
Figura B.4. Interface da biblioteca <i>Gas Turbine</i>	141
Figura B.5. Interface do Módulo PSE.	143
Figura B.6. Interface do Módulo MDK.....	144
Figura B.7. Interface do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.	145
Figura B.8. Interface gráfica do PSEconomy.....	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1.	Reações por estágios de gaseificação.....	45
Tabela 2.2.	Principais componentes do gás de acordo com o tipo de gaseificador.	46
Tabela 4.1.	Dados de safra da usina considerada.....	83
Tabela 4.2.	Parâmetros de operação do Caso 1.....	85
Tabela 4.3.	Parâmetros de operação do Caso 2.....	87
Tabela 4.4.	Parâmetros de operação do Caso 3.....	90
Tabela 4.5.	Parâmetros de operação do Caso 4.....	93
Tabela 4.6.	Dados de safra da usina idealizada.....	94
Tabela 4.7.	Parâmetros de operação do Caso 5.....	96
Tabela 5.1.	Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 1. .	98
Tabela 5.2.	Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 2. .	98
Tabela 5.3.	Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 3. .	99
Tabela 5.4.	Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 4.	100
Tabela 5.5.	Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 5.	101
Tabela 5.6.	Parâmetros de operação da turbina Rolls Royce 501 KB7 utilizando gás natural.....	103
Tabela 5.7.	Parâmetros de operação da turbina Rolls Royce 501 KB7 utilizando biogás da vinhaça.	103
Tabela 5.8.	Desempenho da turbina Rolls Royce 501 KB7 com gás natural e com biogás da vinhaça.	103
Tabela 5.9.	Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG6561 (B) utilizando gás natural.....	104
Tabela 5.10.	Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG6561 (B) utilizando gás da palha.	104
Tabela 5.11.	Desempenho da turbina Hitachi PG6561 (B) com gás natural e com gás da palha.	104
Tabela 5.12.	Parâmetros de operação da turbina Siemens W251B11/12 utilizando gás natural.....	105
Tabela 5.13.	Parâmetros de operação da turbina Siemens W251B11/12 utilizando gás de biomassa.	105

Tabela 5.14. Desempenho da turbina Siemens W251B11/12 com gás natural e com gás de biomassa.	105
Tabela 5.15. Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG7121 (EA) utilizando gás natural.	106
Tabela 5.16. Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG7121 (EA) utilizando gás de biomassa.	106
Tabela 5.17. Desempenho da turbina Hitachi PG7121 (EA) com gás natural e com gás de biomassa.	106
Tabela 5.18. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 1.	107
Tabela 5.19. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 2.	108
Tabela 5.20. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 3.	108
Tabela 5.21. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 4.	109
Tabela 5.22. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 5.	109
Tabela 5.23. Índices de desempenho das plantas analisadas.	110
Tabela 5.24. Resultados termoeconômicos para cada caso estudado.	112
Tabela 5.25. Resultados globais de para os casos estudados.	118
Tabela 5.26. Resultados econômicos para o Caso 1, em função do preço de venda da eletricidade.	119
Tabela 5.27. Resultados econômicos para o Caso 2, em função do preço de venda da eletricidade.	120
Tabela 5.28. Resultados econômicos para o Caso 3, em função do preço de venda da eletricidade.	121
Tabela 5.29. Resultados econômicos para o Caso 4, em função do preço de venda da eletricidade.	122
Tabela 5.30. Resultados econômicos para o Caso 5, em função do preço de venda da eletricidade.	123
Tabela A.1. Exergia química de alguns componentes gasosos no estado puro.	135
Tabela A.2. Características do bagaço e da palha da cana.	137
Tabela B.1. Equipamentos da biblioteca APP.	139

Tabela C.1. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.	147
Tabela C.2. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.	148
Tabela C.2. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2 (continuação).	149
Tabela C.3. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.	150
Tabela C.3. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3 (continuação).	151
Tabela C.4. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.	152
Tabela C.4. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4 (continuação).	153
Tabela C.5. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 5.	154
Tabela C.5. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 5 (continuação).	155

LISTA DE ABREVIATURAS

ANEEL	- Agência Nacional de Energia Elétrica
APP	- <i>Advanced Power Plant</i>
BIG-CC	- <i>Biomass Integrated Gasification, Combined Cycle</i>
BIG-GT	- <i>Biomass Integrated Gasification Gas Turbine</i>
BIG-GTCC	- <i>Biomass Integrated Gasification Gas Turbine, Combined Cycle</i>
BNDES	- Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CCEE	- Câmara Central de Energia Elétrica
CENBIO	- Centro Nacional de Referência em Biomassa
CGEE	- Centro de Gestão e Estudos Estratégicos
CTC	- Centro de Tecnologia Canavieira
DBO	- Demanda Biológica de Oxigênio
DQO	- Demanda Química de Oxigênio
EPE	- Empresa de Pesquisa Energética
FAO	- <i>Food and Agricultural Organization of United Nations</i>
HRSG	- <i>Heat Recovery Steam Generator</i>
MAE	- Mercado Atacadista de Energia
MDK	- <i>Model Development Kit</i>
MDL	- Mecanismo de Desenvolvimento Limpo
MME	- Ministério de Minas e Energia
NULEN	- Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia
ONS	- Operador Nacional do Sistema
PCI	- Poder Calorífico Inferior
PIB	- Produto Interno Bruto
PPT	- Programa Prioritário de Termelétricas
PROALCOOL	- Programa Nacional do Alcool
PROINFA	- Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia
PSE	- <i>Process Simulation Environment</i>
RPC	- Razão Potência-Calor
TC	- Turbina a Vapor de Condensação
TCP	- Turbina a Vapor de Contrapressão
TEC	- Turbina a Vapor de Extração-Condensação

TIR	- Taxa Interna de Retorno
TMA	- Taxa Mínima de Atratividade
TRI	- Tempo de Retorno do Investimento
UNICA	- União da Indústria de Cana-de-Açúcar
VPL	- Valor Presente Líquido

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos

c	- Custo monetário por unidade de exergia (R\$/kJ)
$\dot{C}$	- Custo médio do fluxo por unidade de tempo em um componente (R\$/s)
CTI	- Capital total investido no projeto (R\$)
ELC	- Entrada líquida de capital anual (R\$)
ex	- Exergia específica (kJ/kg)
$\overline{ex}$	- Exergia química molar (kJ/kmol)
$\dot{Ex}$	- Vazão exergética (kJ/kg)
f_a	- Fator de amortização
f_{omf}	- Fator de custo anual fixo associada à operação e manutenção
f_{omv}	- Fator de custo anual variável de operação e manutenção
FC	- Fator de carga
g	- Aceleração da gravidade (m/s ²)
h	- Entalpia específica (kJ/kg)
i	- Taxa anual de juros (%)
j	- Taxa de desconto (%)
$\dot{i}$	- Taxa de geração de irreversibilidade (kW)
L	- Entalpia de vaporização (kJ/kg)
$\dot{m}$	- Fluxo de massa (kg/s)
N	- Período de tempo (anos)
P	- Pressão (bar)
PCI	- Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
$\dot{Q}$	- Taxa de transferência de calor (kW)
$\overline{R}$	- Resultante molar dos gases (kJ/kmol K)
RPC	- Razão Potência-Calor
s	- Entropia específica (kJ/kg K)
$\dot{S}_{ger}$	- Fluxo de geração de entropia (kW/K)
T	- Temperatura (K)
TIR	- Taxa Interna de Retorno (%)

TRI	- Tempo de Retorno do Investimento (anos)
V	- Velocidade do fluxo de massa (m/s)
$\dot{W}$	- Potência (kW)
x	- Fração molar (%)
z	- Cota do fluxo de massa (m)
Z	- Custo de investimento de capital no equipamento (R\$)
Z_i	- Fração em massa do elemento químico i (%)
Z^a	- Custo anual do equipamento com amortização (R\$/ano)
$\dot{Z}$	- Custo médio total do equipamento por unidade de tempo (R\$/s)

Símbolos gregos

β	- Função das frações de massa dos componentes químicos da biomassa (%)
Δh_{iso}	- Diferença entre as entalpias na entrada e na saída do volume de controle para o processo isentrópico (kJ/kg)
η	- Eficiência térmica (%)
η_I	- Eficiência térmica pela primeira lei (%)
η_{II}	- Eficiência térmica pela segunda lei (%)
η_{global}	- Eficiência global da planta (%)
η_f	- Eficiência a frio do gaseificador (%)
η_q	- Eficiência a quente do gaseificador (%)

Subscritos/Sobrescritos

a	- Amortização
$aprov$	- Aproveitamento
bag	- Bagaço
$biom$	- Biomassa
$bomb$	- Bombeamento
$cald_{ref}$	- Caldeira de referência
$comb$	- Combustível
$comp$	- Compressão

<i>cond</i>	- Condensação
<i>e</i>	- Entrada
<i>ele</i>	- Elétrica
<i>export</i>	- Exportação de eletricidade
<i>fis</i>	- Física
<i>ger</i>	- Geração
<i>iso</i>	- Referente ao processo isentrópico
<i>omf</i>	- Referente a custos de operação e manutenção fixos
<i>omv</i>	- Referente a custos de operação e manutenção variáveis
<i>oper</i>	- Operação
<i>Q</i>	- Referente à troca de calor
<i>qui</i>	- Química
<i>s</i>	- Saída
<i>term_ref</i>	- Planta térmica de referência
<i>vap</i>	- Vapor
<i>v.c.</i>	- Volume de controle
<i>W</i>	- Referente à potência eletromecânica
<i>0</i>	- Estado de referência

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	24
1.1	Retrospecto do Setor Sucroalcooleiro no Brasil	24
1.2	O Processo Produtivo da Cana, do Álcool e do Açúcar	27
1.3	Aspectos Gerais da Cogeração de Energia.....	30
1.4	A Cogeração no Setor Elétrico Brasileiro	32
1.5	Desenvolvimento da Cogeração no Setor Sucroalcooleiro.....	34
1.6	Motivação e Relevância do Trabalho.....	35
1.7	Revisão de Literatura	38
1.8	Objetivos do Trabalho.....	44
2	TECNOLOGIAS PARA CONVERSÃO ENERGÉTICA	45
2.1	Gaseificação da Biomassa Sólida.....	45
2.1.1	<i>Gaseificador de Leito Fixo Contracorrente.....</i>	<i>47</i>
2.1.2	<i>Gaseificador de Leito Fixo Concorrente.....</i>	<i>48</i>
2.1.3	<i>Gaseificador de Leito Fluidizado</i>	<i>49</i>
2.2	Gaseificação de Biomassa Líquida	51
2.2.1	<i>Biodigestor de Batelada</i>	<i>52</i>
2.2.2	<i>Biodigestores Tanques Sépticos</i>	<i>52</i>
2.2.3	<i>Biodigestores Rurais</i>	<i>52</i>
2.2.4	<i>Biodigestores Filtros Anaeróbicos</i>	<i>53</i>
2.2.5	<i>Biodigestores de Leito Fluidizado</i>	<i>53</i>
2.3	Caracterização dos Sistemas de Cogeração no Setor Sucroalcooleiro	54
3	FORMULAÇÃO E METODOLOGIA.....	58
3.1	Fundamentos Termodinâmicos	58
3.2	Eficiências Térmicas para os Equipamentos e para a Planta.....	61
3.2.1	<i>Turbinas, Bombas e Compressores.....</i>	<i>61</i>
3.2.2	<i>Caldeira Convencional</i>	<i>62</i>
3.2.3	<i>Caldeira de Recuperação.....</i>	<i>63</i>
3.2.4	<i>Turbina a Gás</i>	<i>64</i>
3.2.5	<i>Gaseificador</i>	<i>65</i>
3.3	Índices de Desempenho Baseados na Primeira Lei da Termodinâmica	65
3.3.1	<i>Eficiência Global da Planta</i>	<i>66</i>

3.3.2	<i>Eficiência de Aproveitamento da Biomassa</i>	67
3.3.3	<i>Razão Potência-Calor (RPC)</i>	67
3.3.4	<i>Relação Bagaço-Vapor</i>	67
3.3.5	<i>Relação Vapor - Cana Moída</i>	68
3.3.6	<i>Relação Potência Elétrica - Cana Moída</i>	68
3.4	Operação de Turbinas a Gás com Gás de Baixo Poder Calorífico	69
3.5	Fundamentos Termoeconômicos	70
3.5.1	<i>Histórico da Termoeconomia</i>	71
3.5.2	<i>Vertentes e Metodologias da Termoeconomia</i>	72
3.5.3	<i>Teoria do Custo Exergético</i>	73
3.6	Fundamentos da Análise Econômica	78
3.6.1	<i>Valor Presente Líquido (VPL)</i>	78
3.6.2	<i>Taxa Interna de Retorno (TIR)</i>	80
3.6.3	<i>Comparação entre as Técnicas VPL e TIR</i>	80
4	DESCRIÇÃO DOS CASOS ESTUDADOS	82
4.1	Caso 1 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente	83
4.2	Caso 2 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente com a Integração da Gaseificação da Vinhaça	85
4.3	Caso 3 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente com a Integração da Gaseificação da Palha	88
4.4	Caso 4 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente com a Integração da Gaseificação da Palha e da Vinhaça	91
4.5	Caso 5 – Planta de Cogeração Modificada de uma Usina Sucroalcooleira Idealizada com Integração da Gaseificação da Palha e da Vinhaça	94
5	RESULTADOS	97
5.1	Considerações e Cálculos Preliminares	97
5.2	Resultados da Simulação da Turbina a Gás Operando com Gás Natural e com Gás de Baixo Poder Calorífico	102
5.3	Resultados Termodinâmicos para os Casos Estudados	107
5.4	Resultados Termoeconômicos para os Casos Estudados	112
5.5	Resultados Econômicos para os Casos Estudados	118
6	CONCLUSÕES	125
	REFERÊNCIAS	127

APÊNDICE A – Cálculo das Exergias.....	134
A.1 Exergia dos Fluidos.....	134
A.2 Exergia do Bagaço de Cana e da Palha	136
APÊNDICE B – Informações sobre o Programa IPSEpro®	138
B.1 Bibliotecas do IPSEpro®	138
B.1.1 Biblioteca APP	138
B.1.2 Biblioteca <i>Gas Turbine</i>	140
B.2 Módulos do IPSEpro®	142
B.2.1 Módulo <i>PSE</i>	142
B.2.2 Módulo <i>MDK</i>	144
B.2.3 Módulo <i>PSExcel</i>	144
B.2.4 <i>PSEconomy</i>.....	145
APÊNDICE C - Balanço de Custos Exergoeconômicos	147

PREÂMBULO

Este trabalho está inserido dentro das linhas de pesquisa do NUPLIN (Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia) do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (UNESP).

O tema abordado é a cogeração de energia no setor sucroalcooleiro com a proposta de integração de sistemas para gaseificação à planta da usina sucroalcooleira do oeste paulista, com o propósito de incremento na geração de potência da planta. Há alguns anos se discute um melhor aproveitamento do potencial econômico da biomassa da cana-de-açúcar, tanto o bagaço de cana-de-açúcar como a biomassa que compõe a planta no campo (folhas, pontas e palhas).

A cogeração nada mais é que a geração simultânea de calor útil (vapor, água quente, água gelada, ar quente e frio) e potência (mecânica ou elétrica) a partir da queima de um único combustível, e sua racionalidade comporta visões distintas de acordo com a aplicação a que se destina.

No Capítulo 1 do presente trabalho é feita uma introdução sobre o setor sucroalcooleiro, apresentando um breve histórico do setor e elucidando o processo produtivo do álcool e do açúcar. São abordados alguns aspectos da cogeração, seu papel no setor elétrico brasileiro, seu desenvolvimento no setor sucroalcooleiro e a motivação para a realização do presente trabalho. Em seguida é feita uma revisão de literatura sobre o tema, sendo dado destaque para alguns trabalhos mais relacionados ao projeto. Ao final do capítulo são apresentados os objetivos do presente trabalho.

No Capítulo 2 são apresentadas as principais tecnologias utilizadas para conversão energética. São apresentados aspectos da gaseificação da biomassa sólida, utilizada no aproveitamento da palha da cana da usina, e aspectos da biodigestão anaeróbia (gaseificação da biomassa líquida), utilizada para o aproveitamento da vinhaça da usina. Na sequência é feita uma caracterização dos sistemas de cogeração no setor sucroalcooleiro, mostrando os principais ciclos termodinâmicos utilizados, e apresentando a tecnologia que integra a gaseificação da biomassa em ciclo combinado à planta da usina (sistema BIG-GTCC).

No Capítulo 3 é apresentada a formulação matemática utilizada no trabalho. São apresentadas definições de eficiências para os equipamentos e para a planta como um todo, além de índices de desempenho baseados na primeira lei da termodinâmica, os quais são extremamente úteis para a avaliação do comportamento da planta. Além disso, é apresentado também um modelo de análise termoeconômica para as plantas, considerando a Teoria do

Custo Exergético. No final do capítulo são apresentados ainda alguns conceitos da análise econômica dos sistemas, considerando as duas principais técnicas de análise do desempenho econômico das plantas: a técnica do Valor Presente Líquido (*VPL*) e a técnica da Taxa Interna de Retorno (*TIR*).

No Capítulo 4 é feita uma descrição dos casos propostos, através de fluxogramas das plantas, considerando um caso base como sendo uma planta convencional de vapor de uma usina existente, e propostas para integração dos sistemas para a gaseificação da palha e da vinhaça à planta convencional. Por fim, é definida uma planta de uma usina idealizada que utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo elevação dos níveis de pressão e temperatura do vapor e considerando a integração da gaseificação da palha e da vinhaça da usina.

No Capítulo 5 são apresentados resultados da comparação do desempenho das turbinas a gás utilizadas nas plantas, comparando sua operação com gás natural e com o gás produzido através dos processos de gaseificação. São também apresentados os resultados da análise termodinâmica, da análise termoeconômica e da análise econômica para cada caso proposto.

No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões finais deste trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

Por fim, é apresentada uma lista de referências bibliográficas e alguns apêndices, os quais apresentam a metodologia para cálculo das exergias dos fluidos e dos combustíveis das plantas, informações sobre o programa utilizado para fazer as simulações (IPSEpro[®]), bem como o balanço dos custos exergoeconômicos para as plantas estudadas.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Retrospecto do Setor Sucroalcooleiro no Brasil

A cultura da cana no Brasil vem desde a época colonial. O Pacto Colonial, que se iniciou com a produção da cana-de-açúcar no Brasil, fez de Portugal o principal produtor mundial de açúcar da cana durante o período, uma vez que o pacto garantia exclusividade na compra e venda de produtos entre a metrópole e a colônia.

Até o início do século XIX, os engenhos de açúcar tradicionais eram baseados em técnicas primitivas, como moendas de madeira movidas a animais ou rodas d'água, tachos de cozimento abertos, aquecidos a fogo direto e purga de méis por gravidade (MACHADO, 2003).

Em 1857, o imperador D. Pedro II elaborou um programa de modernização da produção de açúcar no Brasil baseado em um novo conceito produtivo. Assim, surgiram os Engenhos Centrais, que deveriam somente moer a cana e processar o açúcar, ficando o cultivo de cana exclusivamente por conta dos fornecedores. Nessa época, Cuba liderava a produção mundial de açúcar de cana com 25 % do total. Em 1874, o Brasil contribuía com apenas 5 % de um total de 2.640.000 toneladas de açúcar (MACHADO, 2003).

Naquela época, foram aprovados 87 Engenhos Centrais, mas efetivamente implantados apenas 12 projetos. A grande maioria não teve sucesso em função do desconhecimento operacional dos novos equipamentos, da falta de interesse dos fornecedores, que preferiam produzir aguardente ou mesmo açúcar pelos velhos métodos, além de um custo excessivo representado pela aquisição de lenha para as caldeiras. Esses fatores contribuíram decisivamente para o fracasso do modelo proposto para os Engenhos Centrais.

Desde a II Guerra Mundial os esforços da indústria açucareira brasileira se concentraram na multiplicação da capacidade produtiva, pois, amparada por uma ampla extensão territorial e condições climáticas largamente vantajosas em relação às outras regiões produtoras mundiais, a eficiência produtiva foi deixada em segundo plano (FIOMARI, 2004).

Em novembro de 1975, a criação do Programa Nacional do Alcool (PROÁLCOOL) possibilitou uma grande expansão do setor. O PROÁLCOOL teve como principais objetivos expandir a cultura da cana-de-açúcar, principalmente do Sudeste devido às condições naturais e conjunturais da região; incentivar as grandes usinas de açúcar também a produzirem álcool; além de estimular o consumo de álcool em veículos, puro ou misturado à gasolina.

Todos objetivos almejados pelo PROÁLCOOL foram alcançados. No entanto, a partir de 1986, com o declínio dos preços internacionais do petróleo, ele começou a ser questionado em função de alguns fatores, dentre os quais podem ser destacados: o alto custo do programa; a expansão do plantio da cana-de-açúcar em detrimento, por vezes, dos espaços agrícolas ocupados por outras culturas alimentares; o fato do álcool não substituir totalmente o petróleo, e o fato de gerar excedentes de gasolina de difícil comercialização, uma vez que o mercado internacional oferecia preços mais baixos.

Em 2003, com o advento dos carros *flexfuel* e sua grande aceitação pelos consumidores, retomou-se o consumo de etanol hidratado no mercado interno, abrindo-se novas perspectivas para o mercado interno da cana-de-açúcar no Brasil. Desde então, a agroindústria canavieira tem se expandido a taxas elevadas, consolidando-se economicamente e apresentando indicadores positivos de sustentabilidade ambiental (BIOETANOL, 2008).

No que diz respeito à produção canavieira, segundo dados da divisão de estatísticas da FAO (*Food and Agricultural Organization of United Nations*), em 2008 a quantidade de cana produzida mundialmente foi de 1.743 milhões de toneladas. Naquele ano, de cada três toneladas de cana processada em todos os países produtores, uma tonelada de cana foi colhida no Brasil (37,2 %). A Índia, segundo maior produtor mundial, participou com 20,0 %, seguida da China (7,2 %), Tailândia (4,2 %), Paquistão (3,7 %), México (2,9 %), Colômbia (2,2 %) e Austrália (1,9 %) (Fonte: CTC, 2009).

As Figuras 1.1, 1.2 e 1.3 mostram a evolução da produção de cana-de-açúcar e de álcool no Brasil, respectivamente, desde a safra 1994/95 até a safra 2009/10, a partir de dados do Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (UNICA, 2010).

De acordo com a Figura 1.1, verifica-se que a partir do ano 2000 a produção de cana vem crescendo no Brasil a uma taxa anual de aproximadamente 35 milhões de toneladas de cana. Segundo as estatísticas da União da Indústria de Cana-de-Açúcar (UNICA), na safra 2008/2009 o Brasil processou cerca de 570 milhões de toneladas de cana, produzindo ao redor de 160 milhões de toneladas de bagaço. Toda cana-de-açúcar produzida no Brasil ainda apresenta potencial de mais de 160 milhões de toneladas de palha e, provavelmente, somente 6 % desse material acompanhou os colmos de cana até a indústria sendo que o restante foi queimado ou permaneceu no campo.



Figura 1.1. Evolução da produção total de cana no Brasil.
Fonte: UNICA, 2010.

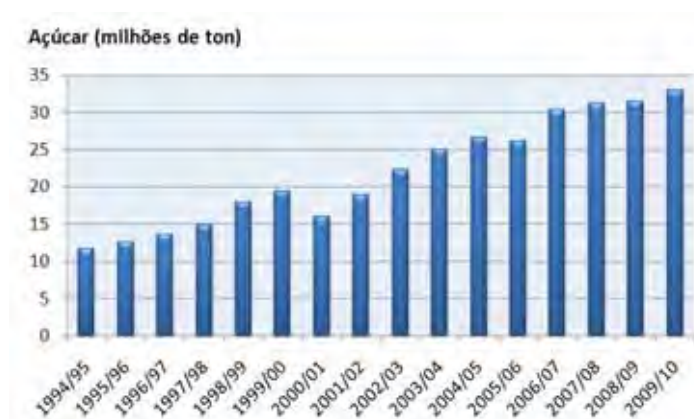


Figura 1.2. Evolução da produção total de açúcar no Brasil.
Fonte: UNICA, 2010.



Figura 1.3. Evolução da produção total de álcool no Brasil.
Fonte: UNICA, 2010.

1.2 O Processo Produtivo da Cana, do Álcool e do Açúcar

A cana-de-açúcar pertence ao gênero *Saccharum*, da família das gramíneas. A sacarose é estocada predominantemente nos colmos da planta da cana-de-açúcar, que é constituída basicamente de um sistema radicular, de colmos e de folhas que se encontram arranjadas ao redor da cana, nos nódulos entre os colmos e na parte superior da planta, onde se localiza a ponta ou palmito (DIAS, 2008).

O processo de colheita da cana pode ser realizado manualmente ou através de colhedoras mecânicas. O sistema tradicional de colheita, ainda utilizado em cerca de 70 % das áreas cultivadas com cana-de-açúcar no Brasil, envolve a queima prévia do canavial e o corte manual da cana inteira. Entretanto, esse procedimento aos poucos vem sendo substituído pela colheita mecanizada da cana crua picada, sem queima, por conta de restrições ambientais à prática da queima (BIOETANOL, 2008).

Após a colheita e o transporte até a usina, a cana segue para o preparo e extração. Na maioria das usinas brasileiras, a extração do caldo é feita através de moendas, ou seja, a extração do caldo se realiza através da aplicação da pressão de rolos, montados em conjuntos de quatro, formando um terno de moenda. Tipicamente, as linhas de moagem das usinas trabalham com conjuntos de quatro ou seis ternos de moagem. Para facilitar e melhorar a extração do caldo, durante a moagem é adicionada uma determinada quantidade de água à cana, em sentido contracorrente ao da moagem, sendo esse processo conhecido como “embebição”.

Em algumas unidades novas implantadas no Brasil, tem sido adotada a extração do caldo por difusão, com expectativas de vantagem sob o ponto de vista energético. Nos difusores, a cana picada e desfibrada passa por sucessivas lavagens com água quente, cedendo por lixiviação seus açúcares, e, ao final, passa por um rolo de secagem, de onde sai o bagaço utilizado nas caldeiras.

Uma vez extraído o caldo, seja por moenda ou difusor, este pode ser então utilizado na fabricação do açúcar e do etanol. Durante a produção de açúcar, o caldo é inicialmente peneirado e tratado quimicamente, para coagulação, floculação e precipitação de impurezas, que são eliminadas por decantação. O lodo do decantador contém açúcares que podem ser recuperados em filtros rotativos a vácuo e este processo resulta na torta de filtro, que pode ser utilizada como adubo (BIOETANOL, 2008).

O caldo tratado é então concentrado em evaporadores de múltiplo efeito e cozedores para cristalização da sacarose. Nesse processo, nem toda a sacarose disponível da cana é

cristalizada e a solução residual rica em açúcar (mel) pode retornar mais de uma vez ao processo com o propósito de recuperar mais açúcar. O mel final, também chamado de “melaço” e que não retorna ao processo de fabricação do açúcar, contém ainda alguma sacarose e um elevado teor de açúcares redutores, e pode ser utilizado como matéria-prima para a produção de etanol mediante fermentação (BIOETANOL, 2008).

Assim, a fabricação do etanol pode ser baseada tanto na fermentação do caldo direto quanto na fermentação do melaço. No caso do etanol de caldo direto, as primeiras etapas de processo de fabricação, da recepção da cana ao tratamento do caldo, são semelhantes às do processo de fabricação do açúcar. Em um tratamento mais completo, o caldo passa por calagem, aquecimento e decantação, assim como no processo de produção do açúcar. Uma vez tratado, o caldo é evaporado para ajustar sua concentração de açúcares e, eventualmente, é misturado ao melaço, dando origem ao mosto, uma solução açucarada e pronta para ser fermentada (BIOETANOL, 2008).

O mosto segue então para dornas, onde são adicionadas leveduras e ocorre a fermentação por um período de 8 a 12 horas, dando origem ao vinho. Após a fermentação, as leveduras são recuperadas e o vinho resultante é enviado para as colunas de destilação.

No processo de destilação, o etanol é recuperado inicialmente na forma hidratada, deixando a vinhaça como resíduo, normalmente numa proporção de 10 a 13 litros por litro de etanol produzido. Nesse processo, outras frações líquidas também são separadas, dando origem aos alcoóis de segunda categoria e ao óleo fusel. O etanol hidratado pode ser estocado como produto final ou ainda ser enviado a uma coluna de desidratação, através da adição de cicloexano. Na coluna de desidratação, o cicloexano é adicionado no topo, e o etanol anidro é retirado no fundo, com 0,4 % de água em peso. A mistura ternária retirada do topo é condensada e decantada, enquanto a parte rica em água é enviada à coluna de recuperação de cicloexano (BIOETANOL, 2008).

Na Figura 1.4 é apresentado o fluxograma desde a colheita da cana até os processos de produção do etanol e do açúcar, bem como de alguns subprodutos do setor.

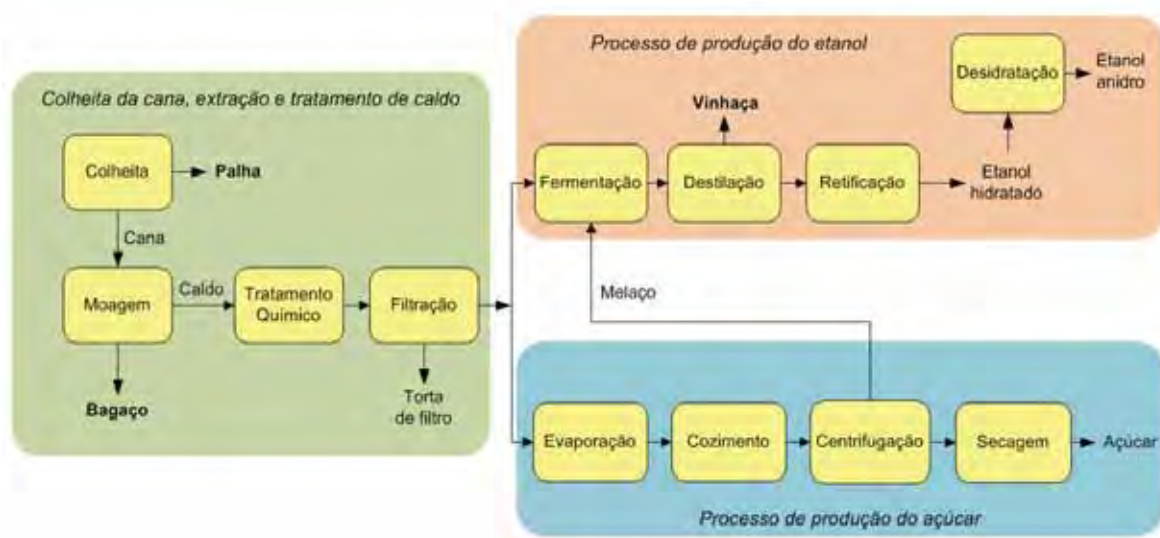


Figura 1.4. Fluxograma de produção do álcool e do açúcar.

Considerando o processo com um todo, desde a colheita até a produção de álcool e açúcar, existem vários resíduos, tais como a palha, que pode ser separada durante a colheita mecanizada; o bagaço, resultante do processo de moagem; a torta de filtro, proveniente da decantação e filtração do caldo; a vinhaça, obtida durante a fabricação do álcool; e, também, as cinzas resultantes do processo de queima na caldeira. Tais resíduos são valorizados e alguns deles podem ser reciclados e utilizados como fertilizantes, devolvendo ao solo parte dos nutrientes absorvidos e reduzindo a quantidade de adubos para tratamento do solo.

A fabricação do álcool e do açúcar apresenta uma grande demanda de energia térmica, uma vez que é necessário evaporar a água adicionada ao caldo durante o processo de embebição. Além disso, os processos de destilação e desidratação, para fabricação do etanol hidratado e anidro, também requerem energia térmica. Essa demanda de energia pode ser suprida por um sistema de produção combinada de calor e potência, denominado “sistema de cogeração”, o qual utiliza o bagaço da usina como combustível. Neste sistema, que será melhor descrito posteriormente, um combustível é utilizado para gerar vapor e acionar turbinas, gerando a eletricidade necessária para a usina, bem como o vapor necessário para o processo industrial (evaporação e destilação).

Em relação ao acionamento mecânico dos equipamentos das usinas (ternos de moagem, motobombas, exaustores e ventiladores), em boa parte delas ainda é feito por turbinas a vapor, que geralmente possuem um único estágio e trabalham com baixas pressões, além de apresentarem um alto consumo específico de vapor e baixa eficiência térmica. Projetos mais novos têm trabalhado com acionamento por motores elétricos ou hidráulicos, e

têm produzido bons resultados, uma vez que estes acionamentos apresentam menor consumo de energia e melhores eficiências em relação às turbinas a vapor.

1.3 Aspectos Gerais da Cogeração de Energia

O termo “cogeração” é empregado para designar os processos de produção combinada de energia térmica e potência, mecânica ou elétrica, com o uso da energia liberada por uma mesma fonte primária de combustível, qualquer que seja o ciclo termodinâmico. Normalmente, são usados os Ciclos Rankine, que são aqueles que empregam turbinas a vapor, os Ciclos Brayton, que utilizam turbinas a gás, ou Ciclos Combinados.

Pelo fato de serem obtidos dois produtos de valores distintos (energia térmica e potência) utilizando uma mesma fonte de energia, os sistemas de cogeração tornam-se atrativos por apresentarem eficiências de primeira lei maiores do que aquelas encontradas quando ambas as formas de energia são produzidas em processos independentes. Estas eficiências podem ser da ordem de 75 a 90 % (WALTER, 1994).

As usinas do setor sucroalcooleiro podem ser consideradas empreendimentos de cogeração, pois, a partir da queima de bagaço, que é considerada uma fonte primária de energia, geram o vapor que será fornecido às turbinas de acionamentos mecânicos, como bombas, moendas, desfibradores, entre outros, e, também, para os geradores de energia elétrica. O vapor que sai das turbinas, chamado de “vapor de escape”, é usado como fonte de energia térmica no processamento do caldo de cana.

O processo sequencial de geração de eletricidade e consumo de energia térmica útil admite duas possibilidades de acordo com a ordem de produção das formas de energia. O ciclo *topping* é o mais frequentemente encontrado na prática, especialmente no setor sucroalcooleiro. Neste ciclo, o vapor é utilizado para produzir primeiramente potência elétrica, sendo que a energia térmica resultante é recuperada e depois utilizada no processo produtivo. Nos chamados ciclos *bottoming*, a energia térmica residual associada aos processos industriais que precisam de alta temperatura é empregada para a produção de energia elétrica, situação esta mais comum em indústrias químicas (SÁNCHEZ PRIETO, 2003). A Figura 1.5 ilustra os ciclos *topping* e *bottoming*.

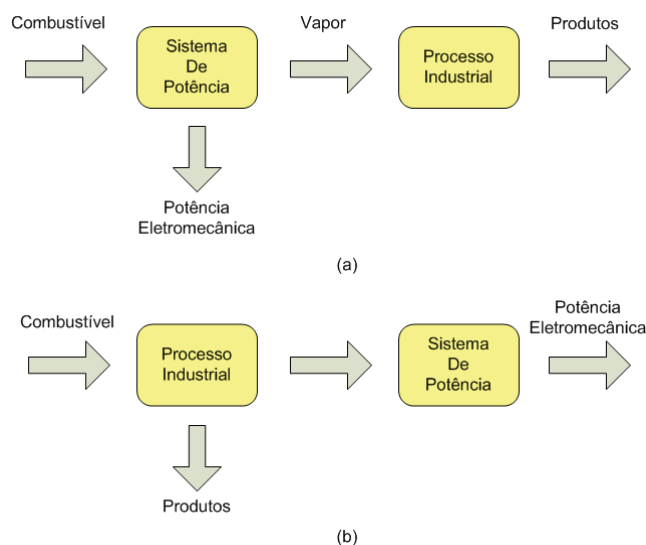


Figura 1.5. Ciclos *topping* (a) e *bottoming* (b).

Um dos aspectos mais importantes inerentes à definição, mas com muita relação com a funcionalidade da tecnologia, é que estes sistemas são projetados para satisfazer fundamentalmente a demanda térmica do consumidor (paridade térmica), já que não é viável, na maioria dos casos, comprar este tipo de energia de outra empresa. A potência elétrica é produzida pode atender parte ou a totalidade das necessidades da própria planta industrial, existindo também a possibilidade de produção de excedente para a venda, constituindo-se em mais um produto da empresa. No caso de operação em paridade elétrica, a central deve atender às necessidades regidas pela curva de demanda eletromecânica, sendo a energia liberada para atender a demanda térmica decorrente desse processo. Ou seja, a vazão de vapor é uma variável dependente da necessidade eletromecânica.

A operação em paridade térmica é usada pelas usinas sucroalcooleiras, pois elas têm sua geração de vapor ditada pelo consumo de vapor da unidade de processo, ou seja, aquele usado principalmente na fabricação do açúcar e do álcool. Normalmente, existem válvulas de controle nas plantas que atuam quando há falta de vapor de processo, desviando parte do vapor que sai da caldeira diretamente para o processo (sem passar pela turbina) até que seja atendida a necessidade.

Nos casos das plantas que têm por objetivo produzir excedente de energia elétrica para venda, o vapor é fornecido a um turbo gerador de maior eficiência que rebaixará a pressão do vapor a níveis desejados e produzirá energia elétrica. Após a passagem por esse turbo gerador o vapor poderá ser direcionado para outras turbinas responsáveis pelo acionamento mecânico de outros equipamentos destinados aos processos de fabricação de açúcar e álcool.

1.4 A Cogeração no Setor Elétrico Brasileiro

Na década de 1970 a cogeração ganhou importância mundial após a crise do petróleo, mas apenas na década de 1980 é que começou a ser priorizada no Brasil, visando a minimização dos impactos ambientais provocados por outras fontes.

Nos últimos anos o setor elétrico brasileiro sofreu mudanças estruturais inovadoras, de ordem institucional e em nível de regulamentação, que alteraram sensivelmente o panorama, até então estável e controlado pelo governo, para um ambiente competitivo.

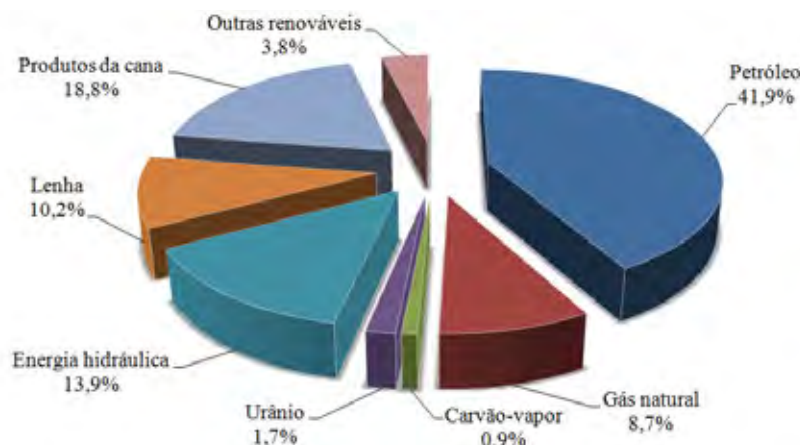
Dentro deste contexto, em 1996 foi criada a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) com o objetivo de regular e fiscalizar a geração, transmissão, distribuição e comercialização da energia elétrica. Posteriormente, em 1998 foram criados o Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS), responsável pelo controle e operação das instalações de geração e transmissão de energia elétrica, e o Mercado Atacadista de Energia (MAE), responsável pelas transações de compra e venda de energia elétrica.

No início de 2000 foi instituído o Programa Prioritário de Termelétricidade (PPT), visando a implantação de usinas termelétricas e centrais de cogeração a gás natural e, posteriormente, em 2002, foi criado o Programa de Incentivos às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (PROINFA), permitindo a contratação de energia produzida por fontes alternativas renováveis (eólica, biomassa e pequenas centrais hidrelétricas).

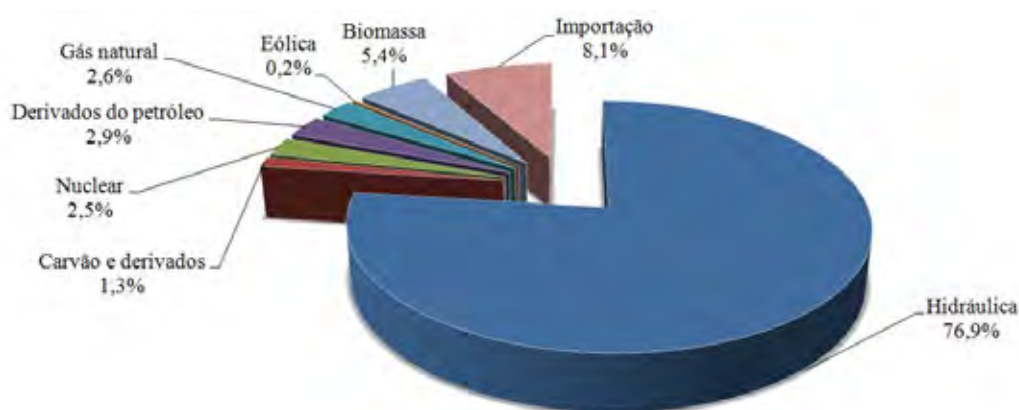
Em 2004 foi criada a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), com a finalidade realizar estudos e pesquisas destinadas a subsidiar o planejamento do setor energético, e a Câmara Central de Energia Elétrica (CCEE), com a finalidade de viabilizar a comercialização de energia elétrica no Sistema Integrado Nacional.

Por fim, no ano de 2005 entrou em vigor o Protocolo de Quioto, permitindo a comercialização de créditos de carbono oriundos, dentre outras fontes, da cogeração.

A Figura 1.6 mostra a distribuição das várias fontes de energia que constituem as matrizes energética e elétrica brasileira, segundo dados do Balanço Energético Nacional referente ao ano de 2009 efetuado pelo MME - Ministério de Minas e Energia e pela EPE - Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2010).



(a) Matriz Energética (241,1 milhões de TEP)



(b) Matriz Elétrica (506,1 TWh)

Figura 1.6. Constituição das matrizes energética e elétrica brasileira.
Fonte: EPE, 2010.

Na matriz energética (Figura 1.6a) têm destaque especial os derivados de petróleo utilizados principalmente como combustíveis veiculares. Em segundo lugar vêm os produtos da cana, utilizados como combustível veicular (álcool) e para produção de calor e vapor para processo e geração de eletricidade (bagaço).

Por outro lado, na matriz elétrica brasileira (Figura 1.6b), que inclui a importação de Itaipu, verifica-se ainda a predominância de longa data da fonte hidráulica (usinas hidrelétricas), seguida pela biomassa e derivados do petróleo. Outro ponto que pode ser destacado é a grande parcela de energia renovável que constitui essas matrizes.

Vale destacar ainda a baixa participação da produção de eletricidade por meio da cogeração, correspondendo a algo em torno de 6 % do total, segundo a EPE, mostrando que existe um grande espaço para crescimento, principalmente no que se diz respeito ao setor

sucroalcooleiro e, também, em relação ao gás natural.

O estímulo à geração independente e distribuída, além do aumento da geração de energia elétrica através da cogeração em indústrias, tem sido crescente no sentido de se evitar a ocorrência de uma nova crise, como a que ocorreu em 2001. Dentro deste contexto, o setor sucroalcooleiro merece uma posição de destaque, pois pode contribuir, e muito, para a produção de energia elétrica excedente para comercialização. Assim, a seguir será apresentado o desenvolvimento da cogeração neste setor.

1.5 Desenvolvimento da Cogeração no Setor Sucroalcooleiro

A cogeração teve grande aceitação e desenvolvimento no setor sucroalcooleiro fundamentalmente em razão da sua adequação, pois o combustível empregado é um rejeito do processo de fabricação e os produtos do sistema, potência mecânica ou elétrica e vapor, são utilizados no próprio processo.

Enquanto as usinas do setor utilizavam turbinas somente para acionamentos mecânicos e geração de energia elétrica para consumo próprio, os parâmetros de trabalho (pressão e temperatura) do vapor gerado pelas caldeiras, denominado vapor direto, eram de 22 bar abs. e 290 °C. Isso porque não se tinha a preocupação com eficiências energéticas altas e, além disso, as turbinas para essa classe de pressão eram originalmente de um único estágio e de baixa eficiência. Ou seja, a demanda térmica de processo era atendida mesmo com a utilização das turbinas ineficientes no sistema.

No entanto, com advento da cogeração e a possibilidade de exportação de energia elétrica, além da competitividade do mercado, as usinas passaram a se preocupar com a eficiência das suas máquinas térmicas, já que, nessa situação, além de atender a demanda térmica e eletromecânica, o excedente de energia pode ser vendido.

Dentro desse contexto, passou-se a repensar no consumo de vapor de processo, na substituição de acionamentos mecânicos de baixa eficiência (turbinas a vapor de simples estágio) por motores elétricos, na readaptação das turbinas de simples estágio para múltiplos estágios e na geração de energia elétrica através de máquinas térmicas mais eficientes, ou seja, de múltiplos estágios, podendo ou não ser de extração-condensação. Porém, para atender as necessidades técnicas de tais máquinas, os níveis de pressão e temperatura do vapor gerado pelas caldeiras nas plantas das usinas tiveram que ser alterados, passando, num primeiro momento, para 44 bar abs. e 420 °C, respectivamente, e logo depois para 66 bar abs. e 480 °C, respectivamente.

Com os avanços tecnológicos tem surgido no mercado máquinas térmicas a vapor com eficiências ainda mais altas, porém, para que isso seja possível, é necessário que as plantas operem gerando vapor em níveis mais altos de pressão e temperatura, por volta 80 bar abs. e 530 °C, respectivamente. É importante ressaltar que os níveis de temperatura do vapor direto são limitados pelas restrições dos materiais utilizados em equipamentos e tubulações.

Nas usinas de açúcar e álcool, o vapor direto é usado em turbinas a vapor que geram potência mecânica. Essa potência pode ser usada diretamente no acionamento de equipamentos como moendas, bombas, desfibradores, picadores, entre outros, ou transformada em potência elétrica nos geradores elétricos, que por sua vez geram a energia para os acionamentos elétricos. Em ambos os casos, há a liberação do vapor de baixa pressão, normalmente em torno de 2,45 bar abs., que é utilizado no processo, nas operações de aquecimento, evaporação, destilação e cozimento.

A quantidade de bagaço produzida depende da quantidade de cana moída e da relação entre os teores de fibra da cana e do bagaço. A produção de bagaço varia diretamente com a fibra da cana e inversamente com a fibra do bagaço. Considerando números médios para a fibra da cana e do bagaço, pode-se considerar que uma tonelada de cana produz 285 kg de bagaço. O bagaço tem Poder Calorífico Inferior (PCI) igual a 7.736 kJ/kg, umidade de 50 % e pode ter até 86 % de aproveitamento energético no gerador de vapor, pois hoje existem caldeiras com esses níveis de rendimento (FIOMARI, 2004).

1.6 Motivação e Relevância do Trabalho

A análise de dados do Ministério de Minas e Energia (MME) mostra que o consumo de energia elétrica no Brasil experimenta índices de crescimento superiores ao do seu Produto Interno Bruto (PIB), fruto do crescimento populacional concentrado nas zonas urbanas e da modernização da economia.

Além disso, a matriz energética brasileira é fortemente dependente dos recursos hídricos e isso, associado aos baixos níveis dos reservatórios, provocou em 2001 uma grande crise no setor energético brasileiro.

Devido a essa situação, o incentivo ao uso de outras fontes energéticas e a busca pelo aumento da eficiência de produção de energia têm sido crescentes nos últimos anos. Como exemplo disso, pode ser destacado o PPT (Programa Prioritário de Termoeleticidade) e o PROINFA (Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica), implantados pelo governo.

No setor sucroalcooleiro, projetos mais recentes permitem um melhor aproveitamento da energia do bagaço de cana, através da utilização de equipamentos modernos e eficientes, como caldeiras que geram vapor a altos níveis de pressão e temperatura e turbinas de extração-condensação de alta eficiência.

Além do bagaço de cana, outros subprodutos da indústria canavieira apresentam grande potencial para aproveitamento energético. É o caso da vinhaça, por exemplo, que é um resíduo final da fabricação do álcool gerado em grande quantidade (cerca de 13 litros para cada litro de álcool produzido). No início da indústria sucroalcooleira no país, era comum seu descarte em águas de rios e lagos, pois não havia critério nem legislação a respeito. O potencial poluidor da vinhaça reside em sua elevada carga orgânica, o que faz com que seja consumido rapidamente o oxigênio da água, ocasionando morte de peixes e uma série de outros problemas.

Uma alternativa promissora encontrada para a destinação da vinhaça foi a fertirrigação, que consiste na aplicação do efluente nas lavouras de cana, com a finalidade de fertilizar o solo e, ao mesmo tempo, irrigar a cultura da cana-de-açúcar. A prática da fertirrigação permite uma redução dos custos com adubação mineral, além de proporcionar um aumento na produtividade agrícola.

Projetos de pesquisa recentes estão permitindo novas alternativas de destino para a vinhaça. Uma delas é através do processo de biodigestão anaeróbia, que propicia a diminuição da carga orgânica da vinhaça, produzindo o biogás da vinhaça, que pode ser aproveitado para geração de eletricidade. Este processo apresenta algumas vantagens, como baixo consumo de energia, pequena produção de resíduo sólido e maior eficiência na diminuição da carga orgânica. Além disso, após passar por esse processo, a vinhaça não tem alterado o seu poder fertilizante, podendo ainda ser utilizada para fertirrigação, porém com um menor potencial poluidor.

Outro subproduto do setor sucroalcooleiro, que se origina logo no processo de colheita, é a palha da cana. A queima da palha tem sido uma prática comum nas usinas para facilitar a colheita. Entretanto, a UNICA, representando a indústria paulista produtora de açúcar, etanol e bioeletricidade, e o Governo do Estado de São Paulo, assinaram, no dia 4 de junho de 2007, o Protocolo Agroambiental do Setor Sucroalcooleiro Paulista. Esse protocolo, de adesão voluntária, estabeleceu uma série de princípios e diretrizes técnicas, de natureza ambiental, a serem observadas pelas indústrias da cana de açúcar.

Através desse Protocolo Agroambiental a maioria das usinas do setor sucroalcooleiro paulista se comprometeu a antecipar o cronograma de diminuição gradual das queimadas nas

lavouras de cana no Estado, anteriormente fixados pela Lei Estadual Nº 11.241/02. Até 2014 as usinas deverão eliminar 100 % da queimada nas áreas mecanizáveis e, até 2017, o fogo deverá ser eliminado inclusive nas áreas não mecanizáveis. Com isso, os investimentos para colheita mecanizada e recuperação da palha para geração de energia tendem a se multiplicar. A Figura 1.7 mostra o cronograma de diminuição das queimadas no estado de São Paulo, de acordo com o que foi estabelecido pelo protocolo.



Figura 1.7. Prazos para a eliminação da queima da palha no estado de São Paulo.
Fonte: UNICA, 2008.

Uma possibilidade de aproveitamento da palha recuperada para fins energéticos seria através da gaseificação, que é uma tecnologia de conversão termoquímica de um combustível sólido em um combustível gasoso, através da oxidação parcial da biomassa sob altas temperaturas, dando origem ao gás de biomassa. Embora esse biogás apresente um baixo poder calorífico, ele é gerado em grandes quantidades permitindo seu uso para fins energéticos.

A utilização de sistemas para conversão de energia mais eficientes associada à tecnologia da gaseificação da biomassa (palha da cana e vinhaça) pode permitir às usinas expandir sua produção de eletricidade, aumentar sua eficiência, no que diz respeito ao aproveitamento dos resíduos do processo, além de contribuir para a diversificação da matriz energética com uma energia limpa e renovável.

1.7 Revisão de Literatura

Nos últimos anos, têm surgido diversos trabalhos relacionados à análise energética, exergética e termoeconômica de sistemas aplicados às usinas de açúcar e álcool e verifica-se que a produção nesta área continua intensa até hoje, o que demonstra a preocupação dos pesquisadores com o tema. A seguir serão apresentadas resumidamente algumas publicações que serviram como referência para o desenvolvimento do presente trabalho.

Walter (1994) tratou da cogeração e da produção independente de eletricidade, como formas de geração descentralizada de energia elétrica e, em especial, da viabilidade e das perspectivas dessas tecnologias junto ao setor sucroalcooleiro no Brasil, levando-se em conta a expansão da agroindústria canavieira. Foram analisadas várias alternativas de geração elétrica em larga escala e determinadas as principais características técnicas de cada sistema, tais como: a capacidade de geração, a produção de energia elétrica, a disponibilidade de excedentes e a demanda de biomassa. Esses resultados permitiram identificar o potencial das tecnologias de maior viabilidade técnica e econômica, a partir da consideração de cenários alternativos de crescimento da produção de cana no Estado de São Paulo e da identificação das usinas mais adequadas para esses empreendimentos.

Barreda Del Campo e Llagostera (1996) avaliaram três configurações de sistemas de cogeração em usinas de açúcar, visando a produção de excedentes de energia elétrica passíveis de comercialização. Foi estudada a influência dos parâmetros do vapor, da eficiência das caldeiras e, para as configurações de melhor desempenho, da dependência da geração de eletricidade em função da demanda de vapor de processo. Foram efetuadas análises exergéticas das alternativas mais significativas e, finalmente, avaliações econômicas das configurações que se apresentaram mais promissoras.

Carpio et al. (1999) apresentaram critérios de avaliação termodinâmica para sistemas de cogeração em usinas de açúcar, analisando dois sistemas de cogeração, um com turbina de contrapressão operando a 2,1 MPa e 300 °C e outro com turbina de extração-condensação operando a 8,0 MPa e 450 °C. Foi analisada também a possibilidade de utilização de combustíveis auxiliares para o período da entressafra, tais como palha de cana, eucalipto e gás natural. Além disso, foi determinado o custo de geração de eletricidade para cada caso. Os autores concluíram que o sistema com turbina de condensação e com duas extrações apresentou eficiência de 66 % contra 42 % do sistema de contrapressão, além de ter uma taxa de economia da energia do combustível de quase sete vezes. Como alternativas de geração

fora da safra, o gás natural foi o combustível que apresentou o menor custo seguido pela palha de cana, se considerado custos de colheita e transporte inferiores a R\$ 25,00 por tonelada.

Corrêa Neto (2001) avaliou a viabilidade técnica e econômica de projetos de geração de energia elétrica utilizando como combustível o bagaço, a palha e as pontas da cana-de-açúcar, como opção complementar à expansão do sistema elétrico brasileiro. A tecnologia analisada foi de geração termelétrica com ciclo combinado, operando em cogeração, integrado a sistemas de gaseificação de biomassa para a produção de gás combustível, com e sem adição de gás natural. A análise econômica foi feita através da modelagem e construção de curvas de economicidade do projeto, baseadas nos preços da energia elétrica, do gás natural e nos custos da biomassa.

Higa e Bannwart (2002) realizaram algumas simulações e análises térmicas de uma planta produtora de açúcar e álcool visando otimizar a produção de excedente de energia elétrica e encontrar a melhor forma de recuperação de calor e integração térmica do processo. Foram consideradas diferentes tecnologias de cogeração e de arranjos de evaporadores de múltiplos efeitos. Os resultados obtidos demonstraram que diferentes configurações requeriam também diferentes medidas e estabeleceram algumas prioridades, que podem ser adotadas em diversos níveis de investimentos econômicos. Além das diferenças na integração da usina no sistema de cogeração para a economia de bagaço, ou para o aumento da geração de energia elétrica excedente, foi possível concluir que as medidas para alcançar esses objetivos devem ser priorizadas de acordo com o consumo de vapor de processo e a integração de evaporadores de múltiplos efeitos.

Sánchez Prieto (2003) realizou uma detalhada análise energética e exergética, visando determinar as eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica para os principais equipamentos de duas plantas de usinas sucroalcooleiras, bem como o consumo de combustível envolvido, além de alguns índices de desempenho típicos de sistemas de cogeração. O objetivo fundamental da avaliação foi determinar os custos dos principais fluxos do sistema, considerando os custos como se fosse uma instalação nova, com taxa de juros de 15 % ao ano e um período de amortização de 15 anos. Foi avaliada a variação do custo de bagaço e sua influência nos custos dos fluxos da planta e dada ênfase na potência elétrica e nos índices de desempenho.

Fiomari (2004) realizou análises energética e exergética de cinco plantas de vapor de uma usina sucroalcooleira. As plantas consideradas foram baseadas na expansão do sistema de cogeração da Destilaria Pioneiros, iniciada em 2003 e finalizada em 2007. Através da primeira e segunda leis da termodinâmica, foi possível avaliar a eficiência e a geração de

calor e potência para cada componente (caldeiras, turbinas, condensadores e bombas) que compunham as plantas avaliadas, bem como o aproveitamento global de energia em cada uma delas. Através de índices baseados na primeira lei da termodinâmica, foi possível comparar todas as plantas consideradas. Além disso, foram calculados alguns indicadores que são bastante comuns em usinas de açúcar e álcool, como o consumo específico de vapor nas turbinas a vapor ou consumo específico de vapor de processo. Algumas análises de sensibilidade foram feitas para avaliar o comportamento do aproveitamento global de energia de um ciclo com turbina de extração-condensação levando em consideração a variação de parâmetros como eficiência da caldeira, consumo de vapor de processo e taxa de condensação na turbina de extração-condensação. Observou-se que a eficiência da planta foi bastante sensível à variação da taxa de condensação e aumentou quando se aumentou a demanda do vapor de processo.

Walter e Llagostera (2006) realizaram uma análise da viabilidade da utilização de ciclos combinados com *co-firing* baseado na gaseificação dos resíduos da cana de açúcar (bagaço e palha) e aproveitamento do gás natural. A análise foi baseada nos custos de investimento de capital e de operação e manutenção de tais ciclos, levando em conta os custos atuais e de médio prazo das tecnologias BIG-CC (*Biomass Integrated Gasification - Combined Cycle*) em desenvolvimento. Foi concluído que uma profunda redução dos custos de investimentos nas tecnologias de gaseificação, bem como do custo do gás natural, são pontos chave para fazer a tecnologia BIG-CC competitiva frente às outras opções existentes no mercado para a produção de eletricidade, mas isso só vai ser conseguido com a implantação e aprimoramento de algumas pequenas e médias unidades experimentais.

Ensinas et al. (2006) analisaram diferentes opções de sistemas de cogeração em usinas sucroalcooleiras com objetivo principal de verificar as possibilidades do aumento da geração de eletricidade. Foram consideradas quatro opções, sendo a primeira a utilização da tradicional turbina de contrapressão; a segunda a utilização de uma moderna turbina de extração-condensação; a terceira a utilização de um gaseificador de bagaço, uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação e, por fim, a quarta com configuração de ciclo combinado integrado com a gaseificação da biomassa. Vale destacar que a análise da potência das plantas foi realizada junto com a redução da demanda de vapor do processo de produção de açúcar, uma vez que esses dois sistemas estão interligados. Através dos resultados obtidos foi concluído que existe um potencial significativamente grande para o aumento da produção de eletricidade usando o bagaço e a palha da cana como combustíveis na entressafra, principalmente com ciclos a vapor que utilizam turbinas de extração-condensação.

Zanetti, Pellegrini e Oliveira Junior (2006) apresentaram um sistema de cogeração de energia para uma usina sucroalcooleira, com utilização de bagaço de cana-de-açúcar e gás natural, visando maximizar a produção de eletricidade. Para este sistema, propuseram diversas estratégias de operação para uma mesma planta de utilidade, sendo uma delas a utilização de todo o bagaço na gaseificação e complementação de gás natural na turbina a gás de forma a atender a demanda de vapor da usina (sem queima de bagaço na caldeira de recuperação), e outra forma de operação com o envio de uma determinada quantidade de bagaço ao gaseificador para acionar uma turbina a gás, sendo o excedente queimado na caldeira de recuperação de forma a maximizar a quantidade de vapor produzida. Por fim, concluiu-se que, a maximização da produção de energia elétrica implicaria no comprometimento do rendimento exerético do sistema, devido ao aumento das irreversibilidades na caldeira.

Ensinas et al. (2007) analisaram a redução da demanda de vapor no processo industrial de uma usina com acionamentos eletrificados e com sistema de evaporação de cinco efeitos. Foram apresentadas quatro configurações de plantas, considerando desde plantas convencionais com turbina de contrapressão até a gaseificação do bagaço em ciclo combinado. Foi verificado que para os ciclos de vapor tradicionais, uma quantidade significativa de bagaço excedente pode ser obtida com o processo de redução da demanda de vapor. Além disso, a gaseificação da biomassa se mostrou uma importante alternativa a longo prazo, permitindo um incremento de mais de 70 % na geração de eletricidade.

Rodrigues, Walter e Faaij (2007) realizaram um estudo sobre a operação de turbinas a gás com combustíveis de baixo poder calorífico. Foram estudadas três estratégias de modificação nas turbinas, as quais são: o “*de-rating*” da turbina a gás, o qual consiste na redução da temperatura de chama dos gases, que deve ser feita de forma que seja alcançada uma razão de pressões adequada; a possibilidade da extração de uma fração de ar do compressor e o redesenho da entrada do expensor. As duas últimas estratégias acarretam em melhor desempenho para o sistema, embora sejam soluções a longo prazo, sendo justificadas somente após o desenvolvimento do mercado da tecnologia BIG-GTCC (*Biomass Integrated Gasification - Gas Turbine Combined Cycle*).

Salomon (2007) realizou uma avaliação econômico-financeira e ambiental da utilização de tecnologias para a valorização energética do biogás, incluindo a possibilidade de negócios com a venda de créditos de carbono (MDL) relacionados à utilização do biogás no Brasil. Foram feitas análises da produção de biogás, a partir de um modelo teórico e de resultados experimentais, além da modelagem da produção de eletricidade a partir do biogás gerado, para diferentes temperaturas de operação do reator. As análises mostraram o grande

potencial para geração de biogás através da vinhaça, mostrando também que os motores de combustão interna ainda se apresentam como a melhor opção de geração de eletricidade a partir do biogás.

Seabra (2008) investigou as opções tecnológicas envolvendo o aproveitamento do bagaço e da palha da cana considerando diversas tecnologias, como a geração de energia elétrica através da cogeração com ciclos a vapor (opção atualmente comercial), cogeração com gaseificação da biomassa integrada a ciclos combinados, além da produção de etanol através da hidrólise e produção de combustíveis a partir da gaseificação da biomassa. Foi avaliado que opções atualmente comerciais já propiciariam a geração de excedentes de energia elétrica superiores a 140 kWh/tc, com custos em torno de R\$ 100,00/MWh, para os casos de cogeração com alta pressão e uso de alguma palha em conjunto com o bagaço. No entanto, é esperado que, no futuro, sistemas de cogeração com ciclos combinados integrando a gaseificação da biomassa deverão permitir que os níveis de excedentes ultrapassem os 200 kWh/tc, mas com custos também superiores (>140 R\$/MWh).

Bocci, Di Carlo e Marcelo (2009) estudaram a eficiência energética utilizando dados reais de uma usina sucroalcooleira antiga e exploraram possíveis melhorias como utilizar o ciclo de Rankine com temperatura e pressão mais elevadas e configurações inovadoras com gaseificador e turbina a gás. Os autores mostraram que as configurações inovadoras para a usina podem aumentar o potencial de cogeração do bagaço da cana, aumentando significativamente a energia elétrica produzida com combustíveis renováveis.

Bohorquez et al. (2009) avaliaram a tecnologia existente para produção de energia numa planta vapor, considerando seis casos com implementações diferentes. O Caso I consistia de um ciclo combinado com duas turbinas a gás, caldeira de recuperação e uma turbina a vapor adicional. O Caso II utilizava apenas uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, mantendo a turbina a vapor antiga. O Caso III apresentava o mesmo arranjo do Caso II, mas incluindo injeção de água na câmara de combustão da turbina a gás. O Caso IV consistia no mesmo arranjo do Caso II, mas apresentando injeção de vapor na câmara de combustão da turbina a gás. O Caso V consistia de um ciclo combinado incluindo o uso de gás natural tanto na caldeira convencional como na turbina a gás. O antigo ciclo a vapor foi mantido e a turbina a gás com a caldeira de recuperação foi adicionada. O Caso VI utilizava o mesmo esquema do Caso V mas usando óleo como combustível na caldeira convencional e diesel na turbina a gás. Todos os casos implementados mostraram uma maior eficiência quando comparados com o caso base (Caso I). O Caso II foi o que apresentou maior

eficiência. Na avaliação da emissão de gás carbônico, os melhores resultados foram obtidos no Caso IV.

Romão Júnior (2009) analisou a possibilidade da utilização da palha como combustível suplementar para caldeiras convencionais de alta pressão (para bagaço), possibilitando, assim, um aumento de geração de energia excedente com a possibilidade de ser exportada para comercialização. Foram realizados estudos de perdas, ganhos e investimentos com a introdução da palha na indústria, através de análises termodinâmicas de geração de energia; produção de álcool e açúcar; além das eficiências de equipamentos, como colhedoras de cana, sistema de lavagem de cana a seco, picador de palha, caldeira de alta pressão, entre outros. Foi verificado que o uso da palha como combustível complementar ao bagaço em caldeiras de alta pressão convencionais é uma boa opção para aumentar a geração de energia na usina, além de ser financeiramente vantajosa para a empresa, aumentando consideravelmente a receita final da usina, gera uma energia limpa e renovável.

Pellegrini e Oliveira Júnior (2010) realizaram uma análise exergética de diferentes alternativas para plantas de cogeração, considerando sistemas convencionais com turbinas de contrapressão, utilização de turbinas de extração-condensação, sistemas a vapor supercríticos e ciclos com integração da gaseificação da biomassa. Foi observado que maiores eficiências termodinâmicas do sistema de cogeração permitiriam uma redução no custo exergético do etanol, do açúcar e da eletricidade. Além disso, plantas convencionais de vapor permitiriam um excedente de eletricidade de até 80 kWh/tc, dependendo do consumo de vapor no processo, e haveria a possibilidade de gerar um excedente de mais de 200 kWh/tc, utilizando tecnologias mais avançadas, como a gaseificação da biomassa.

Pellegrini, Oliveira Júnior e Burbano (2010) apresentaram um estudo termodinâmico e termoeconômico comparativo de novas tecnologias para plantas de usinas sucroalcooleiras. As configurações estudadas compreendem ciclos a vapor supercríticos, com níveis de pressão e temperatura do vapor atingindo 300 bar e 600 °C, respectivamente, e tecnologias para gaseificação da biomassa, considerando a gaseificação atmosférica e pressurizada. As tecnologias de ciclos supercríticos e gaseificação atmosférica permitiriam que a geração de eletricidade excedente atingisse cerca de 150 kWh/tc, enquanto que com a gaseificação pressurizada seria possível atingir até 202 kWh/tc de excedente de eletricidade. Além disso, o custo exergético da eletricidade gerada poderia ser reduzido em até 50 % com o ciclo a vapor supercrítico e em mais de 60 % com a gaseificação pressurizada.

Dias et al. (2010) realizaram a simulação de plantas de usinas com otimização da demanda de vapor de processo utilizando conceitos da Análise Pinch. Diferentes sistemas de

cogeração foram analisados: um ciclo Rankine simples, com turbinas de contrapressão, ciclo a vapor com turbina de condensação e o sistema BIG-CC (*Biomass Integrated Gasification - Combined Cycle*), com gaseificação do bagaço da usina. A integração térmica permitiu a redução da demanda de vapor da usina para valores abaixo de 230 kg de vapor por tonelada de cana moída, em contraste com os valores típicos de 380 a 450 kg/tc do setor. O trabalho também mostrou a viabilidade do uso da tecnologia BIG-CC em plantas para produção de álcool anidro.

1.8 Objetivos do Trabalho

Este trabalho tem por objetivo analisar, sob o ponto de vista termodinâmico, termoeconômico e econômico, o desempenho de diferentes configurações de uma planta de cogeração. Propõe-se estudar a integração de sistemas de gaseificação da palha e da vinhaça em uma usina sucroalcooleira do oeste paulista, considerando a queima do bagaço na caldeira para suprir a demanda de vapor da usina.

Para tanto, serão considerados cinco casos de estudo. Inicialmente será feito uma análise da planta atual de vapor de uma usina do oeste paulista que utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo uma caldeira que produz vapor a altos níveis de pressão e temperatura, o qual é utilizado para geração de eletricidade em duas turbinas: uma turbina de extração-condensação de múltiplos estágios e outra turbina de contrapressão. Além disso, todos os acionamentos das moendas são eletrificados. Na sequência serão definidos casos de estudo que combinam a gaseificação da vinhaça e da palha da cana com a planta atual de vapor da usina. Por fim, será definida uma planta de uma usina nova com o dobro da moagem considerada inicialmente, incluindo uma caldeira que gera vapor a altos níveis de pressão e temperatura, e uma turbina de extração-condensação de múltiplos estágios, integrando a gaseificação da palha e da vinhaça da planta.

2 TECNOLOGIAS PARA CONVERSÃO ENERGÉTICA

2.1 Gaseificação da Biomassa Sólida

A gaseificação da biomassa sólida pode ser definida como um processo químico de conversão de sólido (fosseis, biomassa) em gás combustível de baixo poder calorífico, através da oxidação parcial à temperatura elevada.

A mistura de gases quentes que sai do gaseificador é chamada de gás pobre devido ao seu baixo poder calorífico, em torno de 4,5 a 6,0 MJ/Nm³, correspondente a aproximadamente 10 % do poder calorífico do gás natural. Projetos mais recentes já produzem gases que alcançam um poder calorífico da ordem de 30 % do poder calorífico do gás natural.

O processo de gaseificação ocorre normalmente em quatro estágios físico-químicos distintos, a saber: Combustão; Redução; Pirólise e Secagem.

Esses quatros estágios podem ser representados pelas seguintes equações apresentadas na Tabela 2.1 (D'ÁVILA, 1984).

Tabela 2.1. Reações por estágios de gaseificação.

Etapa	Reação
Estágio de Secagem	$\rightarrow H_2O(gasoso)$
Estágio de Pirólise	$\rightarrow H_2O(gasoso) + Metanol + AcidoAcético + Alcatrões$
Estágio de Combustão	$C + O_2 \rightarrow CO_2$
	Na presença de Hidrogênio: $H_2 + 1/2 O_2 \leftrightarrow H_2O(gasoso)$
Estágio de Redução	$C + CO_2 \rightarrow 2CO$
	$C + H_2O \rightarrow CO + H_2$
	$C + 2H_2O \rightarrow CO_2 + 2H_2$
	$CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2$
	$C + 2H_2 \rightarrow CH_4$

Como pode ser observado na Tabela 2.1, no estágio de secagem é removido o conteúdo de água do material, enquanto que no estágio de pirólise, ocorre a liberação dos produtos orgânicos e inorgânicos (alcatrão), hidrocarbonetos e alguns ácidos leves. Neste estágio, o combustível sofre as maiores mudanças físicas e químicas, as quais dependem fortemente das condições de operação e da fonte de energia primária utilizada. Por fim, no estágio de combustão é fornecida a energia necessária ao sistema para completar o estágio redução ou gaseificação propriamente dita. Um conjunto de reações endotérmicas leva finalmente à conversão do sólido em gás energético aproveitável (SÁNCHEZ PRIETO, 2003).

Os principais componentes combustíveis do gás formado são o monóxido de carbono (CO), o hidrogênio (H₂) e o metano (CH₄), em percentuais que variam com o tipo de gaseificador, com as condições de operação e com a umidade da matéria-prima, conforme mostra a Tabela 2.2. Estes parâmetros determinam também o grau de contaminação do gás com alcatrões e partículas de fuligem. Não se verificam grandes variações na composição do gás quando utilizados diferentes tipos de gaseificadores, mesmo trabalhando com diferentes tipos de biomassa (CORRÊA NETO, 2001).

Tabela 2.2. Principais componentes do gás de acordo com o tipo de gaseificador.

Componentes	Unidades	Gaseificador Atmosférico		Gaseificador Pressurizado
		Ar	Vapor	(5-20 bar)
H ₂	% em volume	12,5	38,1	4,0 - 15,0
CO	% em volume	16,3	28,1	10,0 - 19,0
CO ₂	% em volume	13,5	21,2	14,0 - 19,0
CH ₄	% em volume	4,4	8,6	5,0 - 9,0
HC	% em volume	1,2	3,0	-
N ₂	% em volume	52,0	0	45,0 - 60,0
PCI	MJ/Nm ³	5,1	13,2	3,5 - 6,5

As impurezas no gás podem alterar negativamente a vida útil de equipamentos industriais, que, geralmente, são de custo elevado. Portanto, é extremamente importante a minimização dessas impurezas a fim de otimizar o emprego do gás em ciclos combinados de gaseificação integrada.

Até os dias atuais, foram desenvolvidos e idealizados vários tipos de gaseificadores, a fim de atender as peculiaridades das características da matéria prima e as necessidades do gás.

A maneira mais usual de classificação dos diversos tipos disponíveis de gaseificadores é feita em função do comportamento de leito da matéria a ser gaseificada (PEREIRA JÚNIOR, 2001).

Os principais tipos de gaseificadores são de leito fixo (contracorrente ou concorrente) e de leito fluidizado, os quais serão descritos brevemente a seguir.

2.1.1 Gaseificador de Leito Fixo Contracorrente

O termo contracorrente se refere ao fato do combustível ser alimentado pelo topo e descer em contracorrente ao ar ou oxigênio, como mostra a Figura 2.1.

As primeiras camadas de carvão vegetal ou coque apoiadas sobre a grelha entram em combustão intensa, produzindo CO_2 e H_2O a temperatura elevadas, que, posteriormente, são reduzidas a CO e H_2 conforme eles passam pela camada descendente de coque ou carvão, resfriando a temperaturas da ordem de 750°C . Abaixo desta temperatura as taxas de reação de gaseificação caem significativamente, praticamente cessando. Os gases, porém, ao subirem, continuam trocando calor com a corrente dos sólidos, promovendo a sua pirólise, com liberação e incorporação à corrente gasosa da matéria volátil do combustível, e, em sequência, aquecimento e secagem. Os gases, já frios e com a incorporação da matéria volátil e umidade do combustível alimentado, saem pelo topo do gaseificador. As cinzas do combustível, ainda com uma certa fração de carbono do combustível não convertido a gás, saem pela base do gaseificador (CENBIO, 2002).

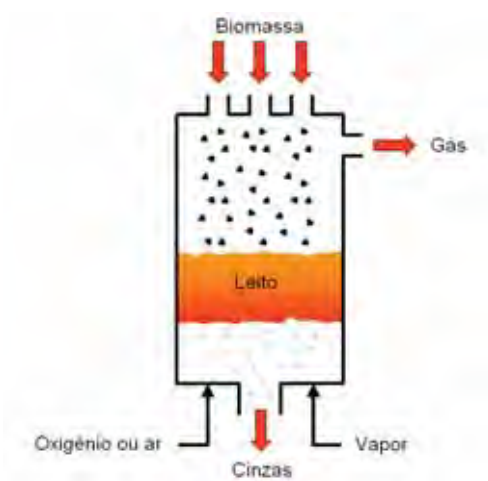


Figura 2.1. Gaseificador de leito fixo contracorrente.
Fonte: NOGUEIRA, 2009.

2.1.2 Gaseificador de Leito Fixo Concorrente

O gaseificador de fluxo concorrente, também chamado de fluxo descendente, se assemelha construtivamente ao gaseificador contracorrente, exceto que neste tipo se caracteriza por apresentar a alimentação de biomassa e ar para a combustão pela extremidade superior, conforme mostra a Figura 2.2.

Essa mudança de sentido faz com que os produtos da pirólise sejam forçados através da zona de combustão queimando aproximadamente 99,9 % do alcatrão liberado, produzindo, assim, um gás praticamente isento de alcatrões e com um poder calorífico menor quando comparado com o gás produzido pelo gaseificador de contracorrente.

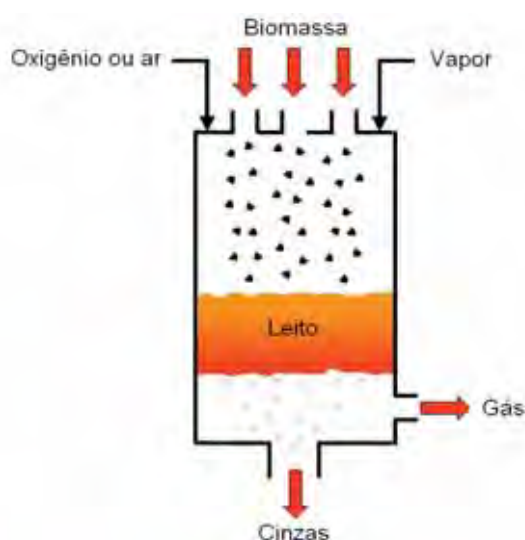


Figura 2.2. Gaseificador de leito fixo concorrente.
Fonte: NOGUEIRA, 2009.

Um fator limitante deste tipo de equipamento é o teor de umidade da biomassa aceitável para o processo, cujo limite superior está na faixa de 20 %. Materiais com umidade acima desse limite apresentam dificuldades de aquecimento e secagem devido à evaporação da água contida no interior das partículas que retarda ou até impede a formação da região de pirólise flamejante, levando a formação de gases com alto teor de alcatrão.

Conforme a biomassa atinge uma determinada temperatura (acima de 200 °C) ela começa a liberar combustível volátil que, ao entrar em ignição com o ar descendente, forma uma chama em volta das partículas, que passam a queimar mais intensamente, devido às trocas de calor com a própria chama, até o esgotamento de toda a matéria volátil (CENBIO, 2002).

2.1.3 Gaseificador de Leito Fluidizado

O gaseificador de leito fluidizado caracteriza-se pela formação de um leito de biomassa em suspensão produzido por efeito do fluxo de ar forçado através de uma grelha distribuidora. As partículas do combustível são mantidas suspensas em um leito de partículas inertes (areia, cinzas, alumina), fluidizadas pelo fluxo de ar. A biomassa é alimentada em dimensões reduzidas para permitir a fluidização (CORRÊA NETO, 2001).

Conforme o gás atravessa o leito, observa-se uma elevação da pressão sobre este. Ao se elevar continuamente a vazão do gás ocorre a elevação contínua da pressão. Esse processo é observado até o ponto em que a força peso da partícula se iguala a força de arraste do gás em um ponto denominado de velocidade de mínima de fluidização. Neste ponto as partículas começam a se descolar uma das outras e ficam suspensas, passando a se comportar como um líquido. Incrementos adicionais de velocidade provocam o surgimento de bolhas de gás no interior da suspensão, criando duas fases. Uma constituída somente de gás, na forma de bolhas, e outra, denominada emulsão, composta de gás e material particulado fluidizado.

As bolhas, ao subirem, aumentam de tamanho, por redução de pressão e coalescimento com outras bolhas, arrastando grande quantidade de material particulado na sua subida. São elas as responsáveis pela grande taxa de circulação de sólidos no leito. A elevação continuada da vazão, nesta condição, provoca somente o aumento do número e tamanho das bolhas, sem elevar a pressão na base da grelha. Quando a velocidade do gás atinge a velocidade terminal das partículas começa a haver um arraste do material mais fino, diminuindo a altura do leito e a pressão na base. No caso destas partículas arrastadas serem coletadas em um ciclone, ou outro dispositivo semelhante, e serem retornadas ao leito, têm-se um leito fluidizado circulante. Quando não há este retorno, tem-se um leito de arraste (CENBIO, 2002).

Devido ao maior contato entre a biomassa e o ar no leito fluidizado, os processos de transferência de massa e energia se realizam com facilidade, obtendo-se uma distribuição quase uniforme de temperatura ao longo do equipamento. Nestas condições, não se distinguem as zonas de combustão, redução e pirólise (CORRÊA NETO, 2001).

Os gaseificadores de leito fluidizado podem ser de leito borbulhante ou leito circulante. A diferença básica é a velocidade com que o material atravessa o leito. O gaseificador de leito borbulhante foi o primeiro gaseificador de leito fluidizado a ser projetado, com velocidade de 1 m/s. No de leito circulante, resultado de projeto mais recente, o material atravessa em velocidade mais alta (7 a 10 m/s), permitindo uma melhor mistura do ar com o combustível a ser gaseificado (CENBIO, 2002).

Segundo Williams e Larson (1996), gaseificadores de leito fluidizado são mais adequados à conversão de uma maior quantidade de biomassa, sendo que sistemas com capacidade entre 10 e 20 t de biomassa por hora são operacionais. Eles são, também, mais flexíveis quanto às características do insumo, podendo ser empregados na conversão de biomassa com mínimas necessidades de processamento anterior à alimentação. Em função dessas vantagens, além do controle mais fácil, eles têm sido empregados em quase todos os projetos de desenvolvimento de sistemas BIG-CC.

Por outro lado, além dos maiores custos operacionais, os problemas de adequação dos gases quanto à sua qualidade tendem a serem maiores. Em função da própria natureza do processo, a quantidade de material particulado arrastada também tende a ser maior. Um segundo aspecto é que a maior temperatura de saída dos gases permite que os álcalis saiam ainda da fase gasosa, impondo dificuldades adicionais à limpeza (PEREIRA JÚNIOR, 2001).

A Figura 2.3 apresenta um esquema do gaseificador em leito fluidizado.

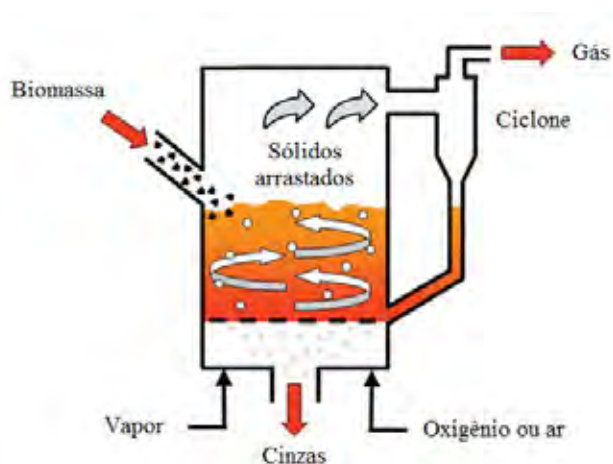


Figura 2.3. Gaseificador de leito fluidizado.
Fonte: NOGUEIRA, 2009.

2.2 Gaseificação de Biomassa Líquida

Uma forma de aproveitamento de biogás no setor sucroalcooleiro seria através da biodigestão da vinhaça, a qual é gerada em grande quantidade (10 a 13 m³ por cada m³ de álcool) e atualmente é usada apenas com fertilizante. A vinhaça é um subproduto líquido da indústria do álcool que apresenta uma carga orgânica bastante elevada e tem muitos nutrientes da cana-de-açúcar da qual se originou, o que significa que não pode ser descartada diretamente em rios ou águas superficiais porque provocaria grandes impactos ambientais.

A biodigestão da vinhaça processa sua carga orgânica (DQO/DBO) gerando o biogás e vinhaça biodigerida com baixa carga orgânica, mas que mantém o seu poder fertilizante. A quantidade de matéria orgânica de um substrato é normalmente quantificada pelo valor de sua demanda bioquímica de oxigênio (DBO) ou sua demanda química de oxigênio (DQO), que determinam o oxigênio necessário para a degradação biológica e química, respectivamente, da matéria orgânica presente no substrato.

A fertirrigação é um processo conjunto de irrigação e adubação, ou seja, consiste na utilização da própria água de irrigação para conduzir e distribuir o adubo orgânico ou químico na lavoura. A utilização da vinhaça através da fertirrigação é uma tecnologia que visa a utilização de forma racional dos recursos naturais, pois, ao mesmo tempo em que impede que ela seja descartada nos corpos aquáticos, possibilita a fertilização dos solos agricultáveis, além da redução nos custos de plantio.

Considerando que uma tonelada de cana moída gera um metro cúbico de vinhaça, e que ocorre a geração de 7,2 kg de metano durante o processo de biodigestão de um metro cúbico de vinhaça, a energia química produzida seria da ordem de 100 kWh por tonelada de cana. Se esta energia for utilizada para produção de energia elétrica poderia haver um incremento de aproximadamente 20 kWh por tonelada de cana.

O processo de produção do biogás se inicia com o efluente a ser tratado sendo distribuído uniformemente na base do reator, passando pela camada de lodo, transformando a matéria orgânica em biogás. Na prática, através da vinhaça, obtém-se 0,30 litros de CH₄/gDQO consumida, sendo que a proporção de CH₄ no biogás é 55 a 65 % (sendo o restante CO₂). Como o biogás apresenta alguns contaminantes imediatamente após a sua produção, é necessário que seja feita uma depuração do mesmo utilizando filtros, compressores, resfriadores, bombas e outros equipamentos.

Dentre os principais tipos de biodigestores, podem ser citados o biodigestor de batelada, os tanques sépticos, os biodigestores rurais, os filtros anaeróbicos e os biodigestores em leito fluidizado.

2.2.1 Biodigestor de Batelada

Nestes tipos de digestores, a matéria-prima a ser fermentada é colocada no seu interior e logo após é feito o seu isolamento do ar para que seja realizada a digestão; o gás produzido é armazenado no próprio recipiente que serve de digestor ou em um gasômetro acoplado a este. Uma vez cessada a produção de gás, o digestor é aberto e retiram-se os resíduos (material não assimilado pelo processo); após a sua limpeza, é colocada nova quantidade de substrato.

2.2.2 Biodigestores Tanques Sépticos

Este tipo de biodigestor é um modelo de alimentação e retirada contínua de material. A inovação consiste na superposição de um decantador sobre um digestor. Durante a passagem no decantador, se precipitam as frações sólidas, que passam ao digestor, onde se decompõem com produção de gás. Suas principais desvantagens são o custo elevado de fabricação e longo tempo de digestão dos sólidos (NOGUEIRA, 1986).

2.2.3 Biodigestores Rurais

Essa classe abrange diversos biodigestores, caracterizados essencialmente pela simplicidade na construção e operação. A alimentação e retirada de material orgânico, em geral, é feita de forma contínua, por gravidade (NOGUEIRA, 1986).

O modelo mais popular destes biodigestores é o modelo indiano, mostrado na Figura 2.4. Neste biodigestor o material se desloca verticalmente, devendo estar misturado com água. São construídos geralmente de tijolos e com gasômetro em aço. Existem outros modelos parecidos com o indiano, como o paquistanês, o tailandês, o coreano, o filipino e o chinês, os quais podem ser considerados como variantes do modelo indiano (NOGUEIRA, 1986).

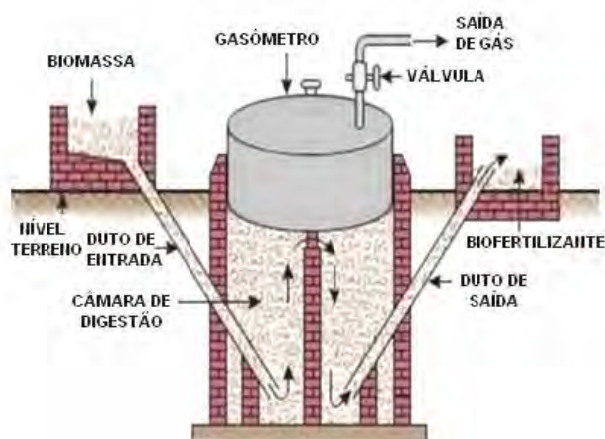


Figura 2.4. Biodigestor rural indiano.

2.2.4 Biodigestores Filtros Anaeróbicos

Nos biodigestores citados anteriormente, parte da população de bactérias é retirada a cada saída de biofertilizante. Os filtros anaeróbicos são biodigestores que contêm material sólido como pedras e peças plásticas para reter as bactérias. A película bacteriana aderida às partículas decompõe a matéria orgânica do efluente, mas não sai com a retirada periódica do biofertilizante (NOGUEIRA, 1986).

2.2.5 Biodigestores de Leito Fluidizado

Neste biodigestor, que é um aperfeiçoamento do filtro anaeróbico, as partículas sólidas ficam em suspensão continuamente, no escoamento ascendente, produzindo grande agitação e elevando substancialmente a velocidade de decomposição do material orgânico (NOGUEIRA, 1986). Em geral, as partículas empregadas são pequenas, com grande relação área/volume, como areia, carvão ativado e diversos tipos de plástico (SALOMON, 2007).

2.3 Caracterização dos Sistemas de Cogeração no Setor Sucroalcooleiro

No setor sucroalcooleiro o principal sistema de cogeração é aquele que emprega turbinas a vapor como máquinas térmicas e que aparece vinculado a três configurações fundamentais: turbinas de contrapressão, combinação de turbinas de contrapressão com outras de condensação que empregam o fluxo excedente, e turbinas de extração-condensação. A condensação de uma parte do vapor de escape, ou de uma extração de vapor de uma turbina de extração-condensação, garante as necessidades de energia térmica do sistema.

A Figura 2.5 apresenta graficamente um esquema de processo trabalhando em regime de cogeração que emprega turbinas de contrapressão.

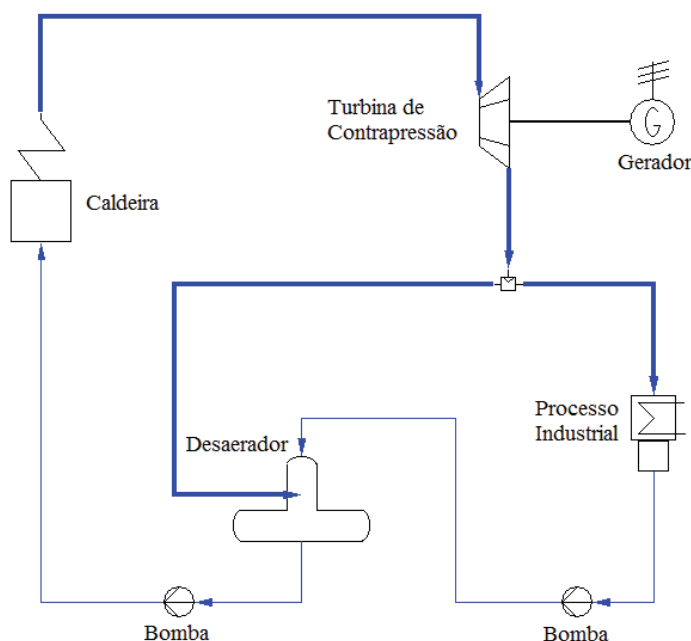


Figura 2.5. Sistema de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão.

Às vezes uma mesma indústria precisa de vapor a distintos níveis de pressão, o que pode estar unido à necessidade de estabilizar o fornecimento da energia elétrica às concessionárias. Segundo Sánchez Prieto (2003), a solução adequada pode ser a combinação de turbinas a vapor de contrapressão com turbinas de condensação, estrutura que permite uma maior flexibilidade às entregas de energia elétrica e energia térmica para processo, ainda que o custo de duas turbinas seja maior do que o custo de uma e a operação seja mais complexa.

Quando o objetivo principal visa adequar a instalação para produção e venda de energia excedente, o uso de turbinas de extração-condensação é mais viável. Além de altos índices de desempenho, tais máquinas de condensação com extração regulada se justificam

também pela sua capacidade de satisfazer a relação energia térmica e elétrica que pode variar em uma ampla faixa.

Este sistema, com maior capacidade de produção elétrica, possui normalmente turbinas de extração dupla, sendo a primeira, no nível de pressão em que o vapor é requerido pelas turbinas de acionamento mecânico, e a segunda, na pressão em que o vapor é consumido no processo produtivo. Comumente, o vapor de escape das turbinas de acionamento mecânico soma-se ao fluxo da segunda extração, visando satisfazer a demanda de vapor do processo. Dentro do setor sucroalcooleiro, a adoção de tal sistema implica analisar a viabilidade de operação no período fora da safra, conjuntamente com o emprego de outros combustíveis para complementar a falta de bagaço na entressafra.

A Figura 2.6 ilustra um esquema de processo trabalhando em regime de cogeração que emprega uma turbina de extração-condensação.

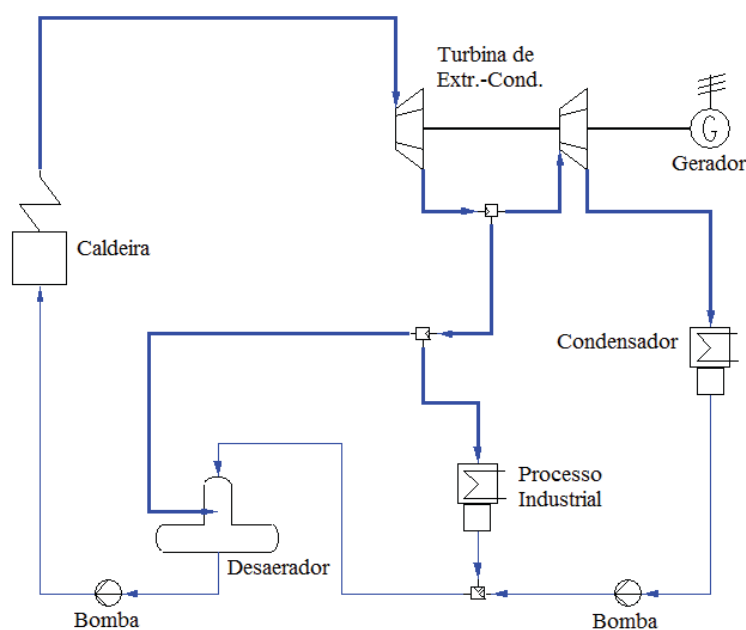


Figura 2.6. Sistema de cogeração com turbina a vapor de extração-condensação.

Por outro lado, turbinas a gás têm sido usadas nas áreas industrial e aeronáutica como elementos geradores de energia elétrica e/ou acionamento mecânico, assim como propulsores de aeronaves. A evolução tecnológica de seus componentes implicou numa grande contribuição ao incremento da sua eficiência que, junto com a disponibilidade crescente de gás natural a preços competitivos, tem favorecido a implantação de sistemas de cogeração com turbinas a gás.

Os gases de escape carregam entre 60 e 80 % da energia primária que entra na turbina e constituem, de fato, a fonte de energia térmica fundamental nestes sistemas. Assim, as temperaturas relativamente altas (400 a 600 °C); o elevado conteúdo de oxigênio nos gases de saída (13 a 18 %), decorrente do excesso de ar usado na combustão; e os baixos teores de gases poluentes com o emprego de gás natural como combustível, constituem o ponto de partida de algumas modificações feitas no ciclo padrão, visando acréscimos nos valores da eficiência térmica e/ou trabalho líquido (SÁNCHEZ PRIETO, 2003).

Neste sentido, os esforços têm sido dirigidos ao aproveitamento do potencial energético dos gases de escape da turbina, sendo que uma das primeiras modificações estudadas e avaliadas é o Ciclo de Turbina a Gás com Regenerador, o qual aproveita a energia dos gases na saída do expensor para o aquecimento do ar antes da câmara de combustão. Esse é o mesmo princípio das caldeiras que têm pré-aquecedores de ar, nas quais o ar que é injetado na fornalha sofre anteriormente um pré-aquecimento, através da troca de calor com os gases de combustão que vão ser liberados para a atmosfera.

O termo “ciclo combinado” tem sido reservado para a instalação cuja essência de funcionamento consiste em aproveitar a energia dos gases de saída da turbina a gás para gerar vapor sob pressão na caldeira de recuperação de energia térmica e, posteriormente, obter mais potência elétrica numa turbina a vapor, constituindo-se, assim, numa combinação do ciclo a gás com o ciclo a vapor. A Figura 2.7 mostra um sistema de cogeração com ciclo combinado.

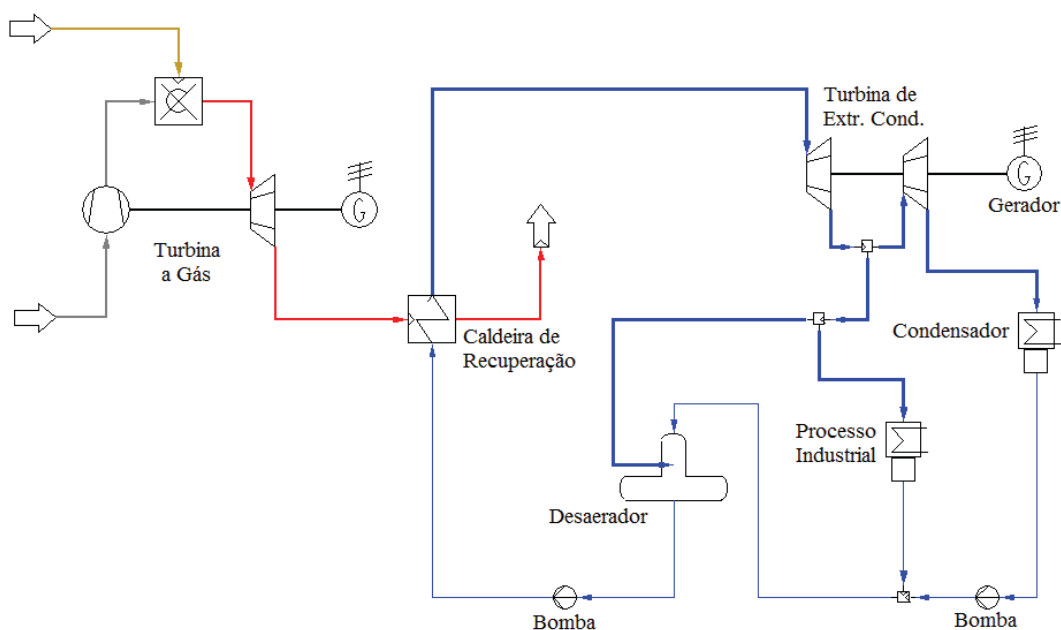


Figura 2.7. Sistema de cogeração com ciclo combinado de gás e vapor.

Quando o caso tratado é sem queima adicional, a concepção da caldeira de recuperação é geralmente mais simples. Os parâmetros do vapor gerado são funções diretas da vazão e temperatura dos gases na saída da turbina a gás.

Os ciclos que utilizam a combinação de gás e vapor podem sofrer algumas variações. Uma delas é quando parte do vapor produzido na caldeira de recuperação é injetada na câmara de combustão da turbina a gás, facilitando as condições para criar uma mistura apropriada para obtenção de um efeito mais apreciável na redução das emissões de NO_x .

A tecnologia de geração de energia elétrica a partir da biomassa que integra a gaseificação do combustível e turbinas a gás em ciclo combinado é conhecida como BIG-GTCC (*Biomass Integrated Gasification - Gas Turbine Combined Cycle*). Neste ciclo a biomassa é gaseificada e o gás combustível gerado é usado para o acionamento de uma turbina a gás acoplada a um gerador elétrico, produzindo eletricidade, conforme mostra a Figura 2.8.

Esta tecnologia estuda a viabilidade técnica e econômica de projetos de geração de energia elétrica utilizando-se a tecnologia de geração termelétrica em ciclo combinado, operando em cogeração, integrada a sistemas de gaseificação de biomassa para a produção de gás combustível.

Apesar das elevadas eficiências, projetadas para os ciclos combinados baseados em combustíveis gaseificados derivados da biomassa, os aspectos tecnológicos e a confiabilidade dos sistemas são ainda um ponto crítico do seu desenvolvimento.

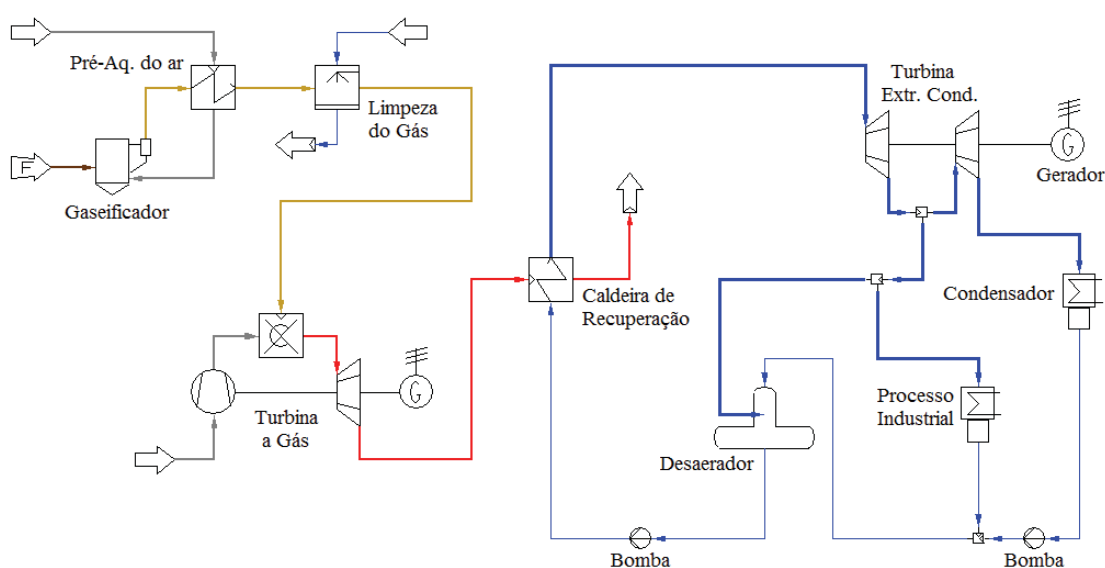


Figura 2.8. Geração de energia elétrica a partir da biomassa que integra a gaseificação do combustível e turbinas a gás em ciclo combinado.

3 FORMULAÇÃO E METODOLOGIA

3.1 Fundamentos Termodinâmicos

A análise termodinâmica de plantas se baseia no princípio da conservação da massa, da conservação da energia (Primeira lei da termodinâmica), balanço de entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) e balanço de exergia, a partir das leis anteriores. Para esta análise considera-se um volume de controle em cada equipamento que compõe a planta. A análise exergética é útil para verificar o desempenho de cada componente da planta, bem como do sistema como um todo. Além disso, é importante quantificar as irreversibilidades de cada processo termodinâmico.

Uma hipótese a ser considerada neste trabalho é que todos os processos ocorrem em regime permanente. Portanto, na análise não serão considerados os processos transitórios, como entrada em operação, parada ou qualquer variação no tempo. Isso equivale a dizer que será desconsiderada qualquer variação de massa dentro do volume de controle analisado.

A primeira análise a ser feita é com relação à conservação da massa, a qual considera as vazões de entrada e saída no volume de controle e a variação de massa no interior do mesmo. A Eq. (3.1), também conhecida como equação da continuidade, representa o balanço de massa em um volume de controle.

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Considerando o processo em regime permanente, e que o estado da massa em cada ponto do volume de controle não varia com o tempo, a Eq. (3.1) pode ser escrita como segue:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (3.2)$$

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).

A equação da conservação da energia, conhecida como Primeira Lei da Termodinâmica, em sua forma completa, considerando inclusive as variações no tempo, é representada pela Eq. (3.3) como segue:

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (3.3)$$

onde:

g : aceleração gravitacional (m/s^2);

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

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

$\dot{Q}_{v.c.}$: potência térmica no volume de controle (kW);

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);

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

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

Z_s : cota da vazão mássica na saída do volume de controle em relação a uma linha de referência (m).

Serão adotadas, além da hipótese de regime permanente, as hipóteses de que as variações das energias cinética e potencial são muito pequenas, podendo ser desprezadas. Assim, a Eq. (3.3) pode ser reescrita como segue:

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (3.4)$$

As irreversibilidades num processo são quantificadas pela Segunda Lei da Termodinâmica, por meio da propriedade chamada entropia. Para processos em um volume de controle, o balanço de entropia é definido como:

$$\frac{dS_{v.c.}}{dt} = \dot{S}_{ger, v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s \quad (3.5)$$

Para o processo em regime permanente, a Eq. (3.5) pode ser reescrita como segue:

$$\dot{S}_{ger, v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (3.6)$$

onde:

s_e : entropia específica na entrada do volume de controle (kJ/kgK);

s_s : entropia específica na saída do volume de controle (kJ/kgK);

T_j : temperatura superficial do volume de controle (K);

$\dot{S}_{ger, v.c.}$: geração de entropia no volume de controle (kW/K).

A análise energética (primeira lei da termodinâmica) não contabiliza a qualidade da energia que está se perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos, ou seja, não identifica onde e porque elas aparecem. Assim, apesar da análise energética continuar tendo sua validade, através de sua aplicação conjunta com a análise exergética pode-se analisar melhor os sistemas térmicos, complementando as informações e permitindo o cálculo tanto do valor termodinâmico de um fluxo, em termos do trabalho mecânico que poderia ser extraído dele, como das ineficiências e perdas termodinâmicas reais dos processos nos sistemas.

O máximo trabalho reversível que pode ser extraído de um dado sistema num certo estado termodinâmico será dado quando a matéria desse sistema alcançar o estado morto (estado de referência), ou seja, quando a quantidade de massa estiver em equilíbrio mecânico e térmico com o meio, isto é, à pressão P_0 e temperatura T_0 e, também, deve estar em equilíbrio químico, além de ter velocidade zero e ter energia potencial mínima. Exigências análogas podem ser estabelecidas em relação aos efeitos magnéticos, elétricos e superficiais, se forem relevantes na formulação.

Assim, é conveniente definir a exergia de fluxo de um estado em função da capacidade (potencial) para realizar o máximo trabalho possível. No Apêndice A é apresentada a metodologia de cálculo das exergias para os combustíveis da planta e para os fluidos de trabalho.

O balanço de exergia na sua forma completa é obtido quando a Eq. (3.5) é multiplicada por T_0 e, desse resultado, é subtraída a Eq. (3.3), resultando:

$$\frac{dI_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s - \dot{I}_{v.c.} \quad (3.7)$$

A taxa de variação instantânea de exergia ou de geração de irreversibilidade mostrada na Eq. (3.7) é composta por vários termos. O primeiro termo após a igualdade a taxa instantânea de exergia está associado à transferência de calor; o segundo termo, à transferência de trabalho; o terceiro e o quarto, à transferência de massa; e o quinto e último termo, está associada à destruição de exergia ou geração de irreversibilidade.

Para um processo em regime permanente, a Eq. (3.7) pode ser reescrita como segue:

$$\dot{I}_{v.c.} = \sum \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s \quad (3.8)$$

onde:

ex_e : exergia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

ex_s : exergia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

T_j : temperatura superficial do volume de controle (K);

T_0 : temperatura do estado morto (K);

$\dot{I}_{v.c.}$: taxa de irreversibilidade no volume de controle $\left(= T_0 \dot{S}_{ger, v.c.} \right)$ (kW).

Neste trabalho, adotou-se para o estado morto $T_0 = 298,15$ K e $P_0 = 101,3$ kPa.

3.2 Eficiências Térmicas para os Equipamentos e para a Planta

3.2.1 Turbinas, Bombas e Compressores

Para turbinas, a eficiência pela primeira lei (η_I) pode ser definida como sendo a razão entre o trabalho produzido no volume de controle e o trabalho que seria produzido no processo isentrópico. Um processo pode ser chamado de isentrópico se a entropia for constante durante o processo, ou seja, se o processo é adiabático e reversível. A Eq. (3.9) apresenta a eficiência com base na primeira lei para turbinas:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m} \Delta h_{iso}} \quad (3.9)$$

onde:

Δh_{iso} : diferença entre as entalpias de entrada e de saída do volume de controle, para processo isentrópico (kJ/kg);

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

$\dot{W}_{vc}$: potência desenvolvida no volume de controle (kW).

A definição de eficiência pela segunda lei (η_{II}) para turbinas envolve a comparação entre o trabalho real produzido no processo e a variação de exergia entre os estados de entrada e saída, de acordo com a Eq. (3.10):

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m}(ex_e - ex_s)} \quad (3.10)$$

onde:

ex_e : exergia específica do vapor na entrada da turbina (kJ/kg);

ex_s : exergia específica do vapor na saída da turbina (kJ/kg).

Para o caso de bombas e compressores, as eficiências pela primeira e segunda leis são definidas de maneira inversa:

$$\eta_I = \frac{\dot{m} \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{vc}} \quad (3.11)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}(ex_e - ex_s)}{\dot{W}_{v.c.}} \quad (3.12)$$

3.2.2 Caldeira Convencional

Para caldeiras convencionais a bagaço, a eficiência pela primeira lei, considerando que a vazão de água de alimentação e de vapor de saída seja a mesma, é dada pela Eq. (3.13):

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_{vapor}(h_{vapor} - h_{água})}{\dot{m}_{bag} PCI_{bag}} \quad (3.13)$$

onde:

h_{vapor} : entalpia específica do vapor superaquecido na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{água}$: entalpia específica da água na entrada da caldeira (kJ/kg);

$\dot{m}_{vapor}$: vazão mássica de vapor superaquecido na saída da caldeira (kg/s);

$\dot{m}_{bag}$: vazão mássica de bagaço consumido na caldeira (kg/s);

PCI_{bag} : poder calorífico inferior do bagaço *in natura* (7.736 kJ/kg).

A eficiência pela segunda lei para caldeiras pode ser definida como segue:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{vapor} (ex_{vapor} - ex_{água})}{\dot{m}_{bag} ex_{bag}} \quad (3.14)$$

onde:

ex_{vapor} : exergia específica do vapor superaquecido na saída da caldeira (kJ/kg);

$ex_{água}$: exergia específica da água na entrada da caldeira (kJ/kg);

ex_{bag} : exergia específica do bagaço da cana (kJ/kg).

3.2.3 Caldeira de Recuperação

Para caldeiras de recuperação de calor, considerando que a vazão de água de alimentação é igual à vazão de vapor gerado, a eficiência pela primeira lei (η_I) é definida pela Eq. (3.15):

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_{vapor} (h_{s,vapor} - h_{e,água})}{\dot{m}_{gases} (h_{e,gases} - h_{s,gases})} \quad (3.15)$$

onde:

$\dot{m}_{vapor}$: vazão mássica de vapor superaquecido na saída da caldeira (kg/s);

$\dot{m}_{gases}$: vazão mássica de gases de exaustão (kg/s);

$h_{s,vapor}$: entalpia específica do vapor superaquecido na saída da caldeira (kJ/kg);

$h_{e,água}$: entalpia específica da água líquida na entrada da caldeira (kJ/kg);

$h_{e,gases}$: entalpia específica dos gases de exaustão na entrada da caldeira (kJ/kg);

$h_{s,gases}$: entalpia específica dos gases de exaustão na saída da caldeira (kJ/kg).

A eficiência pela segunda lei (η_{II}) para a caldeira de recuperação é calculada pela relação entre o fluxo de exergia do vapor produzido menos o fluxo de exergia da água que entra na caldeira e a diferença entre os fluxos de exergia dos gases de exaustão que entra e sai na caldeira, de acordo com a Eq. (3.16):

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{vapor} (ex_{s,vapor} - ex_{e,água})}{\dot{m}_{gases} (ex_{e,gases} - ex_{s,gases})} \quad (3.16)$$

onde:

$ex_{s,vapor}$: exergia específica do vapor superaquecido na saída da caldeira (kJ/kg);

$ex_{e,água}$: exergia específica da água líquida na entrada da caldeira (kJ/kg);

$ex_{e,gases}$: exergia específica dos gases de exaustão na entrada da caldeira (kJ/kg);

$ex_{s,gases}$: exergia específica dos gases de exaustão na saída da caldeira (kJ/kg).

3.2.4 Turbina a Gás

A eficiência da turbina a gás representa a eficiência total do conjunto (compressor, câmara de combustão e expensor) e leva em conta a potência líquida de eixo em relação à potência fornecida pelo combustível, conforme mostra a Eq. (3.17):

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb}} \quad (3.17)$$

Diversos fatores influem diretamente no desempenho da turbina, como a razão de pressão, temperatura de entrada no expensor e eficiências isentrópicas da turbina e do compressor.

A eficiência pela segunda lei para a turbina a gás é calculada pela relação entre a potência líquida de eixo da turbina e a variação de exergia entre o combustível, o ar e os gases de exaustão, de acordo com a Eq. (3.18):

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{comb} ex_{comb} + \dot{m}_{ar} ex_{ar} - \dot{m}_{gases} ex_{gases}} \quad (3.18)$$

3.2.5 Gaseificador

A eficiência do gaseificador é calculada em função dos parâmetros do gás obtido e dos insumos utilizados, ou seja, o combustível sólido e o ar utilizado para a gaseificação. Ao contrário das plantas que operam com gaseificadores pressurizados, os sistemas que utilizam gaseificadores atmosféricos precisam promover o resfriamento do gás antes de sua compressão para utilização, de modo que o calor sensível do gás não seja utilizado diretamente na turbina a gás. A eficiência a frio de um gaseificador é definida pela Eq. (3.19), de acordo com Nogueira e Lora (2003):

$$\eta_f = \frac{\dot{m}_{gas} PCI_{gas}}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb} + \dot{m}_{ar} h_{ar}} \quad (3.19)$$

A eficiência a frio do gaseificador considera apenas a energia que pode ser liberada através da combustão. Em aplicação térmicas da gaseificação, quando o calor sensível do gás é utilizado para geração de vapor ou o gás é queimado diretamente em fornos, é mais conveniente definir a eficiência a quente do gaseificador, de acordo com a Eq. (3.20) (NOGUEIRA; LORA, 2003):

$$\eta_q = \frac{\dot{m}_{gas} PCI_{gas} + \dot{m}_{gas} h_{gas}}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb} + \dot{m}_{ar} h_{ar}} \quad (3.20)$$

3.3 Índices de Desempenho Baseados na Primeira Lei da Termodinâmica

Neste trabalho, o objetivo da utilização de índices de desempenho é avaliar os sistemas de cogeração como um todo, esclarecendo as diferenças entre eles, fundamentalmente com relação à aplicação de métodos baseados na primeira e segunda leis da termodinâmica.

A avaliação do desempenho de uma planta de cogeração baseado na primeira lei da termodinâmica é um procedimento que implica na comparação de produtos de diferentes qualidades termodinâmicas, tais como energia térmica e potência produzida (SÁNCHEZ PRIETO, 2003). Nos sistemas de cogeração que empregam água como fluido de trabalho, existem alguns aspectos que devem ser destacados. No caso de usinas sucroalcooleiras, a combustão do bagaço libera a energia responsável por transformar a água em vapor que, por sua vez, se expande em uma turbina a vapor, gerando trabalho de eixo, que pode ser usado no acionamento eletromecânico, sendo o vapor de escape o rejeito útil aproveitado na forma de energia térmica para satisfazer a demanda da planta.

3.3.1 Eficiência Global da Planta

A avaliação pela primeira lei da termodinâmica permite calcular as potências de eixo produzidas para os acionamentos dos geradores elétricos ($\dot{W}_{ger,ele}$), além das potências consumidas na planta, relativas ao bombeamento ($\dot{W}_{bomb}$) e a compressão ($\dot{W}_{comp}$). Também, através da primeira lei, pode-se determinar a potência térmica útil no processo para o sistema de evaporação da água do caldo ($\dot{Q}_{util}$) e a perda no condensador ($\dot{Q}_{cond}$).

Para uma avaliação geral da planta, deve-se considerar a potência elétrica disponível para exportação, a potência térmica e a energia da fonte quente da planta. A potência disponível para exportação é dada pela potência total gerada descontando-se a potência consumida no bombeamento e compressão e a consumida pela usina ($\dot{W}_{consumo}$). Assim, pode-se definir a eficiência global do sistema (η_{global}), conforme ilustrado pela equação que segue:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ger,ele} + \dot{Q}_{util} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{bomb} - \dot{W}_{consumo}}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb}} \quad (3.21)$$

Esse índice representa o aproveitamento líquido da energia do combustível, pois considera a energia útil, na forma de potência eletromecânica ou energia térmica, e a energia consumida no ciclo termodinâmico.

3.3.2 Eficiência de Aproveitamento da Biomassa

A definição da eficiência global, de acordo com a Eq. (3.21), tem como base apenas a energia fornecida à planta, desconsiderando a energia de outras fontes disponíveis na indústria que poderiam ser utilizadas para fins energéticos, mas que não são aproveitadas. Assim, será considerada também uma eficiência de aproveitamento energético da biomassa como sendo a relação entre a energia útil, seja ela térmica ou eletromecânica, e a energia total da biomassa disponível para aproveitamento, ou seja, bagaço, palha e biogás da vinhaça, independentemente se ela estiver ou não sendo aproveitada na planta, sendo esta eficiência definida por:

$$\eta_{aprov,biom} = \frac{\dot{W}_{ger,ele} + \dot{Q}_{útil} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{bomb} - \dot{W}_{consumo}}{\dot{m}_{bagaço} PCI_{bagaço} + \dot{m}_{palha} PCI_{palha} + \dot{m}_{biogás} PCI_{biogás}} \quad (3.22)$$

3.3.3 Razão Potência-Calor (RPC)

Outro índice importante é a relação entre a potência disponível para exportação ($\dot{W}_{export}$) e a energia térmica utilizada no processo ($\dot{Q}_{útil}$). Assim, define-se a razão potência-calor (RPC) como:

$$RPC = \frac{\dot{W}_{export}}{\dot{Q}_{útil}} \quad (3.23)$$

A partir do cálculo destes parâmetros é possível identificar as vantagens e/ou desvantagens de um sistema de cogeração em relação a outro.

3.3.4 Relação Bagaço-Vapor

O consumo específico de bagaço, ou relação bagaço-vapor ($R_{bag,vap}$), é um parâmetro importante que está associado à eficiência das caldeiras. Tal parâmetro é calculado a partir da quantidade de bagaço que é necessária para se produzir um quilograma de vapor na pressão e temperatura desejada. Assim, tem-se:

$$R_{bag,vap} = \frac{\dot{m}_{bag}}{\dot{m}_{vapor}} \quad (3.24)$$

Conhecido o valor de projeto do consumo específico de bagaço por unidade de vapor gerado numa caldeira, pode-se determinar seu consumo de bagaço para uma determinada produção de vapor, conforme mostrado na Eq. (3.24).

3.3.5 Relação Vapor - Cana Moída

No que diz respeito à demanda térmica de processo de fabricação de açúcar e álcool, a relação vapor-cana moída ($R_{vapor, cana}$) representa a energia térmica que está sendo usada no processo e é dada em quilogramas de vapor por tonelada de cana moída. O objetivo das plantas é reduzir esse número, ou seja, conseguir processar o caldo da cana com a menor demanda de vapor possível. A Eq. (3.25) ilustra o cálculo dessa relação para uma determinada quantidade de cana moída ($\dot{m}_{cana}$):

$$R_{vapor, cana} = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{cana}} 1000 \quad (3.25)$$

3.3.6 Relação Potência Elétrica - Cana Moída

Analogamente à relação $R_{vapor, cana}$, pode-se caracterizar a relação da energia elétrica disponível para exportação, em kWh, para cada tonelada de cana moída ($R_{pot, cana}$). A Eq. (3.26) ilustra essa relação para o fluxo de cana dado em t/h:

$$R_{pot, cana} = \frac{\dot{W}_{export}}{\dot{m}_{cana}} \quad (3.26)$$

Esse número difere em usinas que têm turbinas nos acionamentos mecânicos para aquelas que utilizam motores elétricos nos mesmos acionamentos. Neste último caso, essa relação é maior já que a potência elétrica instalada e a demanda são maiores. Portanto, quando $R_{pot, cana}$ for utilizada para comparar diferentes plantas, deve-se considerar que tipo de acionamento é utilizado.

3.4 Operação de Turbinas a Gás com Gás de Baixo Poder Calorífico

A estabilidade da combustão é um aspecto importante para a adaptação dos modelos comerciais de turbinas a gás para operação com gases de baixo poder calorífico. A chama não é a parte visível da combustão, mas sim todo o volume em que se realizam a combinação física do combustível com o comburente, o aquecimento da mistura até a temperatura de ignição, a ignição e a combustão propriamente dita. Para que a combustão de uma mistura ar-gás em um queimador se desenvolva de forma estável devem ser respeitados os limites mínimos e máximos de ar primário, a potência específica da pré-mistura e a velocidade de alimentação da mistura ar gás equilibrada pela velocidade de deflagração do gás no sentido oposto (CORRÊA NETO, 2001).

Considerando que a maioria das turbinas a gás foi concebida para operação com gás natural, a grande massa de gases resultante do novo combustível pode ser acomodada no mesmo expensor mediante uma extração de ar do compressor, redução na temperatura de entrada na turbina ou elevação da razão de pressão (CORRÊA NETO, 2001). O aumento da razão de pressão do compressor é, no entanto, limitado a um valor que mantém uma margem de segurança do fenômeno de *surge*, que ocorre quando o compressor opera com uma baixa vazão de ar e alta razão de pressão, o que pode resultar em fluxo reverso no interior do equipamento (RODRIGUES; WALTER; FAAIJ, 2007).

A imposição de uma menor temperatura de chama na câmara de combustão, de modo a limitar o aumento na razão de pressão (*de-rating* da turbina a gás) é a estratégia de controle mais simples para a utilização do gás de biomassa nas turbinas concebidas para gás natural. A grande desvantagem dessa prática é que a menor temperatura de queima do gás na turbina diminui a eficiência do ciclo a gás e, portanto, há uma forte penalização para a eficiência global do ciclo. Além disso, o desempenho do ciclo de vapor a jusante também é reduzido devido à diminuição dos parâmetros do vapor produzido pela caldeira de recuperação.

Outra estratégia de modificação consiste no redesenho da câmara de combustão e do sistema de alimentação de combustível. Neilson (1998) propôs modificações no sistema de alimentação e injeção de combustível da turbina a gás GE LM 2500, de forma a permitir a partida com gás natural e até a queima conjunta destes combustíveis.

O bocal de combustível deve ser adaptado para conter o circuito de gás natural, o qual pode ser utilizado apenas na partida e no desligamento da turbina ou até mesmo na operação normal da mesma em queima conjunta (*co-firing*).

Uma vez que o gás de biomassa apresenta um menor aporte de calor, é necessária uma quantidade muito maior de combustível para uma mesma vazão de ar. Assim, todo o sistema deve ser adaptado para conter essa maior vazão de gás.

3.5 Fundamentos Termoeconômicos

Termoeconomia é o ramo da engenharia que combina a análise exergética com os princípios de economia para fornecer aos projetistas de sistemas térmicos informações cruciais para desenvolvimento projetos viáveis e que não são obtidas através da análise energética e avaliação econômica convencional.

Como as considerações termodinâmicas utilizadas na termoeconomia são baseadas no conceito de exergia, o termo **“Exergoeconomia”** também pode ser utilizado para descrever a combinação das análises exergética e econômica.

Técnicas, como a “Destruição de Exergia” e “Perda de Exergia”, foram desenvolvidas para analisar a ineficiência desses sistemas e o custo correspondente. O conhecimento dos custos devido à ineficiência é muito importante para reduzir o custo do produto final do sistema.

Se um sistema possui mais de um produto final como, por exemplo, um sistema de cogeração, é interessante saber qual é o custo de produção de cada produto. Assim, os custos são atribuídos para o produto final apropriado, de acordo com o tipo e quantia de cada “insumo” utilizado para gerar o mesmo.

Tsatsaronis (1993) recomenda que, para uma completa análise termoeconômica, deve-se fazer uma análise exergética detalhada, realizar uma análise econômica dos subsistemas, obter os custos exergéticos e avaliar os custos termoeconômicos de cada subsistema.

De acordo com Tsatsaronis (1993) e Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), a análise termoeconômica tem os seguintes objetivos:

- Identificar a localização, magnitude e fontes de perdas termodinâmicas reais num sistema energético;
- Calcular os custos associados às destruições e perdas de exergia;
- Calcular separadamente o custo de cada produto gerado pelo sistema que possui mais de um produto final;
- Entender o processo de formação de custo e o fluxo de custos no sistema;
- Facilitar estudos de viabilidade e otimização na fase de projeto ou melhoria do processo de um sistema existente;

- Aperfeiçoar variáveis específicas em um único componente;
- Aperfeiçoar o sistema global;
- Auxiliar em procedimentos de tomada de decisão relacionados à operação e manutenção;
- Comparar alternativas técnicas.

3.5.1 Histórico da Termoeconomia

Em um interessante levantamento histórico, Takaki (2006) descreve que o primeiro a utilizar a exergia como critério de alocação de custo foi Keenan (1932), o qual sugeriu que os custos deveriam ser repartidos entre os produtos (potência elétrica e calor útil) de uma planta de cogeração de maneira proporcional à sua exergia.

Em 1961 Gaggioli aplicou um conceito similar ao de Keenan para determinar a espessura do isolamento ótimo para a tubulação de vapor de uma central termelétrica, considerando a equivalência de exergia perdida com o custo da energia elétrica que se deixa de gerar em função desta perda.

Em 1962 Tribus e Evans (apud EL-SAYED; GAGGIOLI, 1989) apresentaram uma análise exergética de uma planta de dessalinização, associaram a exergia aos fluxos dos custos econômicos e cunharam um novo vocábulo: Termoeconomia. O procedimento associa o fluxo monetário (combustíveis, operação e amortização) da instalação aos fluxos exergéticos. Sendo assim, aplicando os balanços de custos para cada equipamento pode-se determinar os custos econômicos unitários dos diferentes fluxos.

Bergman e Schimidt em 1965 (apud VALERO; LOZANO, 1994) associaram custos à exergia destruída em cada componente de uma central térmica. El-Sayed e Evans (1970) generalizaram os fundamentos matemáticos para a otimização termoeconômica dos sistemas térmicos.

Reistad (1970) desenvolveu uma análise termoeconômica de sistemas de cogeração e aplicou o método de El-Sayed e Evans a uma planta de potência simples.

Porém, foi nas décadas de 80 e 90 que o desenvolvimento e a aplicação de metodologias termoeconômicas à análise, projeto e otimização de sistemas térmicos ganharam força. Nesta fase, destacam-se os trabalhos de Valero e Lozano, Tsatsaronis, Frangopoulos e Von Spakovsky. Estes trabalhos foram publicados em uma edição especial da revista “Energy”, voltada totalmente a termoeconomia. Nesta edição os autores Christos Frangopoulos, George Tsatsaronis, Antonio Valero e Michael Spakovsky apresentaram um

sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa com caldeira de recuperação que ficou conhecido com o nome de CGAM (correspondente as iniciais dos nomes dos autores).

Frangopoulos (1994) desenvolveu a teoria “Análise Funcional Termoeconômica”, definindo um sistema como um conjunto de sistema inter-relacionadas, assim, cada equipamento tem uma única função (produto) determinando sua relação com os demais equipamentos.

Spakovsky (1994) em sua teoria denominada “Análise Funcional de Engenharia” considerou o estudo das condições termoeconômicas dos equipamentos isolados do sistema capaz de produzir uma otimização global do sistema.

Valero et al. (1994) em sua “Teoria dos Custos Exergéticos” descreveram um conjunto de regras para construir o sistema de equações utilizado na determinação dos fluxos de sistema.

Tsatsaronis e Pisa (1994) utilizaram os custos exergéticos para analisar os fluxos de exergia, de energia e de materiais e a identificação dos custos associados à aquisição e manutenção dos equipamentos.

Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) mostraram como variáveis relativas à exergia podem ser usadas na minimização do custo de um sistema térmico. Estas variáveis incluem a eficiência exergética, os custos associados com exergia destruída, capital investido, operação e manutenção do sistema térmico.

Cerqueira e Nebra (1999) aplicaram as diferentes metodologias a um sistema de energia semelhante ao CGAM, realizando um estudo comparativo das mesmas.

3.5.2 Vertentes e Metodologias da Termoeconomia

Ao longo das décadas de 1980 e 1990 muitos pesquisadores se dedicaram ao estudo da Termoeconomia. Diferentes metodologias e abordagens foram propostas para a sua implementação matemática, descrevendo de maneira adequada a distribuição dos custos exergéticos e monetários entre os equipamentos que compõem um sistema térmico. Assim, surgiram duas vertentes principais na Termoeconomia, as quais serão descritas resumidamente na sequencia.

A primeira vertente da Termoeconomia estabelece que a otimização é parte integrante e fundamental da divisão dos custos, justificando o uso da exergia pela possibilidade de se dividir instalações complexas em partes que possam ser otimizadas separadamente.

A segunda vertente da Termoeconomia utiliza a alocação dos custos médios dos produtos (externos e internos) e dos componentes do sistema, satisfazendo alguns objetivos, como:

- Determinar o custo real dos produtos ou serviços;
- Propiciar bases racionais para a fixação dos preços dos produtos e serviços;
- Fornecer um meio de alocar e controlar os gastos;
- Fornecer informações a partir das quais decisões operacionais podem ser estabelecidas e avaliadas.

Na primeira vertente podem ser destacadas as metodologias de Otimização Termoeconômica, desenvolvida por El-Sayed e Evans (1970), e de Análise Funcional Termoeconômica, proposta por Frangopoulos (1983), e na segunda vertente a metodologia da Teoria do Custo Exergético, difundida por Lozano e Valero (1993), que será a metodologia utilizada no presente trabalho, merecendo, portanto, uma melhor descrição a seguir.

3.5.3 Teoria do Custo Exergético

Essa análise é baseada na contabilidade da destruição de exergia que experimentam os fluxos na sua passagem através dos diferentes equipamentos constituintes do sistema. Desta forma, são contabilizadas as eficiências (e perdas exergéticas), em cada um dos volumes de controle (equipamentos, junções e ramificação) do sistema, tendo como resultado o custo exergético de cada um dos portadores de energia.

Um balanço de custo aplicado para o k-ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custos associadas com todos os fluxos de exergia de saída é igual à soma das taxas de custos de todos os fluxos de exergia de entrada mais o preço apropriado devido ao investimento de capital e despesas de operação e manutenção. Consequentemente, para um componente k que recebe uma transferência de calor e gera potência, resulta a seguinte equação (LOZANO; VALERO, 1993):

$$\sum_s \dot{C}_{s_k} + \dot{C}_{W_k} = \dot{C}_{Q_k} + \sum_e \dot{C}_{e_k} + \dot{Z}_k \quad (3.27)$$

onde:

$\dot{C}_{s_k}$: custo médio do fluxo de saída por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{C}_{w_k}$: custo médio do trabalho por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{C}_{Q_k}$: custo médio do calor por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{C}_{e_k}$: custo médio do fluxo de entrada por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{Z}_k$: custo médio total do equipamento por unidade de tempo no componente k (R\$/s).

Através da Eq. (3.27) é possível constatar que o custo total dos fluxos de saída de exergia é igual à despesa total para obtê-lo. É interessante notar que, quando um componente recebe potência (compressor ou bomba), o termo $\dot{C}_{w_k}$ muda o seu sinal. O mesmo ocorre quando existe transferência de calor do componente, onde o termo $\dot{C}_{Q_k}$ aparece com sinal negativo. Geralmente os balanços de custos são escritos de forma que todos os termos são positivos, assim o que se faz é reorganizar a equação transferindo os termos para esquerda ou para a direita de acordo com o sinal.

Para vazões mássicas entrando e saindo com taxas associadas de transferência de exergia ($\dot{E}x_e$ e $\dot{E}x_s$), potência ($\dot{W}$), e a taxa de transferência de exergia associada com a transferência de calor ($\dot{E}x_q$), tem-se:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}x_e = c_e \dot{m}_e ex_e \quad (3.28)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{E}x_s = c_s \dot{m}_s ex_s \quad (3.29)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (3.30)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}x_Q \quad (3.31)$$

onde: c_e , c_s , c_w e c_Q denotam os custos médios por unidade de exergia em reais por Gigajoule (R\$/GJ).

No k -ésimo componente, as taxas de exergia entrando e saindo ($\dot{E}x_e$ e $\dot{E}x_s$), bem como as de calor transferido e de trabalho ($\dot{E}x_Q$ e $\dot{W}$) são calculadas em uma análise exergética.

Antes da determinação de $\dot{Z}_k$, deve ser calculado o custo anual dos equipamentos com amortização (Z_k^a), levando-se em conta as despesas com investimento de capital e com operação e manutenção, através da seguinte equação:

$$Z_k^a = Z_k \left(f_a + f_{omf} + FC f_{omv} \right) \quad (3.32)$$

sendo:

Z_k : custo de investimento de capital no equipamento k (R\$);

f_a : fator de amortização;

f_{omf} : percentual de custo anual fixo associada à operação e manutenção;

f_{omv} : percentual de custo anual variável de operação e manutenção;

FC : fator de carga.

O fator de amortização (f_a) pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.33)$$

sendo:

i : taxa anual de juros (%);

n : período de amortização (anos).

Assim, tem-se:

$$Z_k^a = Z_k \left(\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} + f_{omf} + FC f_{omv} \right) \quad (3.34)$$

A taxa de custo para cada equipamento ($\dot{Z}_k$), levando-se em conta as despesas com investimento de capital, operação e manutenção, além do tempo efetivo de funcionamento, pode ser calculada por (LEITE, 2003):

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k^a}{3600 t_{oper}} \quad (3.35)$$

sendo:

$\dot{Z}_k$: taxa de custo do equipamento k (R\$/s);

Z_k^a : custo anual de equipamento k com amortização (R\$/ano);

t_{oper} : tempo efetivo de operação do equipamento k (h).

Introduzindo as expressões de taxa de custo, Eqs. (3.28) a (3.31), e a Eq. (3.35) na Eq. (3.27), obtém-se:

$$\sum_s (c_s \dot{E}x_s)_k + c_{w_k} \dot{W}_k = c_{Q_k} \dot{E}x_{Q_k} + \sum_e (c_e \dot{E}x_e)_k + \frac{Z_k^a}{3600 t_{oper}} \quad (3.36)$$

Na Equação (3.36) as variáveis correspondem aos custos particionados por unidade de exergia para os fluxos de exergia associados com o componente k (c_{e_k} , c_{s_k} , c_{w_k} e c_{Q_k}). Para analisar cada componente pode-se assumir que os custos por unidade de exergia são conhecidos para todos os fluxos de entrada. Caso uma corrente venha a incorporar o sistema, o custo dessa corrente será o seu custo de compra, logo, as variáveis desconhecidas a serem calculadas pelo balanço de custos para o k -ésimo componente são os custos por unidade de exergia dos fluxos que saem (c_{s_k}). No caso do componente analisado gerar calor ou potência o custo por unidade de exergia deverá ser associado como transferência de potência (c_{w_k}) ou calor (c_{Q_k}).

A determinação dos custos é feita de acordo com um conjunto de regras (postulados) enumerada por Lozano e Valero (1993) que considera um conjunto de definições prévias de estrutura física e produtiva de modo a gerar um sistema de equações para a determinação dos custos dos fluxos de uma instalação, a saber:

Postulado 1: Custos exergéticos são quantidades conservativas como consequência de suas definições, e pode-se, portanto, escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema.

Postulado 2: Na ausência de informações externas, o custo por unidade de exergia é o custo de aquisição do insumo.

Postulado 3: Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser incluídos no custo final dos produtos, o que se traduz na atribuição de custo zero a todas as perdas.

Os Postulados 2 e 3 permitem escrever tantas equações quanto forem os fluxos supridos ao sistema de perdas. Como em geral o número de fluxos é superior à soma do número de sistemas, dos fluxos de entrada e das perdas, as equações obtidas pela aplicação dos postulados 1 a 3 não constituem um sistema determinado. As equações adicionais serão obtidas pela aplicação dos dois postulados finais, que são:

Postulado 4a: Se um fluxo que sai de uma unidade for parte do insumo desta unidade, então o custo exergético do fluxo é constante através da unidade.

Postulado 4b: Se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos de cada um desses fluxos.

A resolução do sistema de equações envolve o uso de equações complementares, de modo a distribuir custos entre os produtos. Os dois últimos postulados mencionados fornecem uma base para arbitrar esta distribuição. Outra forma de explicitar esta distribuição foi proposta por Reistad e Gaggioli (1980), tomando-se o exemplo de uma turbina de contrapressão e propondo-se quatro métodos:

- **Método das extrações:** considera que a geração de potência é a única finalidade da utilização da turbina. Todos os custos de capital e a irreversibilidade gerada são alocados ao produto, ou seja, à potência elétrica/mecânica produzida, de modo que os fluxos de vapor que entram e saem da turbina possuem o mesmo custo exergético unitário.
- **Métodos das igualdades:** considera-se que, além da potência, o vapor de baixa pressão que deixa a turbina também constitui um produto. Neste caso a turbina funcionaria tal qual uma válvula de expansão. Assim, os custos de capital e da irreversibilidade da turbina são distribuídos entre os produtos, ou seja, os custos unitários da potência e do vapor de baixa pressão possuem o mesmo valor.
- **Método do trabalho como subproduto:** neste caso a produção de vapor de baixa pressão é considerada o produto principal do sistema e a potência gerada é vista como um aproveitamento.

- **Método do vapor como subproduto:** a potência é considerada como produto principal e o vapor como subproduto.

3.6 Fundamentos da Análise Econômica

Usualmente, a análise financeira de projetos é baseada em estimativas para o fluxo de caixa futuro, obtidas a partir de previsões para diversas variáveis. A análise inicial do fluxo de caixa é feita através de valores representativos para as variáveis consideradas, permitindo o cálculo de indicadores financeiros determinísticos.

As técnicas mais sofisticadas de análise de investimento de capital, segundo Gitman (1984), consideram o fator tempo no valor do dinheiro e envolvem os conceitos de fluxos de caixa supostamente conhecidos ao longo da vida útil do projeto.

Os critérios de rentabilidade baseados em fluxos de caixa descontados têm duas importantes características: por um lado, supõem a consideração de todos os fluxos de caixa associados ao investimento ao longo de toda sua vida útil e, por outro lado, fazem uso do princípio do desconto. A avaliação de um projeto de investimento faz uso da taxa de desconto (j), ou taxa mínima de atratividade (*TMA*), a qual representa o custo de oportunidade do capital investido ou uma taxa definida pela empresa em função de sua política de investimento (GALESNE; FENSTERSEIFER; LAMB, 1999).

Horlock (1997) apresenta uma série de técnicas desenvolvidas para avaliar projetos de cogeração, baseadas no Valor Presente Líquido (*VPL*), preço da eletricidade, fluxos de caixa atualizados, preço do calor e períodos de *payback*.

A utilização do método do *payback*, ou tempo de recuperação do capital, corresponde a uma ideia muito simples: aquela segundo a qual um investimento é tanto mais interessante quanto suas entradas de caixa anuais permitirem mais rapidamente recuperar o capital inicialmente investido (GALESNE; FENSTERSEIFER; LAMB, 1999). O uso deste método está associado a um dos critérios de rentabilidade baseados no fluxo de caixa descontado, descritos a seguir.

3.6.1 Valor Presente Líquido (*VPL*)

Técnicas baseadas nos fluxos de caixa são as mais utilizadas para descrever a interação entre as despesas com capital e os benefícios obtidos anualmente com a implantação de um projeto.

Estes benefícios são obtidos através do uso do combustível de uma forma mais racional. O método consiste em atualizar até o ano zero de operação os benefícios obtidos durante a vida útil do projeto a uma taxa de desconto e, depois, esses valores são somados e descontados do capital gasto inicialmente, o valor resultante é denominado como o Valor Presente Líquido (*VPL*). O método *VPL* demonstra explicitamente o lucro real líquido que o investidor deve receber ao longo da vida útil do projeto, sendo definido por:

$$VPL = \sum_k^N \frac{ELC}{(1+j)^k} - CTI \quad (3.37)$$

onde:

ELC : entrada líquida de capital anual (R\$);

j : taxa de desconto adotada (%);

N : período de análise (anos);

CTI : capital total investido no início de operação do projeto (R\$).

O critério quando o *VPL* é usado para tomar decisões do tipo “aceitar” ou “recusar” o projeto é o seguinte: se o *VPL* for maior ou igual à zero deve-se aceitar o projeto, pois a empresa obterá um retorno igual ou maior que o custo de capital investido e o projeto conservará ou aumentará o seu patrimônio; caso contrário, se o *VPL* for menor que zero, deve-se recusar o projeto.

Horlock (1997) apresenta uma variação do cálculo do *VPL* que possibilita visualizar graficamente o período em que o fluxo de caixa atualizado e acumulativo anula o investimento inicial (*CTI*). Neste ponto de intersecção, os benefícios obtidos com o projeto implantado retomam o investimento inicial a uma taxa de desconto (*j*). Este método é denominado de *Discount Cash Flow* e a intersecção no ponto zero possibilita determinar o Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*).

A Figura 3.1 mostra o *TRI* e o *VPL* graficamente.

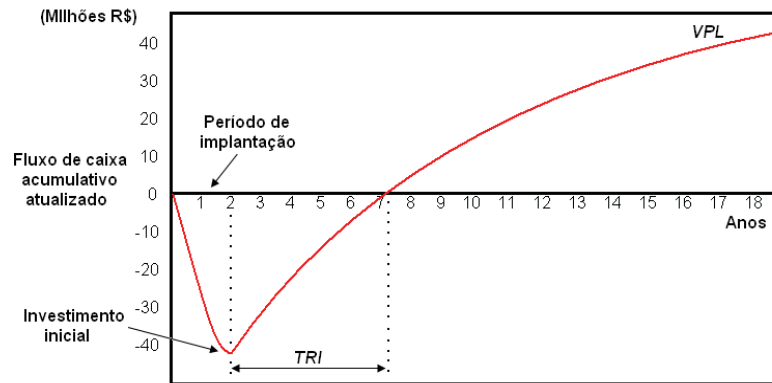


Figura 3.1. Fluxo de caixa acumulativo típico de um projeto.

3.6.2 Taxa Interna de Retorno (TIR)

Segundo Gitman (1984), provavelmente a técnica de análise mais utilizada para se avaliar alternativas de investimento é a Taxa Interna de Retorno (*TIR*). A taxa interna de retorno de um investimento é a taxa j^* que retorna o valor presente das entradas líquidas de caixa associadas ao projeto igual ao investimento inicial ou, equivalentemente, a taxa j^* que torna o *VPL* do projeto igual a zero. Trata-se de um critério mais objetivo, no qual a decisão para avaliar o projeto baseia-se no custo de capital. Se a *TIR* for maior ou igual ao custo do capital ou taxa de desconto adotada, deve-se aceitar o projeto, caso contrário, deve-se rejeitar o projeto.

A *TIR* é determinada iterativamente, segundo a expressão:

$$\sum_k^N \frac{ELC}{(1+j^*)^k} - CTI = 0 \quad (3.38)$$

onde:

j^* : taxa de interna de retorno de um investimento (%).

3.6.3 Comparação entre as Técnicas VPL e TIR

As diferenças básicas entre as técnicas de análise adotadas, *VPL* e *TIR*, resultam em classificações conflitantes. Com base puramente teórica, o uso do *VPL* é melhor. Sua superioridade teórica é atribuída a inúmeros fatores. O mais importante é a suposição implícita no uso do *VPL* de que todas as entradas de caixa intermediárias geradas pelo

investimento são reinvestidas ao custo de capital da empresa, enquanto no uso da *TIR* supõe-se o reinvestimento da taxa especificada pela *TIR*, frequentemente irrealista.

Um segundo problema teórico é o de se encontrar comumente mais de uma *TIR* para padrões não convencionais de fluxos de caixa. O problema de múltiplas *TIR*'s resulta de propriedades matemáticas específicas dos cálculos envolvidos. Devido à natureza técnica desse problema, é suficiente dizer que um fluxo de caixa pode ter mais de uma *TIR* e que, quando isso ocorre, torna-se difícil sua interpretação.

Uma terceira crítica resulta do fato de que determinados fluxos podem ter propriedades matemáticas tais que nem exista uma *TIR*. De novo, esse problema técnico pode provocar dificuldades que não ocorrerão com a abordagem do *VPL*.

Já que a abordagem do *VPL* não tem as deficiências descritas acima, do ponto de vista teórico ela é preferível. Apesar deste fato, os administradores financeiros das grandes empresas preferem usar a *TIR*, o que é atribuível a sua preferência por taxas de retorno ao invés de retorno em dinheiro.

Por se mencionarem frequentemente juros e medidas de lucratividade, como taxas, o uso da *TIR* faz mais sentido para os responsáveis pelas decisões nas empresas. Eles tendem a achar o *VPL* mais difícil de usar, porque o mesmo não mede benefícios relativos ao montante investido. Ao contrário, a *TIR* dá muito mais informações sobre os retornos relativos ao investimento inicial.

Em suma, constata-se que, embora o *VPL* seja teoricamente preferível, a *TIR* é mais popular devido ao fato de se poder relacioná-la diretamente aos dados disponíveis de decisão. Neste trabalho serão consideradas as duas técnicas de análise econômica para análise do desempenho financeiro das plantas.

4 DESCRIÇÃO DOS CASOS ESTUDADOS

Neste capítulo será feito o detalhamento das configurações das plantas estudadas, partindo de uma planta básica convencional do setor sucroalcooleiro, sobre a qual são propostas modificações para inserção de sistemas de gaseificação.

Serão considerados cinco casos, sendo que, inicialmente, será feito um estudo sobre a planta de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista, a qual utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo caldeira que produz vapor a altos níveis de pressão e temperatura e turbina de extração-condensação de múltiplos estágios. Além disso, todos os acionamentos (moendas, exaustores, ventiladores, bomba de alimentação de água) são eletrificados. Na sequência serão estudadas configurações de sistemas de gaseificação da palha, da vinhaça e da palha e da vinhaça, a serem incorporados na planta da usina considerada. Por fim, será concebida uma planta de uma usina nova com grande capacidade de moagem, considerando a integração dos sistemas de gaseificação e planta de vapor com altos níveis de pressão e temperatura.

Para os casos com gaseificação, a estratégia de controle da turbina a gás para utilização com o gás de baixo poder calorífico é o *de-rating* da turbina, através da diminuição da temperatura da chama. Isso é conseguido fazendo-se a queima do gás de biomassa com uma maior quantidade de ar de combustão, de modo que a vazão de gases resultante seja próxima à de projeto da turbina escolhida, para que esta vazão possa ser acomodada às dimensões do expensor.

4.1 Caso 1 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente

O primeiro caso a ser estudado é uma planta convencional de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista, mostrada na Figura 4.1. A planta utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo caldeira que produz 160 t/h de vapor a 68,6 bar e 530 °C, sendo que 125 t/h deste vapor é consumido por uma turbina extração-condensação acoplada a um gerador de 32 MW. É feita uma extração de 97 t/h de vapor a uma pressão de 2,45 bar para o processo de evaporação do caldo, e o restante do vapor continua a expandir até a pressão de 0,07 bar, sendo então condensado.

O restante do vapor (35 t/h) é direcionado a uma turbina de contrapressão, a qual está acoplada a um gerador de 12 MW. O vapor é descarregado a uma pressão de 2,45 bar, também destinado a atender a demanda de vapor do processo industrial.

Vale destacar ainda que o processo industrial atualmente consome 130 t/h de vapor (cerca de 450 kg de vapor por tonelada de cana moída), a uma temperatura de 135 °C. Como a temperatura do vapor de escape é próxima de 160 °C é necessária a utilização de um dessuperaquecedor, cuja finalidade é reduzir a temperatura do vapor até um ponto próximo à saturação, através da injeção de uma determinada quantidade de água líquida a 38 °C no vapor. Do ponto de vista energético não há perdas, pois a diminuição da energia em razão do abaixamento da temperatura é compensada pelo aumento da vazão de vapor que deixa o dessuperaquecedor.

A Tabela 4.1 apresenta alguns dados da safra da usina considerada.

Tabela 4.1. Dados de safra da usina considerada.

Parâmetros	Valores	Unidades
Cana moída total	1.500.000	t
Dias de safra	240	dias
Moagem horária	286,0	t/h
Relação bagaço-vapor	0,47	kg/kg
Vazão de bagaço produzido	81,5	t/h
Vazão de bagaço na caldeira	75,2	t/h
Vazão de bagaço excedente	6,3	t/h
Vazão de vapor na caldeira	160,0	t/h
Consumo de vapor no processo	130,0	t/h

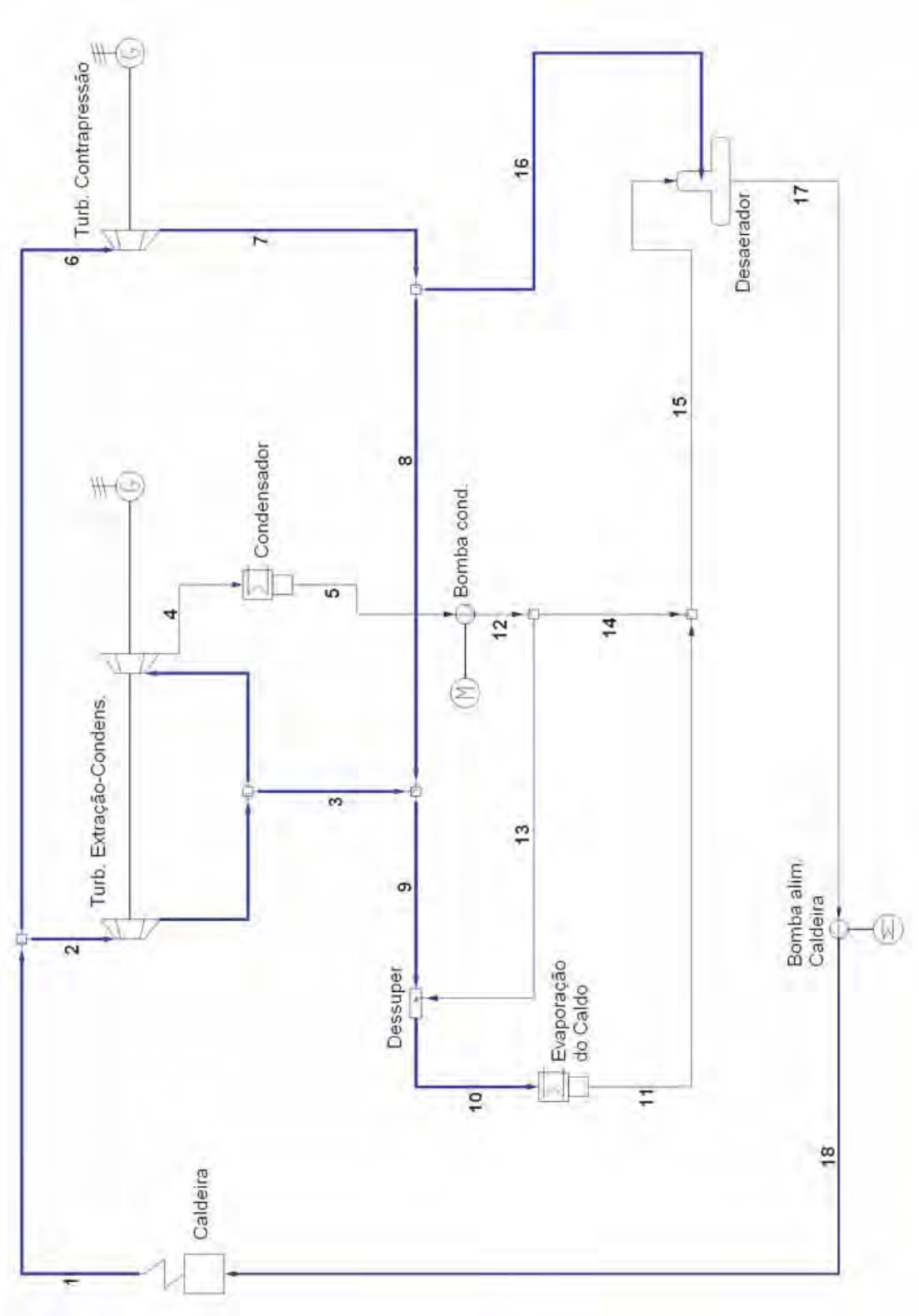


Figura 4.1. Planta convencional de vapor de uma usina sucroalcooleira existente (Caso 1).

A Tabela 4.2 apresenta os parâmetros característicos da planta do Caso 1, como vazão (t/h), pressão (bar), temperatura (°C), entalpia (kJ/kg), entropia (kJ/kg K) e exergia (kJ/kg).

Tabela 4.2. Parâmetros de operação do Caso 1.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	160,0	68,6	530,0	3.485,09	6,902	1.482,64
2	125,0	68,6	530,0	3.485,09	6,902	1.482,64
3	97,1	2,45	159,7	2.786,00	7,228	686,36
4	27,9	0,07	39,0	2.320,92	7,471	149,00
5	27,9	0,07	38,0	159,19	0,546	50,94
6	35,0	68,6	530,0	3.485,09	6,902	1.482,64
7	35,0	2,45	159,7	2.786,00	7,228	686,36
8	30,3	2,45	159,7	2.786,00	7,228	686,36
9	127,4	2,45	159,7	2.786,00	7,228	686,36
10	130,0	2,45	135,0	2.733,61	7,104	671,11
11	130,0	2,45	124,7	524,00	1,579	107,93
12	27,9	2,45	38,0	159,49	0,546	51,19
13	2,6	2,45	38,0	159,49	0,546	51,19
14	25,3	2,45	38,0	159,49	0,546	51,19
15	155,3	2,45	110,7	464,59	1,427	93,82
16	4,7	2,45	159,7	2.786,00	7,228	686,36
17	160,0	2,45	126,8	532,52	1,600	110,06
18	160,0	78,6	128,1	543,37	1,607	118,90

4.2 Caso 2 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente com a Integração da Gaseificação da Vinhaça

Neste caso é estudada uma configuração hipotética na qual é incorporado na planta do Caso 1 um sistema para gaseificação da vinhaça, conforme mostra a Figura 4.2.

Considerando que a produção de álcool da usina é cerca de 14 m³/h, e que para cada m³ de álcool são produzidos 13 m³ de vinhaça, a vazão de vinhaça que pode ser aproveitada no biodigestor é de cerca de 180 m³/h.

Nesta planta, o biogás gerado no biodigestor é aproveitado numa turbina a gás (modelo Rolls Royce 501 KB7, com razão de pressão de 13,5 e potência de 5,2 MW nas condições padrão) para geração de energia elétrica. O calor dos gases de exaustão da turbina é aproveitado numa caldeira de recuperação, gerando vapor para acionamento de uma turbina a vapor de condensação (turbina a vapor e condensador). O condensado desta turbina se junta ao condensado do processo de fabricação e da turbina de extração-condensação, seguindo então para o desaerador térmico para retirar o oxigênio dissolvido na água.

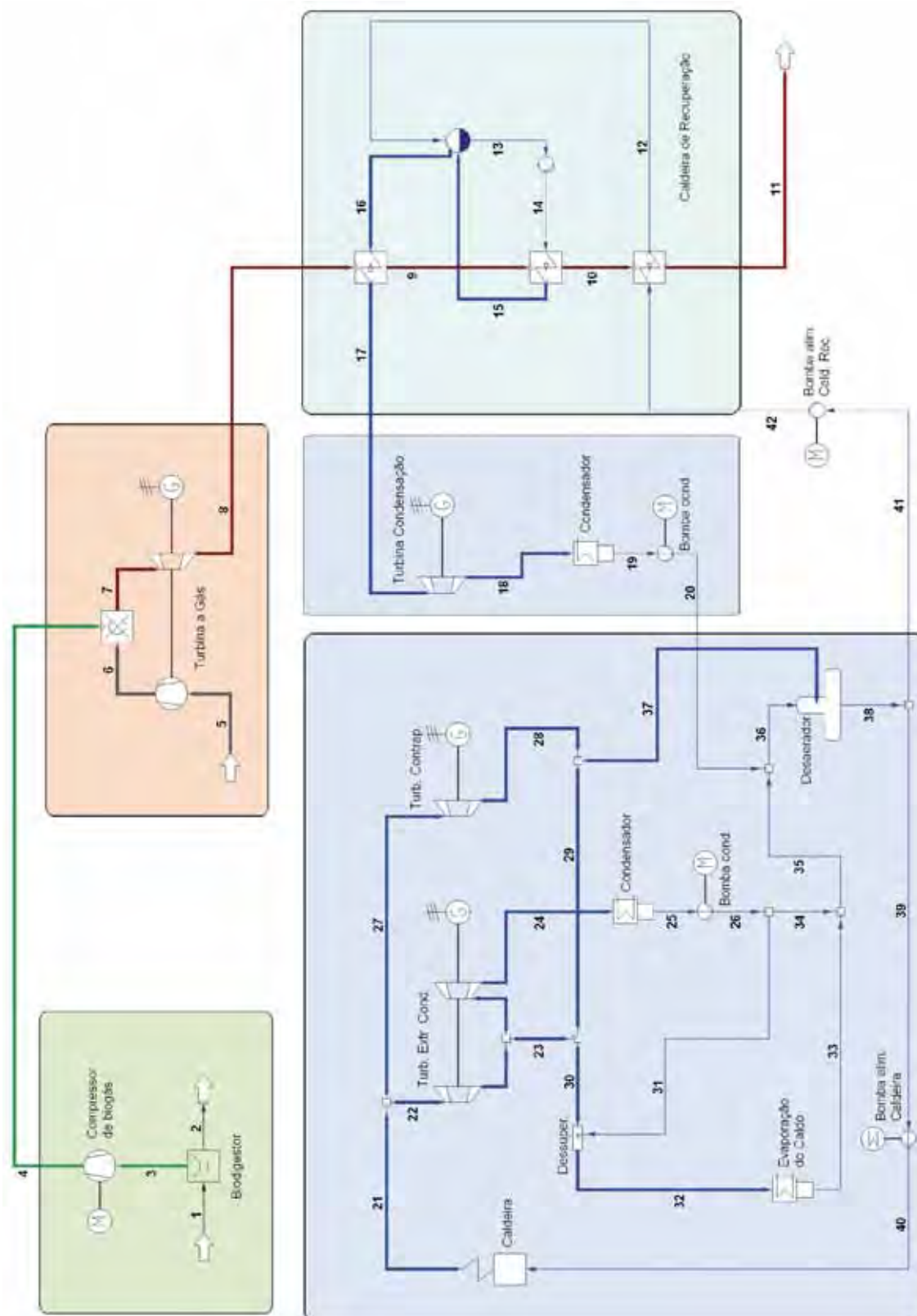


Figura 4.2. Planta integrada para biodigestão da vinhaça numa usina existente (Caso 2).

A Tabela 4.3 apresenta os parâmetros característicos de operação do Caso 2, de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.2.

Tabela 4.3. Parâmetros de operação do Caso 2.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	198,0	1,2	35,0	146,7	0,505	-
2	195,5	1,013	35,0	146,7	0,505	-
3	2,5	1,1	35,0	54,8	8,864	29.134,9
4	2,5	16	309,7	570,9	9,049	29.595,9
5	81,7	1,013	30,0	30,3	6,898	5,5
6	81,7	13,5	418,0	432,8	6,983	382,8
7	84,2	13,4	1.056,4	1.209,0	7,908	945,6
8	84,2	1,3	529,3	573,0	8,000	282,3
9	84,2	1,3	469,7	505,0	7,912	240,5
10	84,2	1,2	270,0	284,1	7,589	115,8
11	84,2	1,2	203,7	213,1	7,449	86,3
12	10,9	45,3	250,8	1.089,8	2,800	310,2
13	25,0	45,3	257,8	1.124,1	2,865	325,2
14	25,0	46	257,8	1.124,2	2,865	325,3
15	25,0	45,3	257,8	1.868,0	4,266	651,5
16	10,9	45,3	257,8	2.797,8	6,017	1.059,5
17	10,9	45	450,0	3.324,0	6,877	1.329,5
18	10,9	0,1	45,8	2.361,5	7,452	195,6
19	10,9	0,1	45,8	191,8	0,649	53,0
20	10,9	2,45	45,8	192,1	0,650	53,3
21	160,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
22	120,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
23	94,9	2,45	151,8	2.769,4	7,190	681,6
24	25,1	0,07	39,0	2.318,9	7,465	149,2
25	25,1	0,07	34,0	142,5	0,492	50,6
26	25,1	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
27	40,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
28	40,0	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
29	33,1	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
30	128,0	2,45	153,8	2.773,7	7,200	682,9
31	2,0	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
32	130,0	2,45	135,0	2.733,6	7,104	671,4
33	130,0	2,45	121,7	511,2	1,547	105,1
34	23,1	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
35	153,1	2,45	108,6	455,6	1,403	92,1
36	164,0	2,45	104,5	438,1	1,357	88,4
37	6,9	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
38	170,9	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
39	160,0	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
40	160,0	78,6	128,1	543,4	1,607	119,2
41	10,9	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
42	10,9	57,8	127,7	540,4	1,605	116,8

4.3 Caso 3 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente com a Integração da Gaseificação da Palha

No Caso 3 é estudada uma configuração hipotética, mostrada na Figura 4.3, na qual é inserido um sistema de gaseificação da palha da cana junto à planta da usina considerada no Caso 1, cujos dados de operação foram apresentados na Tabela 4.1.

O sistema consiste de um gaseificador de palha, de uma turbina a gás acoplada a um gerador elétrico, uma caldeira de recuperação de calor e um sistema de vapor, composto por uma turbina de condensação, um condensador e a bomba de alimentação da caldeira de recuperação, além da planta tradicional de vapor da usina.

Segundo Romão Júnior (2009), a porcentagem de palha na cana é de aproximadamente 12 %. Considerando uma colhedeira sem ventilação, é possível um aproveitamento de 94 % da palha. Neste trabalho, será considerado que 12 % do total da palha deverão ficar no campo para fins de fertilização, de forma que, para uma vazão de 286 t/h de cana moída, a vazão de palha aproveitada para gaseificação seria cerca de 30 t/h.

O gaseificador considerado é de leito fluidizado circulante, trabalhando à pressão atmosférica. Como o gás é produzido a uma faixa de temperatura de 700 °C é necessário realizar um resfriamento deste antes de ser comprimido. Assim, o gás passa por um pré-aquecedor de ar de gaseificação e por um trocador de calor, onde deve pré-aquecer a água de alimentação da caldeira. Este pré-aquecimento da água da caldeira permite um aumento na vazão de vapor gerado de 160 t/h para 170 t/h, considerando que a caldeira não apresente uma redução em sua eficiência. Em seguida o gás passa por mais um sistema de resfriamento com limpeza do gás para que possa ser comprimido e utilizado na turbina a gás.

A turbina a gás considerada é da Hitachi, modelo PG6561(B), com razão de pressão igual a 12,0; sendo a mesma acoplada a um gerador de 39,6 MW nominal. Os gases de exaustão dessa turbina passam por uma caldeira de recuperação de calor para produção de vapor, o qual é consumido em uma turbina de condensação, e o condensado se junta ao condensado do ciclo convencional a vapor para desaeração, sendo então bombeado de volta para a caldeira de recuperação.

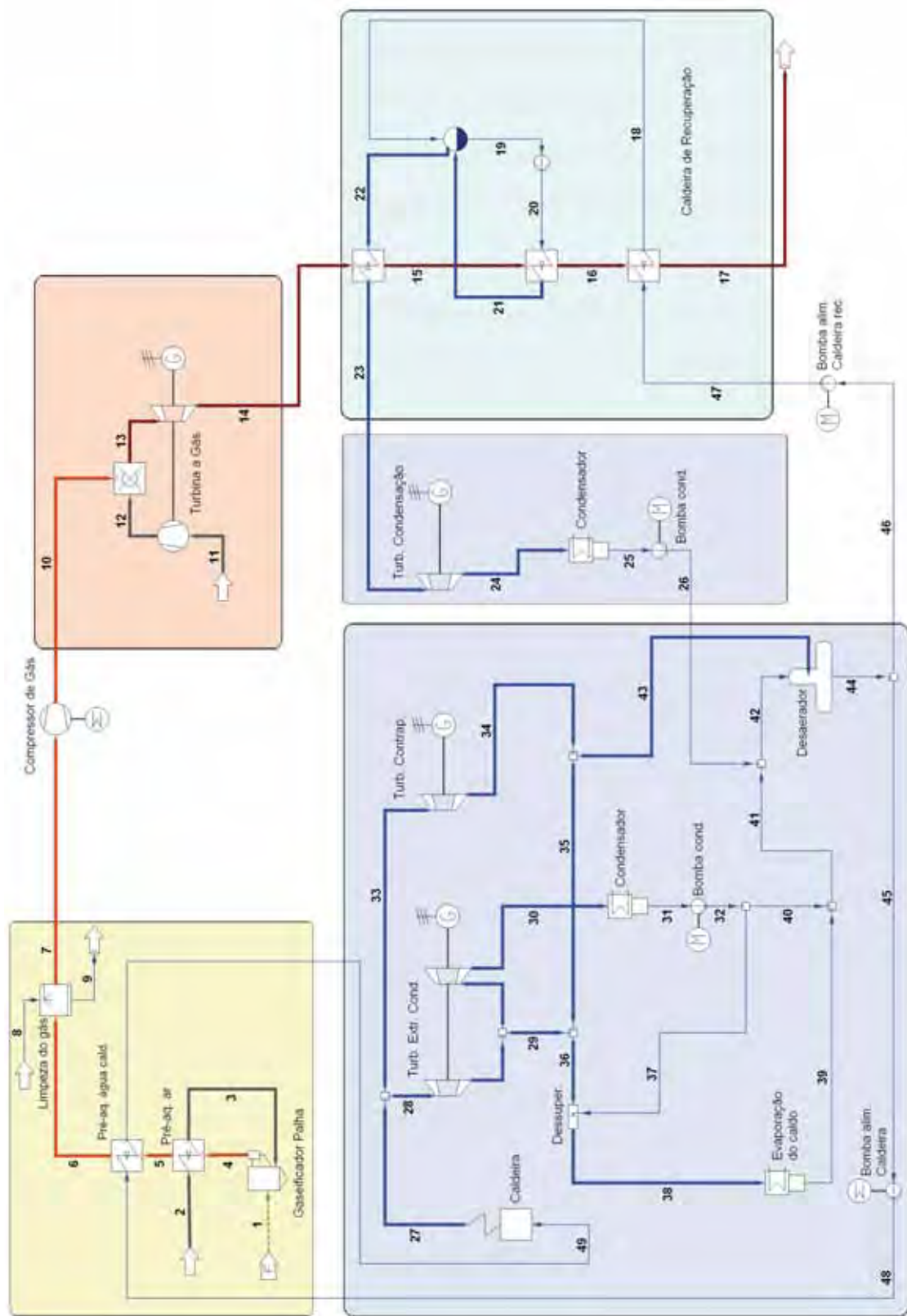


Figura 4.3. Planta integrada para gaseificação da palha numa usina existente (Caso 3).

A Tabela 4.4 apresenta os parâmetros característicos de operação do Caso 3, de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.3.

Tabela 4.4. Parâmetros de operação do Caso 3.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	30,0	-	30,0	30,0	-	15.121,0
2	43,2	1,3	30,0	30,3	6,827	26,9
3	43,2	1,3	650,0	689,4	7,997	337,1
4	73,2	1,2	700,0	938,0	9,349	4.260,5
5	73,2	1,2	426,8	549,0	8,881	4.011,1
6	73,2	1,15	150,0	184,8	8,235	3.839,3
7	73,2	1,1	50,0	58,8	7,706	3.871,0
8	110,4	1,5	25,0	105,0	0,368	50,2
9	110,4	1,1	45,0	188,5	0,639	52,9
10	73,2	15	431,2	539,7	7,850	4.308,9
11	433,4	1,013	30,0	30,3	6,898	5,5
12	433,4	12	376,2	387,9	6,972	341,1
13	506,6	11,8	945,2	1.062,8	7,762	813,8
14	506,6	1,3	493,1	527,1	7,842	254,2
15	506,6	1,3	441,7	469,2	7,764	219,6
16	506,6	1,2	270,0	281,3	7,487	114,4
17	506,6	1,2	213,2	220,8	7,369	88,9
18	55,8	45,3	250,8	1.089,8	2,800	310,2
19	120,0	45,3	257,8	1.124,1	2,865	325,2
20	120,0	46	257,8	1.124,2	2,865	325,3
21	120,0	45,3	257,8	1.917,7	4,359	673,3
22	55,8	45,3	257,8	2.797,8	6,017	1.059,5
23	55,8	45	450,0	3.324,0	6,877	1.329,5
24	55,8	0,1	45,8	2.361,5	7,452	195,6
25	55,8	0,1	45,8	191,8	0,649	53,0
26	55,8	2,45	45,8	192,1	0,650	53,3
27	170,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
28	120,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
29	92,1	2,45	151,8	2.769,4	7,190	681,6
30	27,9	0,07	39,0	2.318,9	7,465	149,2
31	27,9	0,07	34,0	142,5	0,492	50,6
32	27,9	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
33	50,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
34	50,0	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
35	35,9	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
36	128,0	2,45	154,0	2.774,0	7,201	683,0
37	2,0	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
38	130,0	2,45	135,0	2.733,6	7,104	671,4
39	130,0	2,45	121,7	511,2	1,547	105,1
40	25,9	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
41	155,9	2,45	107,3	450,1	1,389	90,9
42	211,6	2,45	91,2	382,1	1,206	77,4
43	14,1	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
44	225,8	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
45	170,0	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
46	55,8	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
47	55,8	57,8	127,7	540,4	1,605	116,8
48	170,0	78,8	128,1	543,4	1,607	119,2
49	170,0	78,6	164,7	700,2	1,981	164,6

4.4 Caso 4 – Planta de Cogeração Convencional de uma Usina Sucroalcooleira Existente com a Integração da Gaseificação da Palha e da Vinhaça

O quarto caso a ser estudado é a configuração apresentada na Figura 4.4, a qual engloba a proposta de gaseificação da palha e da vinhaça na planta do Caso 1. Os processos de gaseificação e biodigestão são os mesmos descritos nos Casos 2 e 3, respectivamente, e as vazões de palha e vinhaça no gaseificador e no biodigestor também são as mesmas (30,0 t/h de palha e 180 m³/h de vinhaça). Considera-se, neste caso, uma mistura do gás da palha e do biogás para consumo em uma única turbina a gás.

A turbina a gás considerada neste caso é da Siemens, modelo W251B11/12, com razão de pressão de 15,3, sendo a mesma acoplada a um gerador de 49,5 MW nominal. O aproveitamento dos gases de exaustão e a planta de vapor são similares aos Casos 2 e 3, com a diferença que neste caso se utiliza uma turbina de condensação maior para o ciclo combinado, uma vez que a vazão de gás para a turbina a gás será maior, de modo que a vazão dos gases de exaustão também assim o será.

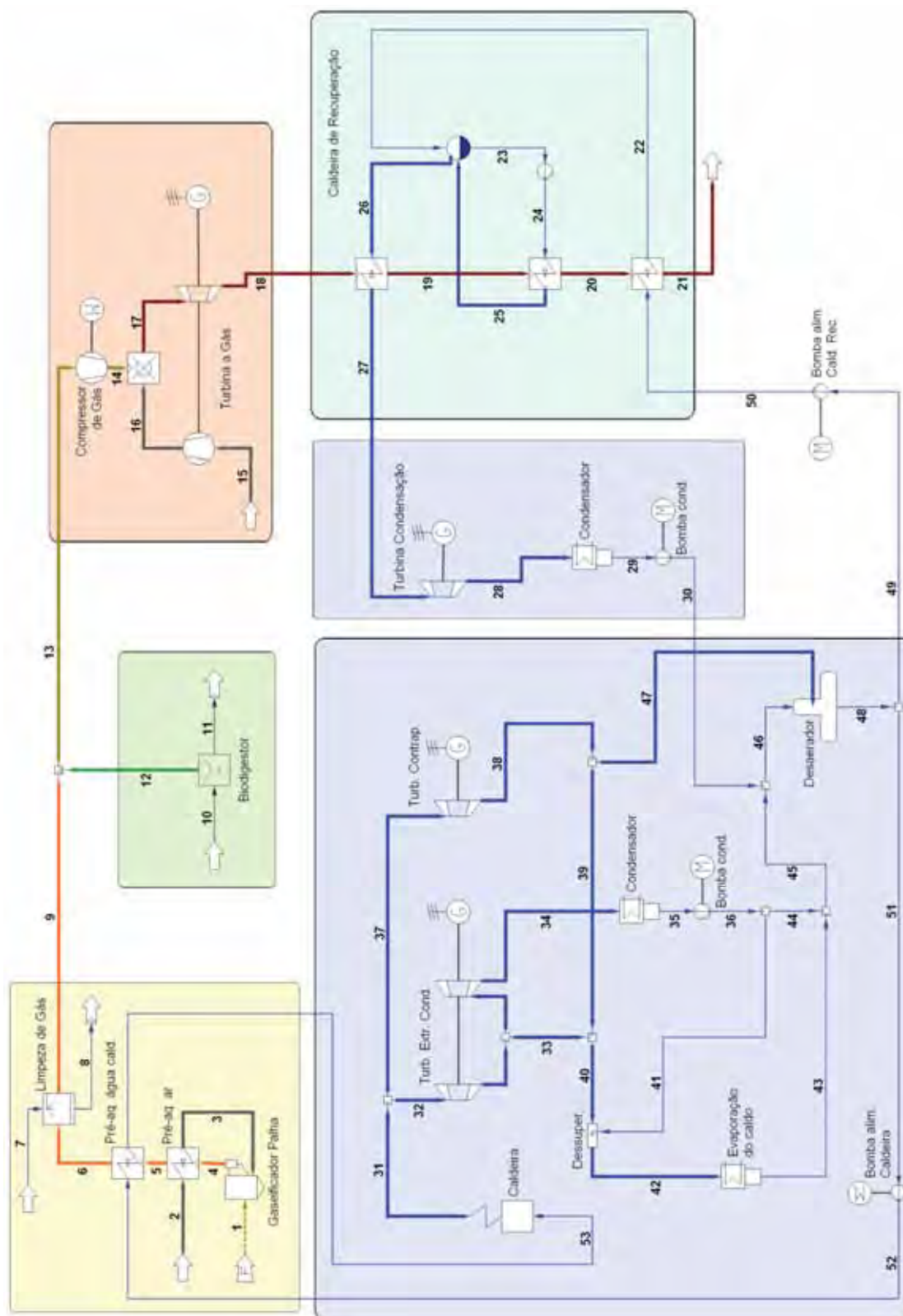


Figura 4.4. Planta integrada para gaseificação da palha e da vinhaça numa usina existente (Caso 4).

A Tabela 4.5 apresenta os parâmetros característicos de operação do Caso 4, de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.4.

Tabela 4.5. Parâmetros de operação do Caso 4.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	30,0	-	30,0	30,0	-	15.121,0
2	43,2	1,3	30,0	30,3	6,827	25,4
3	43,2	1,3	650,0	689,4	7,997	335,7
4	73,2	1,2	700,0	938,0	9,349	4.146,5
5	73,2	1,2	426,8	549,0	8,881	3.897,1
6	73,2	1,15	150,0	184,8	8,235	3.725,4
7	110,4	1,5	25,0	105,0	0,368	50,2
8	110,4	1,1	45,0	188,5	0,639	52,9
9	73,2	1,1	50,0	58,8	7,706	3.757,0
10	198,0	1,2	35,0	146,7	0,505	120,0
11	195,5	1,2	35,0	146,7	0,505	120,0
12	2,5	1,2	35,0	58,2	9,231	29.143,5
13	75,7	1,1	49,3	58,8	7,782	4.640,1
14	75,7	18	456,4	587,0	7,935	5.122,7
15	507,5	1	30,0	30,3	6,902	2,9
16	507,5	15,3	425,5	440,9	6,981	390,0
17	583,2	15,3	1.018,4	1.155,7	7,778	918,2
18	583,2	1,3	499,8	535,9	7,871	270,8
19	583,2	1,3	455,9	486,3	7,805	240,8
20	583,2	1,2	310,0	325,1	7,581	146,3
21	583,2	1,2	261,8	273,2	7,489	122,1
22	55,0	45,3	250,8	1.089,8	2,800	310,2
23	90,0	45,3	257,8	1.124,1	2,865	325,2
24	90,0	46	257,8	1.124,2	2,865	325,3
25	90,0	45,3	257,8	2.168,3	4,831	783,3
26	55,0	45,3	257,8	2.797,8	6,017	1.059,5
27	55,0	45	450,0	3.324,0	6,877	1.329,5
28	55,0	0,1	45,8	2.361,5	7,452	195,6
29	55,0	0,1	45,8	191,8	0,649	53,0
30	55,0	2,45	45,8	192,1	0,650	53,3
31	170,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
32	120,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
33	92,0	2,45	151,8	2.769,4	7,190	681,6
34	28,0	0,07	39,0	2.318,9	7,465	149,2
35	28,0	0,07	34,0	142,5	0,492	50,6
36	28,0	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
37	50,0	68,6	530,0	3.485,1	6,902	1.482,9
38	50,0	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
39	36,0	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
40	128,0	2,45	154,0	2.774,0	7,201	683,0
41	2,0	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
42	130,0	2,45	135,0	2.733,6	7,104	671,4
43	130,0	2,45	121,7	511,2	1,547	105,1
44	26,0	2,45	34,0	142,8	0,492	50,9
45	156,0	2,45	107,3	449,9	1,388	90,9
46	211,0	2,45	91,3	382,7	1,208	77,5
47	14,0	2,45	159,7	2.786,0	7,228	686,7
48	225,0	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
49	55,0	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
50	55,0	50,3	127,6	539,3	1,605	115,9
51	170,0	2,45	126,8	532,5	1,600	110,4
52	170,0	78,8	128,1	543,4	1,607	119,2
53	170,0	78,6	164,7	700,2	1,981	164,6

4.5 Caso 5 – Planta de Cogeração Modificada de uma Usina Sucroalcooleira Idealizada com Integração da Gaseificação da Palha e da Vinhaça

O Caso 5, cuja planta é mostrada na Figura 4.5, consiste na concepção de uma usina nova, com o dobro da capacidade de moagem da usina considerada no Caso 1, e considerando a gaseificação da palha e da vinhaça da usina, tal como no caso anterior. Na Tabela 4.6 são apresentados alguns dados hipotéticos da safra dessa usina idealizada.

O sistema para gaseificação da palha e da vinhaça é semelhante ao do Caso 4. A turbina a gás considerada é da Hitachi, modelo PG7121 (EA), com razão de pressão de 12,6 e potência nominal de 85,4 MW. Neste caso, foi considerado um aumento na pressão do vapor produzido pelas caldeiras convencional e de recuperação, de forma que o vapor é gerado a 86 bar e 520 °C. A planta de vapor da usina conta com caldeira que gera 320 t/h de vapor e turbina de extração-condensação de múltiplos estágios, além da turbina de condensação para aproveitar o vapor gerado pela caldeira de recuperação.

Vale destacar ainda que neste caso considera-se uma redução no consumo de vapor para o processo, de forma que este consome uma vazão de 231 t/h de vapor, o que corresponde a 403 kg de vapor por tonelada de cana moída. O pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, através da redução da temperatura do gás da palha, permite um aumento na geração de vapor da caldeira de 320 t/h para 340 t/h, considerando que a eficiência da caldeira se mantenha estável.

Tabela 4.6. Dados de safra da usina idealizada.

Parâmetros	Valores	Unidades
Cana moída total	3.000.000	t
Dias de safra	240	dias
Horas efetivas de moagem	5.241	horas
Moagem horária	572,3	t/h
Relação Bagaço-Vapor	0,44	kg/kg
Vazão de bagaço produzido	163,0	t/h
Vazão de bagaço na caldeira	150,0	t/h
Vazão de bagaço excedente	13,0	t/h
Vazão de palha gaseificada	60,0	t/h
Vazão de vinhaça biodigerida	360,0	m³/h
Vazão de vapor na caldeira	340,0	t/h
Consumo de vapor no processo	231,0	t/h

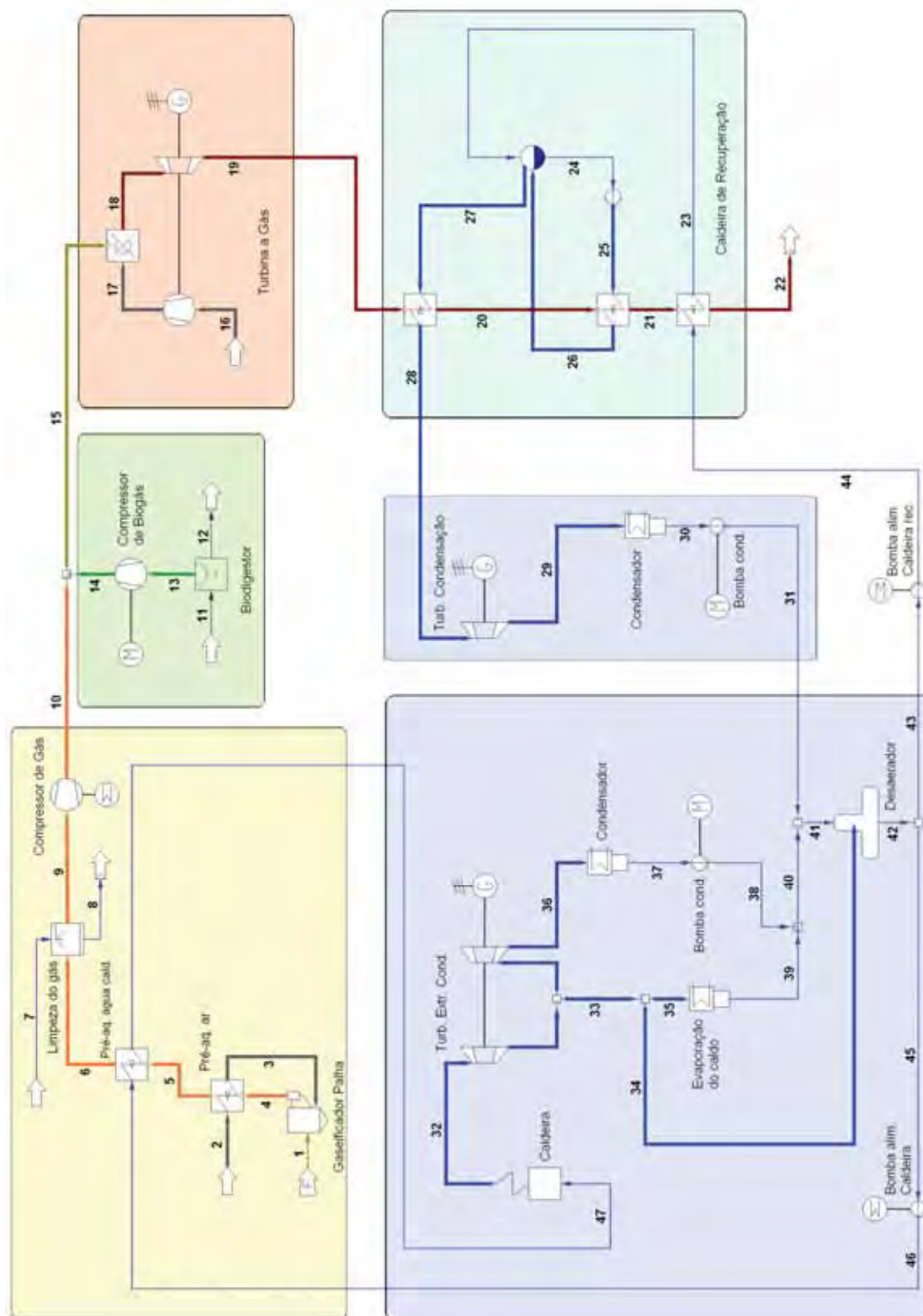


Figura 4.5. Planta integrada para gaseificação da palha e da vinhaça numa usina idealizada.

A Tabela 4.7 apresenta os parâmetros característicos de operação do Caso 5, de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.5.

Tabela 4.7. Parâmetros de operação do Caso 5.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)
1	60,0	-	30,0	30,0	-	15.121,0
2	85,2	1,4	30,0	30,3	6,805	31,8
3	85,2	1,3	650,0	689,4	7,997	335,7
4	145,2	1,2	750,0	954,2	8,942	4.283,9
5	145,2	1,2	464,5	567,4	8,500	4.029,0
6	145,2	1,2	150,0	174,7	7,822	3.838,2
7	201,4	1,5	25,0	105,0	0,368	50,2
8	201,4	1,1	45,0	188,5	0,639	52,9
9	145,2	1,1	50,0	58,8	7,706	3.757,0
10	145,2	15,0	431,2	539,7	7,850	4.194,9
11	400,0	1,2	35,0	146,7	0,505	50,9
12	395,0	1,2	35,0	146,7	0,505	50,9
13	5,0	1,2	35,0	58,2	9,231	29.143,5
14	5,0	15,0	288,8	563,0	9,419	29.592,5
15	150,2	15,0	422,7	540,5	7,930	5.092,8
16	924,6	1,0	30,0	30,3	6,902	2,9
17	924,6	12,6	396,0	409,1	6,991	355,4
18	1.074,8	12,6	1.034,6	1.178,9	7,855	918,7
19	1.074,8	1,3	555,4	600,8	7,954	310,9
20	1.074,8	1,3	478,8	513,2	7,843	256,4
21	1.074,8	1,2	315,0	331,2	7,593	148,9
22	1.074,8	1,2	225,7	235,1	7,416	105,6
23	135,7	86,3	293,3	1.307,2	3,189	411,7
24	220,0	86,3	300,4	1.346,7	3,258	430,5
25	220,0	87,0	300,4	1.346,9	3,258	430,7
26	220,0	86,3	300,3	2.236,3	4,809	857,9
27	135,7	86,3	300,3	2.748,9	5,703	1.104,2
28	135,7	86,0	520,0	3.442,0	6,750	1.485,4
29	135,7	0,1	45,8	2.346,3	7,404	194,6
30	135,7	0,1	43,8	183,5	0,623	52,5
31	135,7	2,5	43,8	183,8	0,623	52,7
32	340,0	86,0	530,0	3.466,7	6,781	1.500,9
33	267,7	2,5	131,0	2.724,9	7,082	669,1
34	36,7	2,5	131,0	2.724,9	7,082	669,1
35	231,0	2,5	131,0	2.724,9	7,082	669,1
36	72,3	0,1	39,0	2.283,6	7,352	147,6
37	72,3	0,1	34,0	142,5	0,492	50,6
38	72,3	2,5	34,0	142,8	0,492	50,9
39	231,0	2,5	121,7	511,2	1,547	105,1
40	303,3	2,5	101,0	423,4	1,318	85,3
41	439,1	2,5	83,4	349,3	1,115	71,7
42	475,7	2,5	126,8	532,5	1,600	110,4
43	135,7	2,5	126,8	532,5	1,600	110,4
44	135,7	98,8	128,4	546,2	1,609	121,5
45	340,0	2,5	126,8	532,5	1,600	110,4
46	340,0	96,2	128,4	545,9	1,609	121,2
47	340,0	96,0	167,6	713,6	2,007	170,2

5 RESULTADOS

5.1 Considerações e Cálculos Preliminares

Antes da apresentação dos resultados termodinâmicos, termoeconômicos e econômicos serão apresentados a seguir alguns cálculos preliminares e considerações necessárias para as simulações.

A solução do sistema de equações resultante da análise termodinâmica de cada um dos casos é obtida através do emprego do *software* IPSEpro[®] (SIMTECH IPSEPRO, 2003), que é um programa que possui um conjunto de módulos e bibliotecas que são destinadas à criação de modelos para simulação de processos. Informações adicionais sobre este programa podem ser encontradas no Apêndice B.

Foram consideradas eficiências isentrópicas de 80 % para os compressores e 75 % para as bombas. As eficiências de conversão elétrica e mecânica foram estimadas em 98 %. O PCI da palha e do bagaço são, respectivamente, 13.151 e 7.736 kJ/kg, de acordo com Hassuani, Leal e Macedo (2005). A exergia dos combustíveis foi calculada de acordo com a metodologia apresentada no Apêndice A. Nos casos com biodigestão da vinhaça, os cálculos foram feitos com base no PCI do biogás gerado, que é 26.022 kJ/kg, o qual foi calculado pelo *software* IPSEpro[®] com base na sua composição.

Os custos dos equipamentos das configurações estudadas foram estimados a partir de informações disponíveis na literatura (GAS TURBINE WORLD HANDBOOK, 2001-2002 e GARAGATTI ARRIOLA, 2000) e são apresentados nas Tabelas 5.1 a 5.5. Os custos referentes aos sistemas de biodigestão da vinhaça foram estimados de acordo com Salomon (2007), e os custos específicos dos equipamentos dos sistemas BIG-GTCC foram estimados de acordo com Larson, Williams e Leal (2001), além de informações do Instituto de Economia Agrícola (TORQUATO; FRONZAGLIA, 2005), de forma que foi considerado um custo específico para implantação do sistema BIG-GTCC de cerca de R\$ 2.500,00/kW (aproximadamente US\$ 1.400,00/kW).

O custo anual dos equipamentos, com amortização, foi calculado levando-se em conta um período de amortização de 20 anos. A taxa de juros considerada foi de 12 %, condizente com o cenário econômico brasileiro. Foi considerado ainda um percentual de custo anual fixo associada à operação e manutenção de 9 %, e um percentual de custo anual variável de operação e manutenção de 1 %, com um fator de carga de 0,75.

Nas Tabelas 5.1 a 5.5 são apresentados os custos, os custos anuais amortizados e as taxas de custos de cada equipamento utilizado nos casos estudados.

Tabela 5.1. Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 1.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	$\dot{Z}_k$ (R\$/s)
Caldeira	28.000.000,00	6.478.605,84	0,277718
Turbina a Vapor Extração-Condensação	17.000.000,00	3.933.439,26	0,168615
Turbina a Vapor Contrapressão	3.000.000,00	694.136,34	0,029756
Condensador	800.000,00	185.103,02	0,007935
Bomba de Condensado	100.000,00	23.137,88	0,000992
Dessuperaquecedor	150.000,00	34.706,82	0,001488
Evaporação do Caldo	1.000.000,00	231.378,78	0,009919
Mistura dos Condensados	200.000,00	46.275,76	0,001984
Desaerador	2.000.000,00	462.757,56	0,019837
Bomba da Caldeira	1.800.000,00	416.481,80	0,017853

Tabela 5.2. Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 2.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	$\dot{Z}_k$ (R\$/s)
Biodigestor	3.300.000,00	763.549,97	0,032731
Compressor	1.200.000,00	277.654,54	0,011902
Turbina a gás	3.250.000,00	751.981,04	0,032235
Caldeira de Recuperação	3.510.000,00	812.139,52	0,034814
Turbina a Vapor de Condensação	950.000,00	219.809,84	0,009423
Condensador da Turb. Condensação	200.000,00	46.275,76	0,001984
Bomba de Cond. Turb. Condensação	50.000,00	11.568,94	0,000496
Caldeira	28.000.000,00	6.478.605,84	0,277718
Turbina a Vapor Extração-Condensação	17.000.000,00	3.933.439,26	0,168615
Turbina a Vapor Contrapressão	3.000.000,00	694.136,34	0,029756
Condensador	800.000,00	185.103,02	0,007935
Bomba de Condensado	100.000,00	23.137,88	0,000992
Dessuperaquecedor	150.000,00	34.706,82	0,001488
Evaporação do Caldo	1.000.000,00	231.378,78	0,009919
Mistura de Condensados	200.000,00	46.275,76	0,001984
Desaerador	2.000.000,00	462.757,56	0,019837
Bomba da Caldeira	1.800.000,00	416.481,80	0,017853
Bomba HRSG	150.000,00	34.706,82	0,001488

Tabela 5.3. Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 3.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	$\dot{Z}_k$ (R\$/s)
Caldeira	28.000.000,00	6.478.605,84	0,277718
Turbina a Vapor Extração-Condensação	17.000.000,00	3.933.439,26	0,168615
Turbina a Vapor Contrapressão	3.000.000,00	694.136,34	0,029756
Condensador	800.000,00	185.103,02	0,007935
Bomba de Condensado	100.000,00	23.137,88	0,000992
Dessuperaquecedor	150.000,00	34.706,82	0,001488
Evaporação do Caldo	1.000.000,00	231.378,78	0,009919
Mistura de Condensados	200.000,00	46.275,76	0,001984
Desaerador	2.000.000,00	462.757,56	0,019837
Bomba da Caldeira	1.800.000,00	416.481,80	0,017853
Gaseificador	39.000.000,00	9.023.772,42	0,386822
Resfriamento de Gás	2.800.000,00	647.860,58	0,027772
Limpeza do Gás	5.600.000,00	1.295.721,17	0,055544
Compressor de Gás	6.700.000,00	1.550.237,83	0,066454
Turbina a gás	19.800.000,00	4.581.299,84	0,196386
Caldeira de Recuperação	21.400.000,00	4.951.505,89	0,212256
Turbina a Vapor de Condensação	5.000.000,00	1.156.893,90	0,049593
Condensador da Turb. Condensação	1.000.000,00	231.378,78	0,009919
Bomba Cond. Turb. Condensação	100.000,00	23.137,88	0,000992
Bomba HRSG	700.000,00	161.965,15	0,006943

Tabela 5.4. Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 4.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	$\dot{Z}_k$ (R\$/s)
Gaseificador	39.060.000,00	9.037.655,15	0,387417
Resfriamento de Gás	2.790.000,00	645.546,80	0,027673
Limpeza do Gás	5.580.000,00	1.291.093,59	0,055345
Biodigestor	3.300.000,00	763.549,97	0,032731
Compressor	6.700.000,00	1.550.237,83	0,066454
Turbina a Gás	24.750.000,00	5.726.624,81	0,245483
Caldeira de Recuperação	26.800.000,00	6.200.951,31	0,265816
Turbina a Vapor de Condensação	4.900.000,00	1.133.756,02	0,048601
Condensador da Turb. Condensação	1.000.000,00	231.378,78	0,009919
Bomba de Cond. Turb. Condensação	100.000,00	23.137,88	0,000992
Caldeira	28.000.000,00	6.478.605,84	0,277718
Turbina a Vapor Extração-Condensação	17.000.000,00	3.933.439,26	0,168615
Turbina a Vapor Contrapressão	3.000.000,00	694.136,34	0,029756
Condensador	800.000,00	185.103,02	0,007935
Bomba de Condensado	100.000,00	23.137,88	0,000992
Dessuperaquecedor	150.000,00	34.706,82	0,001488
Evaporação do Caldo	1.000.000,00	231.378,78	0,009919
Mistura de Condensados	200.000,00	46.275,76	0,001984
Desaerador	2.000.000,00	462.757,56	0,019837
Bomba da Caldeira	1.800.000,00	416.481,80	0,017853
Bomba HRSG	800.000,00	185.103,02	0,007935

Tabela 5.5. Custos estimados dos equipamentos e custos com amortização para o Caso 5.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	$\dot{Z}_k$ (R\$/s)
Gaseificador	78.000.000,00	18.047.544,84	0,773643
Resfriamento de gás	5.600.000,00	1.295.721,17	0,055544
Limpeza do gás	11.200.000,00	2.591.442,34	0,111087
Compressor de gás de Biomassa	13.400.000,00	3.100.475,65	0,132908
Biodigestor	6.500.000,00	1.503.962,07	0,064470
Compressor de Biogás	2.100.000,00	485.895,44	0,020829
Turbina a Gás	36.200.000,00	8.375.911,84	0,359050
Caldeira de Recuperação	40.000.000,00	9.255.151,20	0,396740
Turbina a Vapor de Condensação	13.500.000,00	3.123.613,53	0,133900
Condensador da Turb. Condensação	2.800.000,00	647.860,58	0,027772
Bomba de Cond. Turb. Condensação	300.000,00	69.413,63	0,002976
Caldeira	45.000.000,00	10.412.045,10	0,446333
Turbina a Vapor Extração-Condensação	34.000.000,00	7.866.878,52	0,337229
Condensador	1.600.000,00	370.206,05	0,015870
Bomba de Condensado	200.000,00	46.275,76	0,001984
Evaporação do Caldo	2.000.000,00	462.757,56	0,019837
Mistura de Condensados	350.000,00	80.982,57	0,003471
Desaerador	4.000.000,00	925.515,12	0,039674
Bomba da Caldeira	3.500.000,00	809.825,73	0,034715
Bomba HRSG	1.700.000,00	393.343,93	0,016861

O custo do bagaço foi considerado igual a R\$ 15,00/t, enquanto que o custo da vinhaça foi admitido ser R\$ 5,00/m³. Foi considerado também que o custo da palha da cana para utilização na usina é de R\$ 32,00/t, custo esse que se deve ao transporte da mesma até a indústria, o custo de oportunidade da palha no campo e seu custo de processamento (MME, 2007).

No Apêndice C são mostrados os balanços dos custos exergoeconômicos para cada um dos equipamentos de cada uma das configurações estudadas. A resolução do sistema de equações resultante da análise termoeconômica foi efetuada utilizando-se o programa EES[®] (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein e Alvarado (1995), que possibilita a realização de cálculos de maneira simples e eficiente.

5.2 Resultados da Simulação da Turbina a Gás Operando com Gás Natural e com Gás de Baixo Poder Calorífico

A fim de se verificar o desempenho das turbinas a gás selecionadas quando trabalham com gás de baixo poder calorífico, serão apresentados a seguir os resultados das simulações das turbinas a gás operando com gás natural, em condições bem próximas das condições padrão, e os resultados da operação das turbinas com os gases de baixo poder calorífico.

Na Figura 5.1 é mostrado um esquema das turbinas a gás estudadas, com numeração em cada ponto do sistema.

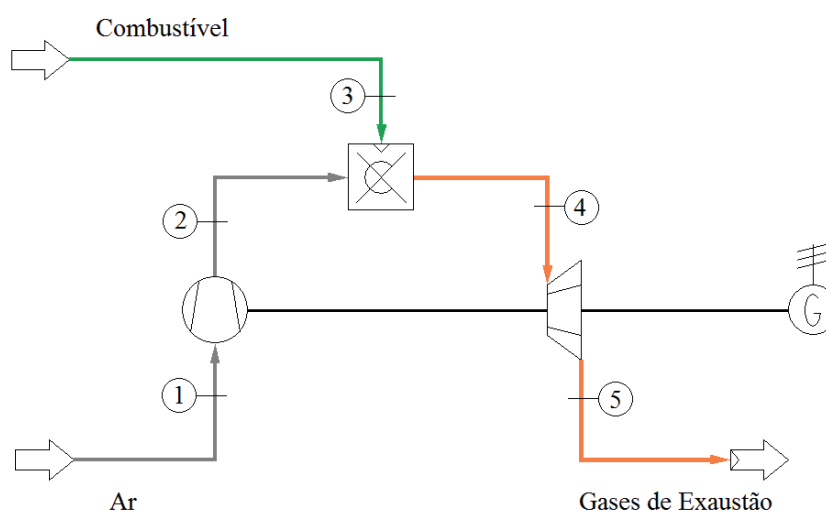


Figura 5.1. Esquema das turbinas a gás analisadas.

Na simulação com gás de biomassa, procurou-se trabalhar com uma vazão de gases de exaustão semelhante à vazão de gases da turbina a gás operando com gás natural. Além disso, os níveis de pressão no ciclo não foram alterados. Como esta análise visa apenas a comparação entre as duas condições de operação das turbinas, com estes parâmetros fixados (vazão e pressão), os resultados da simulação com gás de biomassa aqui apresentados diferem daqueles encontrados na simulação dos casos estudados, uma vez que as turbinas a gás utilizadas nas plantas de cogeração operam com vazões de combustível dadas pela capacidade de produção das plantas, de forma que a vazão de gases sempre difere da vazão nas condições padrão.

➤ **Turbina utilizada no Caso 2 – Rolls Royce 501 KB7**

A Tabela 5.6 mostra os parâmetros de operação da turbina Rolls Royce 501 KB7, utilizada no Caso 2, operando com gás natural (PCI igual a 49.760 kJ/kg, calculado de acordo com a composição do mesmo informada no *software* IPSEpro[®]), e a Tabela 5.7 mostra os parâmetros da mesma turbina operando com biogás da vinhaça, cujo PCI foi determinado de acordo com sua composição pelo *software* IPSEpro[®] resultando 26.022 kJ/kg.

Tabela 5.6. Parâmetros de operação da turbina Rolls Royce 501 KB7 utilizando gás natural.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	72,31	1,0	30,0	30,3	6,898
2	72,31	13,5	402,7	416,3	6,981
3	1,17	16,0	30,0	64,2	9,966
4	73,48	13,4	1.055,1	1.207,6	7,943
5	73,48	1,3	528,3	572,3	8,015

Tabela 5.7. Parâmetros de operação da turbina Rolls Royce 501 KB7 utilizando biogás da vinhaça.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	71,30	1,0	30,0	30,3	6,898
2	71,30	13,5	402,7	416,3	6,981
3	2,18	16,0	30,0	46,8	7,844
4	73,48	13,4	1.031,2	1.177,4	7,907
5	73,48	1,3	525,9	569,1	7,995

Na Tabela 5.8 é apresentada a comparação entre a potência e a eficiência da turbina Rolls Royce 501 KB7 para a operação com gás natural e com o biogás da vinhaça.

Tabela 5.8. Desempenho da turbina Rolls Royce 501 KB7 com gás natural e com biogás da vinhaça.

Combustível	Potência (kW)	Eficiência (%)
Gás natural	5.216,2	32,1
Biogás da vinhaça	4.771,5	30,3

➤ **Turbina utilizada no Caso 3 – Hitachi PG 6561 (B)**

No Caso 3 é utilizada uma turbina a gás da Hitachi, modelo PG6561 (B). A Tabela 5.9 apresenta os parâmetros de operação dessa turbina operando com gás natural, e a Tabela 5.10 mostra os parâmetros dessa mesma turbina utilizando o gás proveniente da palha, cujo PCI foi determinado de acordo com sua composição pelo *software* IPSEpro[®] resultando 4.521 kJ/kg.

Tabela 5.9. Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG6561 (B) utilizando gás natural.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	510,7	1,0	30,0	30,3	6,898
2	510,7	12,0	358,0	368,5	6,942
3	8,6	15,0	30,0	64,2	9,998
4	519,3	11,8	1.034,3	1.182,9	7,965
5	519,3	1,3	531,7	576,6	8,024

Tabela 5.10. Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG6561 (B) utilizando gás da palha.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	444,3	1,0	30,0	30,3	6,898
2	444,3	12,0	376,2	387,9	6,972
3	75,0	15,0	30,0	35,2	6,799
4	519,3	11,8	885,7	989,9	7,701
5	519,3	1,3	452,7	481,5	7,781

A Tabela 5.11 apresenta a comparação entre a potência e a eficiência da turbina Hitachi PG6561 (B) para a operação com gás natural e com o gás proveniente da gaseificação da palha.

Tabela 5.11. Desempenho da turbina Hitachi PG6561 (B) com gás natural e com gás da palha.

Combustível	Potência (kW)	Eficiência (%)
Gás natural	39.471,5	33,4
Gás da palha	29.198,8	31,0

➤ **Turbina utilizada no Caso 4 – Siemens W251B11/12**

A Tabela 5.12 mostra os parâmetros de operação da turbina Siemens W251B11/12, utilizada no Caso 4, operando com gás natural. Na Tabela 5.13 são apresentados os resultados dessa mesma turbina operando com a mistura de gases proveniente da gaseificação da palha e da vinhaça, sendo calculado um PCI para a mistura resultante de 5.108 kJ/kg, valor este obtido pelo *software* IPSEpro[®] com base na composição da mistura.

Tabela 5.12. Parâmetros de operação da turbina Siemens W251B11/12 utilizando gás natural.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	620,1	1,0	30,0	30,3	6,902
2	620,1	15,3	408,5	422,5	6,954
3	10,2	18,0	30,0	64,2	9,908
4	630,3	15,3	1.068,0	1.224,5	7,919
5	630,3	15,3	513,9	556,0	7,996

Tabela 5.13. Parâmetros de operação da turbina Siemens W251B11/12 utilizando gás de biomassa.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	544,3	1,0	30,0	30,3	6,902
2	544,3	15,3	425,5	440,9	6,981
3	86,0	18,0	30,0	35,5	6,791
4	630,3	15,3	959,3	1.082,5	7,716
5	630,3	15,3	467,5	499,3	7,818

Na Tabela 5.14 é apresentada a comparação entre a potência e a eficiência da turbina Siemens W251B11/12 para a operação com gás natural e com o gás de biomassa (palha e vinhaça).

Tabela 5.14. Desempenho da turbina Siemens W251B11/12 com gás natural e com gás de biomassa.

Combustível	Potência (kW)	Eficiência (%)
Gás natural	49.489,0	35,0
Gás de biomassa	40.037,0	32,8

➤ **Turbina utilizada no Caso 5 – Hitachi PG7121 (EA)**

No Caso 5 é utilizada uma turbina a gás Hitachi do modelo PG7121 (EA). A Tabela 5.15 apresenta os parâmetros de operação dessa turbina operando com gás natural, e a Tabela 5.16 mostra os parâmetros dessa mesma turbina utilizando a mistura de gases proveniente da gaseificação da palha e da vinhaça, com um PCI de 5.378 kJ/kg, obtido pelo *software* IPSEpro[®] com base na composição da mistura.

Tabela 5.15. Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG7121 (EA) utilizando gás natural.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	1057,0	1,0	30,0	30,3	6,902
2	1057,0	12,6	371,2	382,6	6,950
3	18,1	15,0	30,0	64,2	9,998
4	1075,1	12,6	1.059,2	1.215,2	7,974
5	1075,1	1,3	536,7	582,9	8,034

Tabela 5.16. Parâmetros de operação da turbina Hitachi PG7121 (EA) utilizando gás de biomassa.

Ponto	$\dot{m}$ (t/h)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	924,6	1,0	30,0	30,3	6,902
2	924,6	12,6	391,9	404,7	6,984
3	150,2	15,0	30,0	35,7	6,872
4	1074,8	12,6	974,9	1.104,6	7,796
5	1074,8	1,3	514,6	553,9	7,896

A Tabela 5.17 apresenta a comparação entre a potência e a eficiência da turbina Hitachi PG7121 (EA) para a operação com gás natural e com o gás proveniente da gaseificação da biomassa (palha e vinhaça).

Tabela 5.17. Desempenho da turbina Hitachi PG7121 (EA) com gás natural e com gás de biomassa.

Combustível	Potência (kW)	Eficiência (%)
Gás natural	85.383,0	34,1
Gás de biomassa	68.252,0	30,4

Como pode ser observado, na simulação das turbinas a gás com os gases de baixo poder calorífico, a temperatura da combustão sempre ficou menor que a temperatura de chama para a simulação com gás natural, assim como uma menor temperatura dos gases de exaustão foi verificada, diminuindo, assim, a eficiência do ciclo.

Em relação às vazões no sistema, observa-se que, com a utilização de gás proveniente da biodigestão da vinhaça, a vazão desse combustível é cerca de duas vezes maior que a vazão de gás natural, enquanto que, no caso da gaseificação da palha, a vazão desse combustível é cerca de nove vezes maior. A vazão de ar para a combustão também foi menor nas situações com gaseificação se comparado com o uso de gás natural. Entretanto, essa redução da vazão de ar deve ser controlada, pois vazões de ar muito inferiores podem levar o compressor ao fenômeno de *surge*, o que poderia acarretar em fluxo reverso no compressor.

Em todas as situações analisadas, comparando-se com o uso de gás natural, houve redução na potência total do conjunto e na eficiência das turbinas. A redução na eficiência ficou entre 5,6 %, quando da utilização do biogás da vinhaça, e 10,9 %, quando da utilização da mistura de gases da vinhaça e da palha, mostrando que a palha contribui mais para essa redução.

5.3 Resultados Termodinâmicos para os Casos Estudados

Nas Tabelas 5.18 a 5.22 são apresentadas: a potência eletromecânica, a potência térmica, as irreversibilidades geradas e as eficiências pela primeira e pela segunda lei da termodinâmica para os equipamentos das plantas analisadas.

Tabela 5.18. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 1.

Equipamento	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	η_I (%)	η_{II} (%)
Caldeira	-	167.613,3	36.870,08	78,0	27,5
Turb. a Vapor Extr.-Condensação	27.147,52	-	3.594,03	85,8	88,7
Turb. a Vapor de Contrapressão	6.527,54	-	944,91	84,0	84,3
Bomba da Caldeira	502,16	-	89,66	75,0	78,2
Bomba de Condensado	2,39	-	0,45	75,0	77,2
Processo	-	79.791,3	40.347,66	-	-
Condensador	-	16.372,9	1.477,41	-	-

Tabela 5.19. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 2.

Equipamento	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	η_I (%)	η_{II} (%)
Compressor de Biogás	372,79	-	38,22	80,0	85,8
Turbina a Gás	5.511,96	-	7.230,80	30,5	39,2
Turb. a Vapor de Condensação	2.795,77	-	518,05	84,0	81,5
Turb. a Vapor de Contrapressão	7.460,06	-	1.079,90	84,0	84,3
Turb. a Vapor de Extr. Condensação	25.930,35	-	3.425,42	85,8	88,7
Bomba da Caldeira	502,16	-	89,66	75,0	78,2
Bomba da Caldeira de Recuperação	24,85	-	4,44	75,0	78,2
Bomba de Cond. Turb. Extr. Condens.	2,47	-	0,64	75,0	69,9
Bomba de Cond. Turb. Condensação	0,94	-	0,17	75,0	77,8
Processo	-	80.251,9	40.120,37	-	-
Condensador Turb. Extr. Condens.	-	15.179,3	1.368,69	-	-
Condensador Turb. Condensação	-	6.561,4	859,5	-	-
Caldeira	-	167.613,3	36.870,08	78,0	27,5
Caldeira de Recuperação	-	9.050,5	632,21	93,0	89,4

Tabela 5.20. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 3.

Equipamento	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	η_I (%)	η_{II} (%)
Compressor de Gás	10.180,09	-	872,54	80,0	87,5
Turbina a Gás	31.046,12	-	33.823,66	33,8	59,1
Turb. a Vapor de Condensação	14.317,16	-	2.652,95	84,0	81,5
Turb. a Vapor de Contrapressão	9.325,09	-	1.349,87	84,0	84,3
Turb. a Vapor de Extr. Condensação	26.262,63	-	3.488,33	85,7	88,7
Bomba da Caldeira	534,95	-	95,51	75,0	78,2
Bomba da Caldeira de Recuperação	127,26	-	22,74	75,0	78,2
Bomba de Cond. Turb. Extr. Condens.	2,74	-	0,72	75,0	69,9
Bomba de Cond. Turb. Condensação	4,80	-	0,88	75,0	77,8
Processo	-	80.251,9	40.120,37	-	-
Condensador Turb. Extr. Condens.	-	16.850,9	1.519,41	-	-
Condensador Turb. Condensação	-	33.601,2	4.401,55	-	-
Caldeira	-	167.613,3	36.106,25	78,5	28,2
Caldeira de Recuperação	-	48.009,2	4.899,23	89,8	75,6

Tabela 5.21. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 4.

Equipamento	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	η_I (%)	η_{II} (%)
Compressor de Gás	11.563,52	-	958,44	80,0	87,8
Turbina a Gás	40.838,05	-	40.309,11	36,2	63,5
Turb. a Vapor de Condensação	14.128,72	-	2.618,04	84,0	81,5
Turb. a Vapor de Contrapressão	9.325,09	-	1.349,87	84,0	84,3
Turb. a Vapor de Extr. Condensação	26.274,06	-	3.490,49	85,7	88,7
Bomba da Caldeira	534,95	-	95,51	75,0	78,2
Bomba da Caldeira de Recuperação	108,59	-	19,41	75,0	78,2
Bomba de Cond. Turb. Extr. Condens.	2,75	-	0,72	75,0	69,9
Bomba de Cond. Turb. Condensação	4,74	-	0,87	75,0	77,8
Processo	-	80.251,9	42.088,47	-	-
Condensador Turb. Extr. Condens.	-	16.908,4	1.524,60	-	-
Condensador Turb. Condensação	-	33.158,9	4.343,62	-	-
Caldeira	-	167.613,3	36.106,25	78,5	28,2
Caldeira de Recuperação	-	56.684,4	14.125,55	75,1	64,8

Tabela 5.22. Potência eletromecânica, térmica, irreversibilidades e eficiências para os equipamentos da planta do Caso 5.

Equipamento	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	η_I (%)	η_{III} (%)
Compressor de Gás da Palha	20.194,6	-	1.732,0	80,0	91,1
Compressor Biogás da Vinhaça	736,6	-	78,2	80,0	88,9
Turbina a Gás	72.349,5	-	80.810,7	32,2	60,1
Turbina a Vapor de Condensação	39.682,1	-	7.353,4	84,0	81,5
Turb. a Vapor de Extr. Condensação	75.799,1	-	10.105,9	85,8	88,6
Bomba da Caldeira	1.313,1	-	233,6	75,0	78,3
Bomba da Caldeira de Recuperação	538,4	-	95,5	75,0	78,3
Bomba de Cond. Turb. Extr. Condens.	6,5	-	1,3	75,0	75,7
Bomba de Cond. Turb. Condensação	12,4	-	2,8	75,0	73,4
Processo	-	142.042,9	73.458,96	-	-
Condensador Turb. Extr. Condens.	-	43.008,2	3.877,86	-	-
Condensador Turb. Condensação	-	81.554,4	10.682,01	-	-
Caldeira	-	322.333,3	62.315,5	80,7	29,6
Caldeira de Recuperação	-	119.656,7	10.463,5	91,3	83,9

As condições de operação dos gaseificadores de palha dos Casos 3, 4 e 5 não foram alteradas e, portanto, suas eficiências não apresentaram grandes flutuações, de forma que a eficiência a quente dos gaseificadores foi de 93,8 %, enquanto que a eficiência a frio ficou em 83,6 %, calculadas com base no poder calorífico da palha com 15 % de umidade em base úmida.

Na Tabela 5.23 são apresentados os resultados para os índices de desempenho das plantas, baseados na primeira lei da termodinâmica, e nas Figuras 5.2 a 5.5 são apresentados graficamente os resultados para a eficiência global, eficiência de aproveitamento da biomassa, razão potência-calor e para a relação potência elétrica-cana moída, para os casos analisados.

Tabela 5.23. Índices de desempenho das plantas analisadas.

Índice	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
η_{global} - Eficiência Global da Planta (%)	61,4	58,7	48,1	47,3	47,1
$\eta_{aprov,biom}$ - Eficiência Aproveit. da Biomassa (%)	34,9	36,1	44,2	46,3	47,1
RPC - Razão Potência-Calor	0,290	0,359	0,662	0,740	0,915
$R_{bag,vap}$ - Relação Bagaço-Vapor (kg_{bag}/kg_{vapor})	0,488	0,488	0,470	0,459	0,441
$R_{vapor,cana}$ - Rel. Vapor-Cana Moída (kg_{vapor}/t_{cana})	454	454	454	454	403
$R_{pot,cana}$ - Rel. Pot. Elétrica-Cana Moída (kWh/t_{cana})	81	101	186	207	227

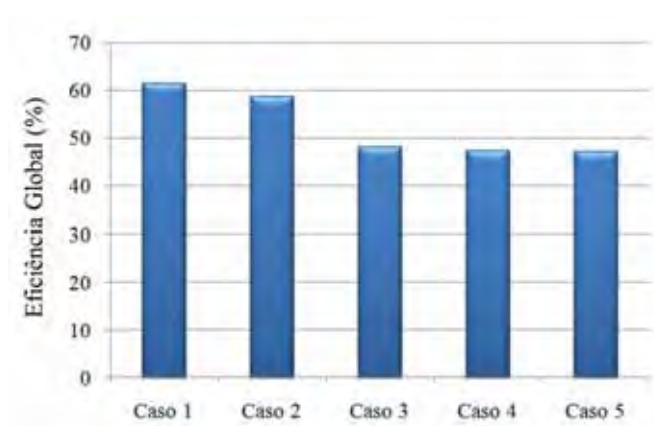


Figura 5.2. Eficiência global para cada um dos casos considerados.

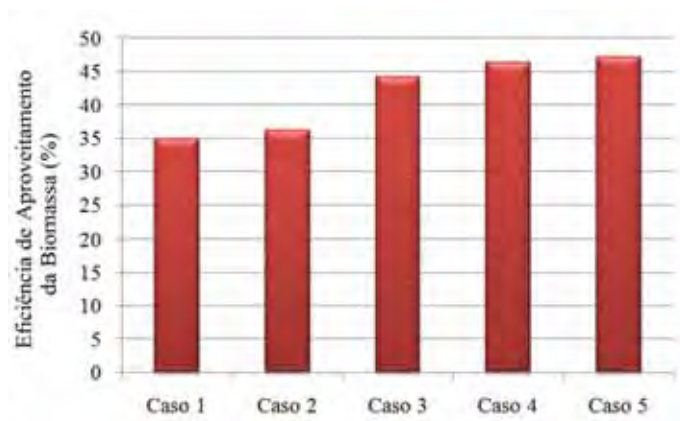


Figura 5.3. Eficiência de aproveitamento da biomassa para cada um dos casos considerados.

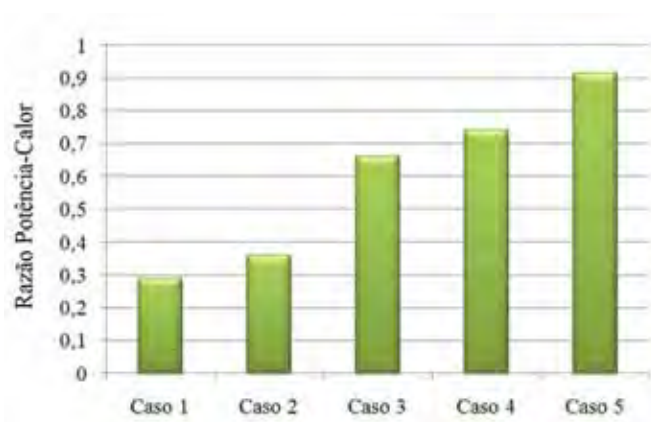


Figura 5.4. Razão Potência-Calor para cada um dos casos considerados.

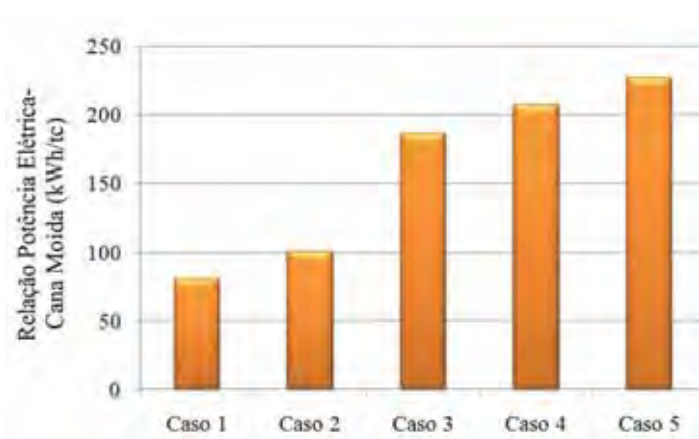


Figura 5.5. Razão Potência Elétrica-Cana Moída para cada um dos casos considerados.

Sob o ponto de vista da eficiência global da planta, de acordo com a com a Figura 5.2, verifica-se que a integração da gaseificação à planta da usina promove uma redução nessa eficiência, uma vez que esse índice considera apenas a relação entre a energia útil e a energia efetivamente fornecida à planta, desconsiderando outras fontes de energia disponíveis na usina que poderiam ser utilizadas. Entretanto, as vantagens da gaseificação, sob a ótica da

termodinâmica, podem ser vistas na Figura 5.3, pois a eficiência de aproveitamento da biomassa é superior à do Caso 1 em todos os outros casos. Esse aumento era esperado, uma vez que a gaseificação possibilita um aumento na geração de eletricidade em todos os casos, e, também, devido ao fato que a eficiência de aproveitamento da biomassa tem como base toda a biomassa disponível na usina, o que resulta em um melhor aproveitamento nos casos com gaseificação. Observa-se, também, um expressivo aumento na razão potência-calor (RPC) e na relação potência elétrica-cana moída ($R_{pot,cana}$) da usina, índice este que poderia atingir 227 kWh/tc com a gaseificação da palha e da vinhaça no caso de uma usina moderna idealizada.

5.4 Resultados Termoeconômicos para os Casos Estudados

Na Tabela 5.24 são mostrados os resultados termoeconômicos para cada um dos casos estudados, obtidos com base na Teoria do Custo Exergético.

O custo médio da energia elétrica produzida é obtido a partir de uma média ponderada entre os custos de geração de cada um dos turbogeradores existentes, para as configurações que possuem mais de um turbogerador.

Tabela 5.24. Resultados termoeconômicos para cada caso estudado.

Parâmetros	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Custo de geração de eletricidade da turbina a gás (R\$/MWh)	-	284,90	93,91	100,10	110,10
Custo de geração de eletricidade da turbina a vapor de condensação (R\$/MWh)	-	204,70	151,70	179,40	145,40
Custo de geração de eletricidade da turbina a vapor de extração-condensação (R\$/MWh)	94,40	69,25	92,68	93,65	76,96
Custo de geração de eletricidade da turbina a vapor de contrapressão (R\$/MWh)	89,21	60,69	81,76	82,75	-
Custo médio de geração de eletricidade (R\$/MWh)	93,39	105,30	102,30	108,80	104,20
Custo do vapor de processo (R\$/t)	11,56	7,38	11,17	11,32	9,64

A Tabela 5.24 mostra que tanto a gaseificação da palha como a biodigestão da vinhaça promovem um aumento no custo médio de geração de eletricidade da usina. Esse aumento é

devido ao elevado custo de geração de eletricidade da turbina a gás e da turbina de condensação, sendo que é possível observar que os custos de geração das turbinas a vapor da planta convencional não se elevam, ficando menores que os custos do Caso 1 nos Casos 2 e 5, embora o custo do vapor de processo também tenha ficado bem menor nestes casos.

Os resultados apresentados na Tabela 5.24 foram obtidos considerando valores fixos para os custos dos insumos, ou seja, o custo de bagaço de R\$ 15,00/t, o custo da palha de R\$ 32,00/t e o custo da vinhaça de R\$ 5,00/m³. A fim de se realizar uma avaliação mais completa, serão apresentadas a seguir análises de sensibilidade do custo médio de geração em função dos custos dos insumos.

A Figura 5.6 apresenta o gráfico de sensibilidade do custo médio de geração de eletricidade do Caso 1 em função da variação do custo do bagaço entre R\$ 0,00/t e R\$ 20,00/t.

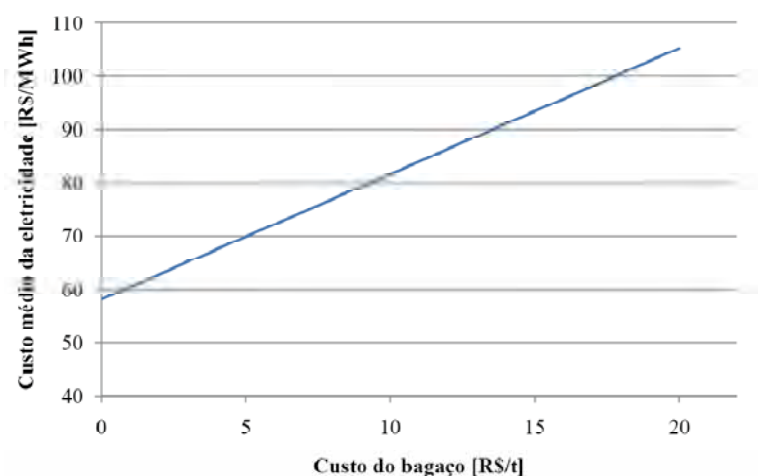


Figura 5.6. Curva de sensibilidade do custo de geração para o Caso 1.

De acordo com a Figura 5.6, o custo de geração de eletricidade para o Caso 1 se mostra bastante sensível em relação ao custo do bagaço, pois a variação do custo do bagaço de R\$ 0,00/t para R\$ 20,00/t promove uma elevação no custo da eletricidade de R\$ 47,00/MWh.

A Figura 5.7 apresenta o gráfico de sensibilidade do custo médio de geração de eletricidade para o Caso 2, em função do custo do bagaço e para o custo da vinhaça variando entre R\$ 0,00/m³ e R\$ 10,00/m³.

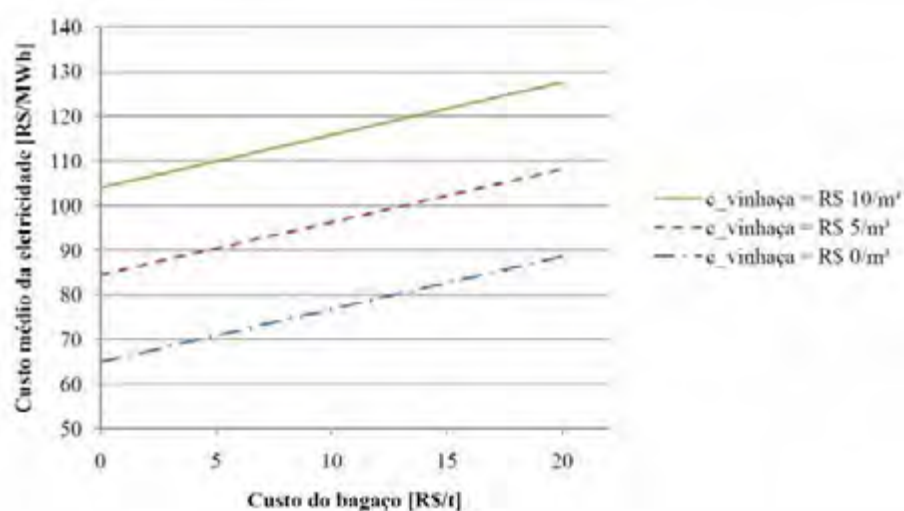


Figura 5.7. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 2.

A Figura 5.8 apresenta o gráfico de sensibilidade do custo médio de geração para Caso 3, em função do custo do bagaço e variando-se o custo da palha entre R\$ 10,00/t e R\$ 40,00/t.

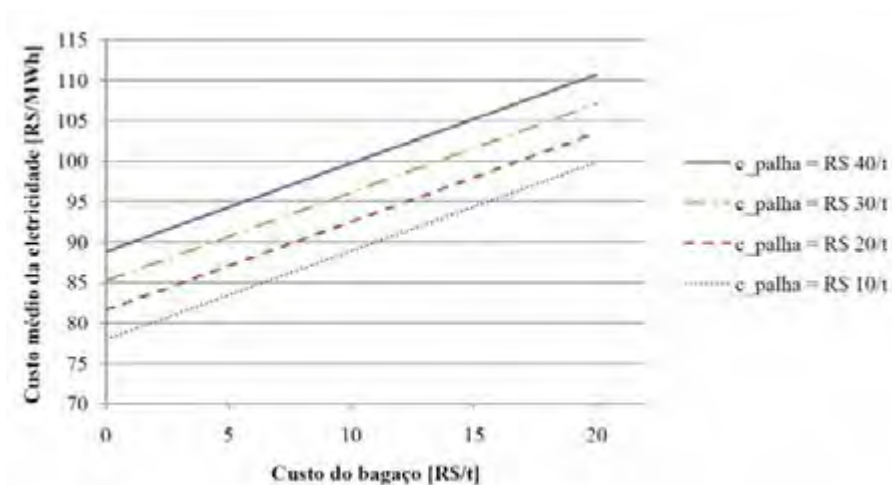


Figura 5.8. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 3.

Observando-se as Figuras 5.7 e 5.8, nota-se que o custo de geração da eletricidade se mostra muito mais sensível em relação ao custo da vinhaça do que em relação ao custo da palha, pois a variação do custo da vinhaça entre R\$ 0,00/m³ e R\$ 10,00/m³ resulta em uma diferença de custo de R\$ 39,00/MWh, enquanto que a variação do custo da palha entre R\$ 10,00/t e R\$ 40,00/t resulta em uma diferença de apenas R\$ 11,00/MWh.

Nas Figuras 5.9, 5.10 e 5.11 são apresentados os gráficos de sensibilidade do custo médio de geração de eletricidade para o Caso 4, em função dos custos do bagaço e da palha, e para custos da vinhaça de R\$ 0,00/m³, R\$ 5,00/m³ e R\$ 10,00/m³, respectivamente.

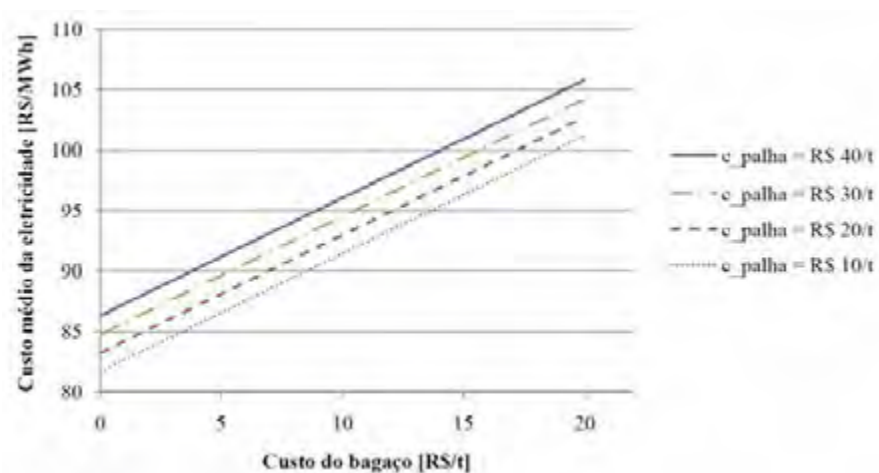


Figura 5.9. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 4, para a vinhaça custando R\$ 0,00/m³.

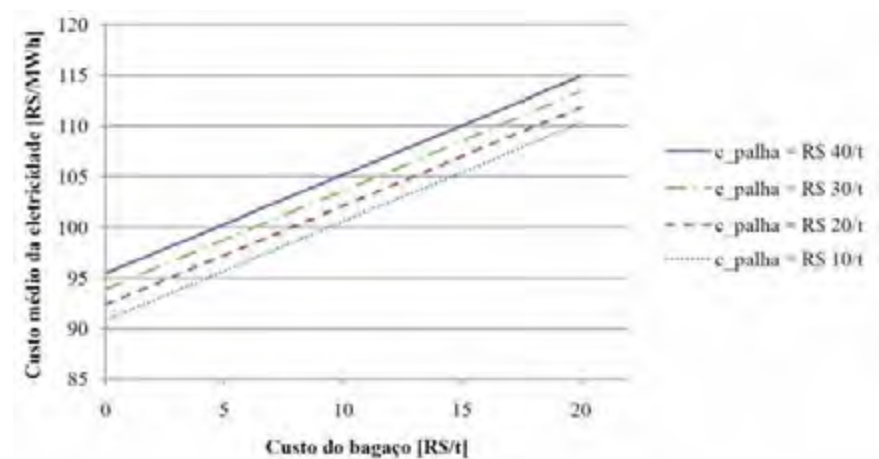


Figura 5.10. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 4, para a vinhaça custando R\$ 5,00/m³.

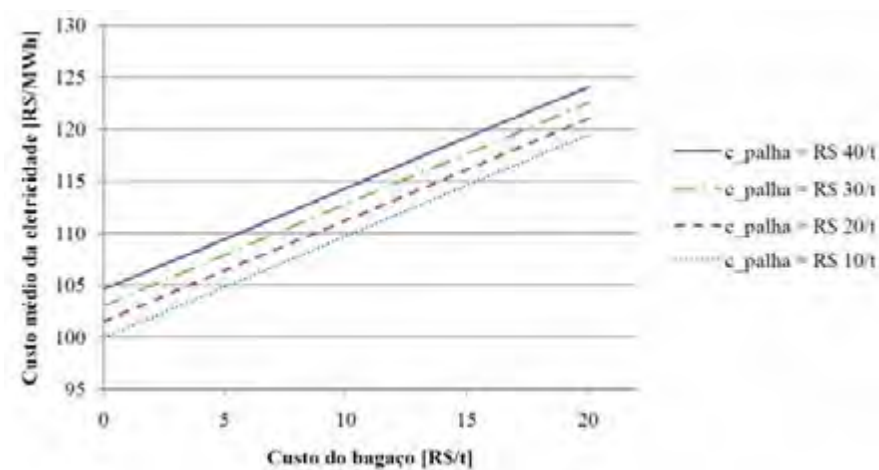


Figura 5.11. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 4, para a vinhaça custando R\$ 10,00/m³.

Os gráficos mostrados nas Figuras 5.9 a 5.11 mostram que, de forma similar aos Casos 2 e 3, o custo de geração de eletricidade se mostrou muito mais sensível em relação ao custo da vinhaça do que em relação ao custo da palha, uma vez que, para uma variação do custo da palha de R\$ 10,00/t para R\$ 40,00/t, o custo médio de geração de eletricidade sofreu um aumento de apenas R\$ 5,00/MWh, enquanto que para um aumento da vinhaça de R\$ 0,00/m³ para R\$ 10,00/m³ o aumento foi de aproximadamente R\$ 18,00/MWh.

Nas Figuras 5.12, 5.13 e 5.14 são apresentados os gráficos de sensibilidade do custo médio de geração de eletricidade para o Caso 5, em função dos custos do bagaço e da palha, e para custos da vinhaça de R\$ 0,00/m³, R\$ 5,00/m³ e R\$ 10,00/m³, respectivamente.

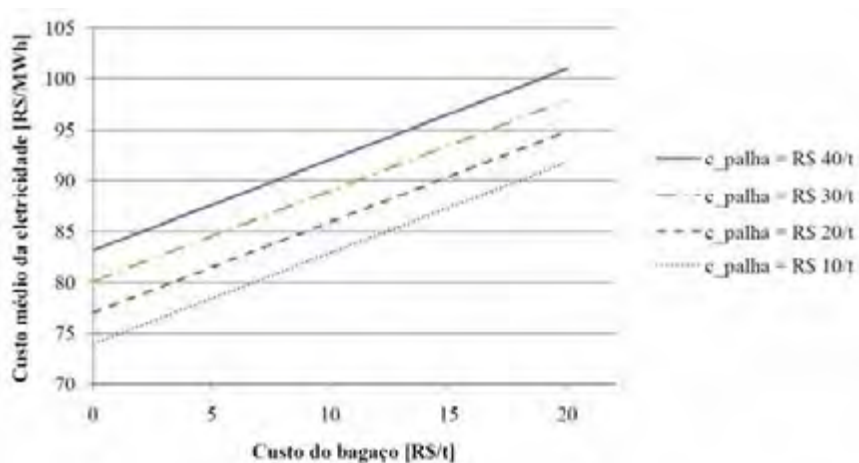


Figura 5.12. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 5, para a vinhaça custando R\$ 0,00/m³.

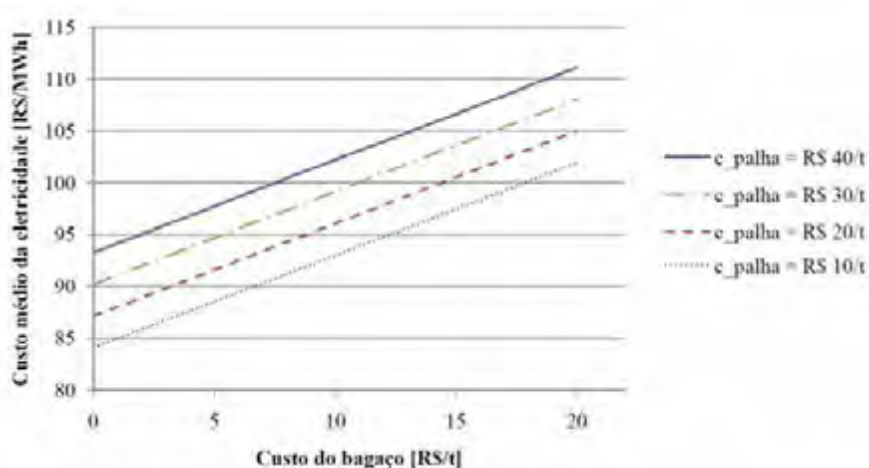


Figura 5.13. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 5, para a vinhaça custando R\$ 5,00/m³.

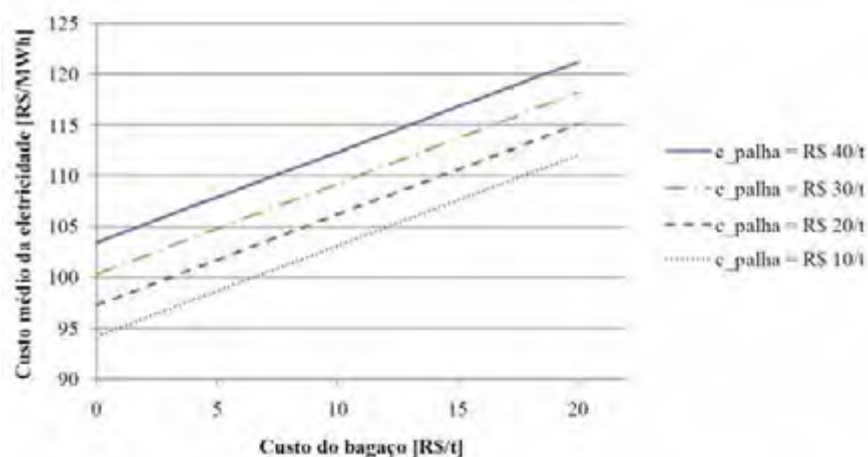


Figura 5.14. Curvas de sensibilidade do custo de geração para o Caso 5, para a vinhaça custando R\$ 10,00/m³.

As Figuras 5.12 a 5.14 mostram que, analogamente ao Caso 4, o custo médio de geração de eletricidade do Caso 5 é muito mais sensível ao custo da vinhaça do que ao custo da palha, pois a variação do custo da palha de R\$ 10,00/t para R\$ 40,00/t implica uma variação do custo médio de geração de R\$ 9,00/MWh, enquanto que a variação do custo da vinhaça de R\$ 0,00/m³ para R\$ 10,00/m³ resulta em um aumento de R\$ 20,00/MWh no custo de geração de eletricidade.

Em todos os casos estudados que envolvem gaseificação, a variação do custo do bagaço apresentou influência semelhante sobre o custo de geração de eletricidade, uma vez que o aumento de R\$ 20,00/t no custo do bagaço resultou em um aumento de aproximadamente R\$ 20,00/MWh, em média, ou seja, para um aumento de R\$ 1,00/t de bagaço haveria um aumento de aproximadamente R\$ 1,00/MWh no custo de geração.

5.5 Resultados Econômicos para os Casos Estudados

Com o auxílio da análise econômica é possível observar o comportamento do fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta, além de verificar a viabilidade financeira dos investimentos.

Na Tabela 5.25 são apresentados alguns resultados globais para os casos de estudo, como potência produzida, o consumo de eletricidade da usina, potência excedente disponível para comercialização, além do custo de geração da eletricidade e o investimento total no sistema de cogeração analisado.

Tabela 5.25. Resultados globais para os casos estudados.

Resultados	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Quantidade de eletricidade produzida (MW)	33,2	40,8	70,1	78,3	165,0
Quantidade de eletricidade consumida* (MW)	10,0	12,0	17,0	19,0	35,0
Quantidade de eletricidade excedente (MW)	23,2	28,8	53,1	59,3	130,0
Custo de geração de eletricidade (R\$/MWh)	93,39	105,30	102,30	108,80	104,20
Investimento total (Milhões de R\$)	54,05	66,66	156,15	169,83	336,20
Custo por unidade de potência instalada (R\$/kW)	1.628	1.634	2.228	2.169	2.038

*Valor estimado com base em usinas do setor.

Para cada caso considerado, as análises foram feitas considerando quatro valores de venda da eletricidade, com preços que variam de R\$ 150,00/MWh até R\$ 180,00/MWh, permitindo, assim, avaliar o desempenho econômico do sistema para diversas opções de contratos de venda da eletricidade.

As Tabelas 5.26 a 5.30 apresentam os resultados para o valor presente líquido (VPL), a taxa interna de retorno do investimento (TIR) e o tempo de retorno do investimento (TRI), em anos, para cada um dos casos estudados. As Figuras 5.15 a 5.19 apresentam o desempenho do fluxo de caixa dos casos estudados, para diferentes valores de venda da eletricidade, considerando um período de implantação do sistema de dois anos, tempo no qual ocorrem os

desembolsos. A intersecção das curvas com o eixo horizontal representa o tempo de retorno do investimento, ou seja, o tempo a partir do qual o fluxo de caixa passa a ser positivo.

Tabela 5.26. Resultados econômicos para o Caso 1, em função do preço de venda da eletricidade.

Preço de venda (R\$/MWh)	VPL (R\$)	TIR (%)	TRI (anos)
150,00	9.436.655,42	14,7	13,0
160,00	20.651.397,59	17,8	9,5
170,00	31.866.139,75	20,8	7,5
180,00	43.080.881,92	23,7	6,5

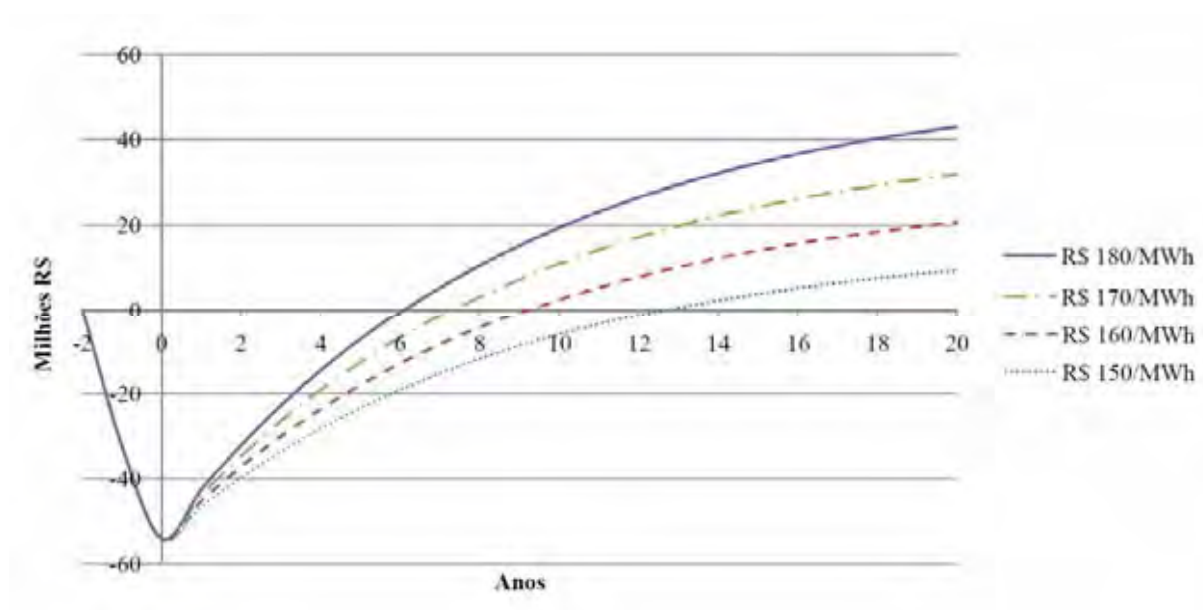


Figura 5.15. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 1.

Tabela 5.27. Resultados econômicos para o Caso 2, em função do preço de venda da eletricidade.

Preço de venda (R\$/MWh)	VPL (R\$)	TIR (%)	TRI (anos)
150,00	-4.362.189,54	10,9	-
160,00	9.574.680,81	14,2	14,0
170,00	23.511.551,16	17,4	9,5
180,00	37.448.421,51	20,4	7,5

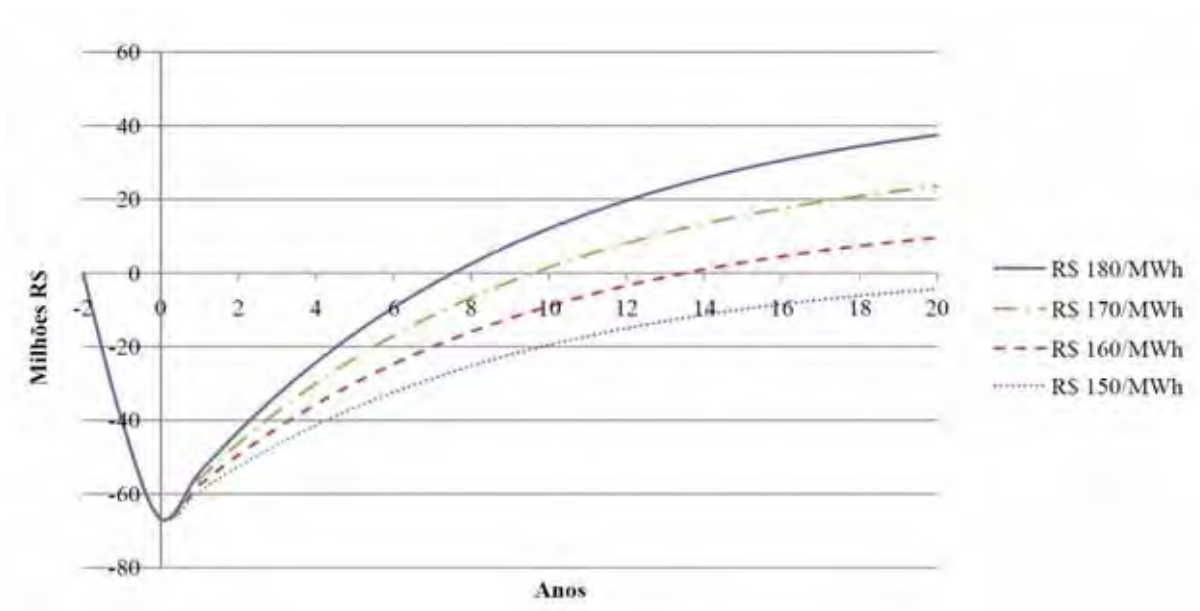


Figura 5.16. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 2.

Tabela 5.28. Resultados econômicos para o Caso 3, em função do preço de venda da eletricidade.

Preço de venda (R\$/MWh)	VPL (R\$)	TIR (%)	TRI (anos)
150,00	-33.551.730,00	8,4	-
160,00	-7.849.787,00	11,2	-
170,00	17.852.155,00	13,8	14,5
180,00	43.554.098,00	16,3	11,0

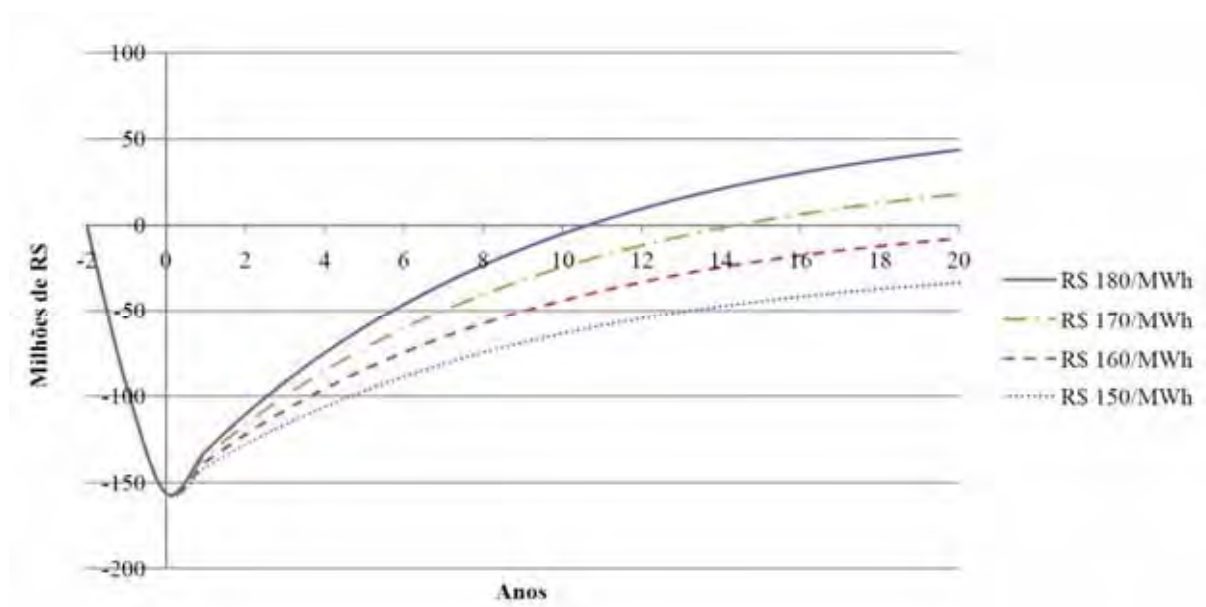


Figura 5.17. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 3.

Tabela 5.29. Resultados econômicos para o Caso 4, em função do preço de venda da eletricidade.

Preço de venda (R\$/MWh)	VPL (R\$)	TIR (%)	TRI (anos)
150,00	-51.474.480,39	6,8	-
160,00	-22.747.412,53	9,8	-
170,00	5.979.655,34	12,6	18,0
180,00	34.706.723,21	15,2	12,0

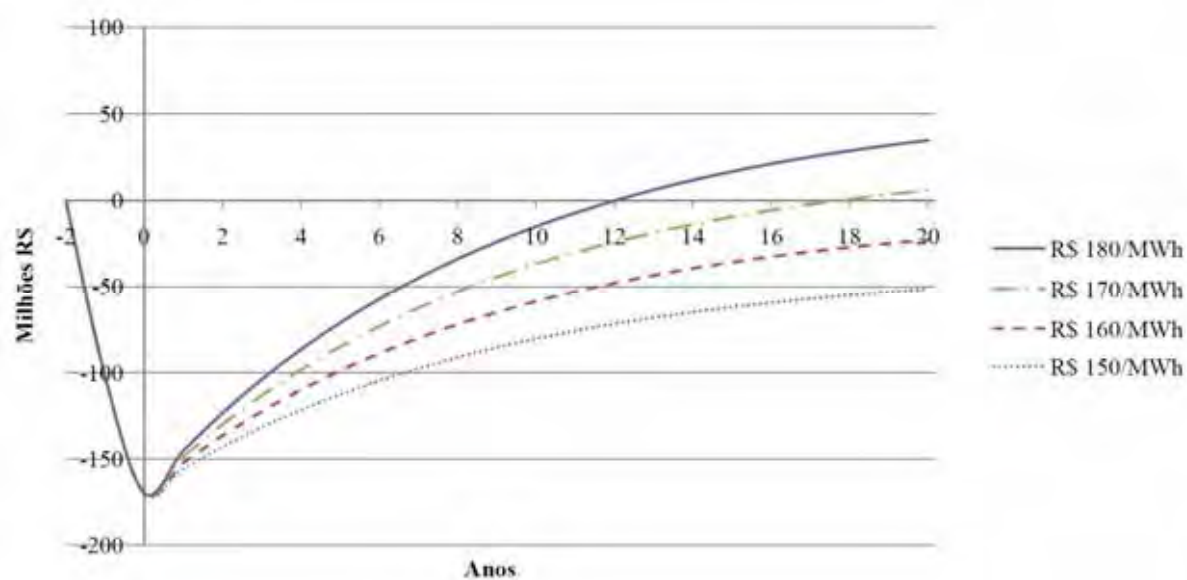


Figura 5.18. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 4.

Tabela 5.30. Resultados econômicos para o Caso 5, em função do preço de venda da eletricidade.

Preço de venda (R\$/MWh)	VPL (R\$)	TIR (%)	TRI (anos)
150,00	-47.948.019,30	9,7	-
160,00	14.989.094,39	12,7	17,5
170,00	77.926.208,08	15,6	11,5
180,00	140.863.321,77	18,3	9,0

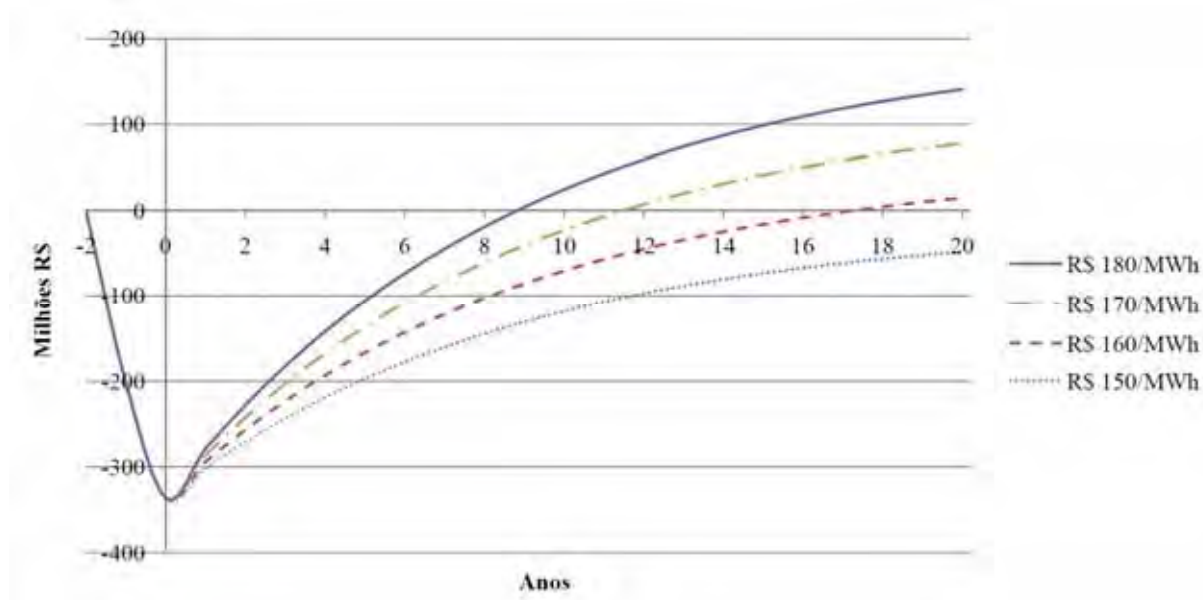


Figura 5.19. Fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta do Caso 5.

Observando-se as Tabelas 5.26 a 5.30 e as Figuras 5.15 a 5.19, pode-se notar que o Caso 1 se apresenta como o menos arriscado sob o ponto de vista econômico, uma vez que este caso apresenta o menor tempo de retorno do investimento e os maiores valores para a Taxa Interna de Retorno (*TIR*). O tempo de retorno do investimento seria de 6,5 anos para um preço de venda da eletricidade de R\$ 180,00/MWh (valor reivindicado pelo setor), e o Valor Presente Líquido (*VPL*) para esta situação seria superior a 43 milhões de reais após um período de vinte anos.

Os casos que envolvem gaseificação da biomassa alcançaram valores para *TIR* menores que no Caso 1 e tempo de retorno do investimento superior. No caso da biodigestão da vinhaça (Caso 2), não haveria retorno do investimento para o preço de venda da eletricidade de R\$ 150,00/MWh (valor próximo aos valores atuais), e a *TIR* nessa situação não chegaria a 11 %. Para a melhor situação analisada, ou seja, para um preço de venda da eletricidade de R\$ 180,00/MWh, o capital acumulado ao final de vinte anos seria inferior ao obtido pelo Caso 1.

Quando se considera a integração da gaseificação da palha à planta da usina convencional (Casos 3 e 4) os resultados são ainda piores. Para estes casos, não haveria retorno de investimento para valores de venda da eletricidade inferiores a R\$ 170,00/MWh, e a máxima *TIR* obtida seria de 16,3 % para o Caso 3 e 15,2 % para o Caso 4.

Por outro lado, para o caso que considera uma usina idealizada com gaseificação da biomassa e equipamentos modernos e eficientes (Caso 5), de acordo com a Tabela 5.30 e com a Figura 5.19, já se verificaria retorno do investimento para preços de venda da eletricidade acima de R\$ 160,00/MWh. Pode ser observado ainda que, se a eletricidade fosse negociada a R\$ 180,00/MWh, a *TIR* obtida seria de 18,3 %, o acúmulo de capital após 20 anos seria superior a 140 milhões de reais e o retorno do investimento aconteceria antes da metade da vida útil da planta, o que poderia tornar o projeto mais interessante.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi feita uma análise da proposta de integração da gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira existente e na concepção de uma planta de uma usina moderna que utiliza a gaseificação da biomassa. Foram avaliados cinco casos, que consideram desde a planta de vapor de uma usina existente, à qual foram integrados sistemas para gaseificação da palha da cana e da vinhaça, até a concepção de uma planta de uma usina idealizada com gaseificação da palha e da vinhaça e que utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo caldeira que gera vapor a altos níveis de pressão e temperatura e redução do consumo de vapor do processo.

Sob o ponto de vista termodinâmico, a gaseificação da palha da cana integrada à planta da usina se mostrou uma tecnologia mais interessante, pois permite um aumento de 105 kWh/tc na geração de eletricidade da usina. Em relação à biodigestão da vinhaça, há também um ganho na geração, embora seja em menor escala (20 kWh/tc).

Contudo, de acordo com os resultados termoeconômicos, a gaseificação da vinhaça e da palha da cana implica numa elevação do custo da eletricidade gerada. Todavia, os resultados mostraram que o custo de geração da eletricidade é muito mais sensível em relação ao custo da vinhaça e ao custo do bagaço do que em relação ao custo da palha. Vale destacar que o custo atribuído à vinhaça diz respeito ao custo de oportunidade da mesma, uma vez que a aplicação da vinhaça nas lavouras de cana permitiria uma redução no uso de fertilizantes e poderia incrementar a produtividade. Além disso, o preço atribuído ao bagaço de cana também é discutível, e uma análise mais refinada envolvendo os processos de extração do caldo e produção do bagaço seria recomendada.

Em termos econômicos, o Caso 1 ainda se mostra como o caso menos arriscado, uma vez que apresenta o menor tempo de retorno do investimento e os maiores valores para a Taxa Interna de Retorno (*TIR*). Para todos os outros casos analisados, o tempo de retorno do investimento é mais longo, e para os atuais preços de venda da eletricidade (em torno de R\$ 150,00/MWh) não haveria retorno do investimento mesmo para um período de vinte anos. Entretanto, para os Casos 2 e 5, se a eletricidade fosse vendida a R\$ 180,00/MWh (que é um preço reivindicado pelo setor), seria possível obter retorno do investimento antes mesmo da metade da vida útil das plantas (dez anos). Isso poderia trazer maior atratividade para estes casos, principalmente para o Caso 5 (usina idealizada, com equipamentos modernos e eficientes), uma vez que este caso apresenta uma grande geração de eletricidade

(227 kWh/tc), além da maior eficiência de aproveitamento da biomassa (47,1 %) e, para um preço de venda da eletricidade de R\$ 180,00/MWh, a *TIR* obtida chegaria a 18,3 %.

É importante salientar que a tecnologia BIG-GTCC aplicada neste trabalho para a gaseificação da palha da cana ainda está longe de se tornar comercial, e sua maturidade tecnológica não pode ser esperada nos próximos anos. Porém, seu desenvolvimento tem sido constante e crescente, de modo que, a longo prazo, esta tecnologia poderá se tornar uma alternativa interessante para o setor e contribuir no sentido de se evitar uma eventual crise de abastecimento de eletricidade no futuro.

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de um estudo mais amplo, envolvendo todo o sistema de extração do caldo e produção de bagaço da usina, além dos processos de fabricação do álcool e do açúcar, o que poderia permitir uma melhor determinação dos custos dos insumos utilizados e mostraria o impacto que as novas tecnologias teriam no sistema como um todo.

REFERÊNCIAS

BARREDA DEL CAMPO, E. R.; LLAGOSTERA, J. Estudo de possibilidades de incremento da cogeração em usinas açucareiras cubanas. In: ENCONTRO DE CIÊNCIAS TÉRMICAS, 6., 1996, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: [s.n.], 1996. p. 447-452. 1 CD-ROM.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design & optimization**. New York: John Wiley & Sons, 1996. 542 p.

BIOETANOL de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável. Rio de Janeiro: BNDES, 2008. 316 p.

BOCCI, E.; DI CARLO, A.; MARCELO, D. Power plant perspectives for sugarcane mills. **Energy**, Oxford, v. 34, n. 5, p. 689-698, 2009.

BOHORQUEZ, W. O. I.; BARBOSA, J. R.; NOGUEIRA, L. A. H.; LORA, E. E. S. Thermodynamic, economic and environmental analyses of Rankine cycle power plants repowering to combined cycle using gas turbines. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. p. 2133-2142. 1 CD-ROM.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA – MME. **Plano nacional de energia 2030**. Brasília: EPE, 2007. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 20 set. 2010.

CAMARGO, C. A.; RIBEIRO, A. M. M.; USHIMA, A. H.; SOUSA, M. E. P.; SANTOS, N. F. **Conservação de energia na indústria do açúcar e álcool**: manual de recomendações. São Paulo: Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 1990. 798 p.

CARPIO, R. C.; TEIXEIRA, F. N.; BESSA, F. C.; LORA, E. S. Critérios de avaliação termodinâmica para sistemas de cogeração em usinas de açúcar. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 15., 1999, Águas de Lindóia. **Anais...** Águas de Lindóia: [s.n.], 1999. 10 p. 1 CD-ROM.

CENTRO NACIONAL DE REFERÊNCIA EM BIOMASSA – CENBIO. **Estado da arte da gaseificação**. São Paulo: [s.n.], 2002. 114 p.

CENTRO DE TECNOLOGIA CANAVIEIRA – CTC. **Potencial de produção de bagaço e palha**. Piracicaba: [s.n.], 2009. Disponível em: http://www.ctcanavieira.com.br/site/index.php?option=com_content&view=article&id=366&Itemid=1315>. Acesso em: 25 maio 2010.

CERQUEIRA, S. A. A. G.; NEBRA, S. A. Cost attribution methodologies in cogeneration systems. **Energy Conversion & Management**, Oxford, n. 40, p. 1587-1597, 1999.

CORRÊA NETO, V. **Análise de viabilidade da cogeração de energia elétrica em ciclo combinado com gaseificação de biomassa de cana-de-açúcar e gás natural**. 2001. 194 f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.

D'ÁVILA, S. G. **Curso de economia e tecnologia da energia**. Rio de Janeiro: AIE/COPPE-UFRJ, 1984.

DIAS, M. O. S. **Simulação do processo de produção de etanol a partir do açúcar e do bagaço, visando a integração do processo e a maximização da produção de energia e excedentes do bagaço**. 2008. 253 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

DIAS, M. O. S.; MODESTO, M.; ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A.; MACIEL FILHO, R.; ROSSELL, C.E.V. Improving bioethanol production from sugarcane: evaluation of distillation, thermal integration and cogeneration systems. **Energy**, Oxford, In Press, 2010. doi: 10.1016/j.energy.2010.09.024.

EL-SAYED, Y. M.; EVANS, R. B. Thermoeconomics and the design of thermal systems. **Journal of Engineering for Power- Transactions ASME**, New York, p. 27-35. 1970.

EL-SAYED, Y. M.; GAGGIOLI, R. A. A critical review of second law costing method I – background and algebraic procedures. **International Journal of Energy Resources Technology**, New York, v. 11, p. 8-15, 1989.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA – EPE. **Balanço energético nacional 2010: Ano base 2009**. Rio de Janeiro: EPE, 2010. 276 p.

ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. Analysis of cogeneration systems in sugar cane factories: alternatives of steam and combined cycle power plants. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 19., 2006, Greece. **Proceedings...** Greece: [s.n.], 2006, p. 1177-1184. 1 CD-ROM.

ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. Analysis of process steam demand reduction and electricity generation in sugar and ethanol production from sugarcane. **Energy Conversion & Management**, Oxford, v. 48, p. 2978-2987, 2007.

FIOMARI, M. C. **Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão**. 2004. 129 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

FRANGOPOULOS, C. A. Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, p. 323-342, 1994.

FRANGOPOULOS, C. A. **Thermoeconomic functional analysis: a method for optimize design or improvement of complex thermal systems**. 1983. Thesis (Ph.D.) – Georgia Institute of Technology, Atlanta, 1983.

GALESNE, A.; FENSTERSEIFER, J. E.; LAMB, R. **Decisões de investimentos da empresa**. São Paulo: Atlas, 1999, 295 p.

GARAGATTI ARRIOLA, D. W. **Sistema tri e tetra combinado de cogeração: avaliação exergética e termoeconômica**. 2000. 206 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

GAS TURBINE WORLD HANDBOOK. Fairfield: Pequot Publishing, 2001-2002. v. 22, 208 p.

HASSUANI, S. J.; LEAL, M. R. L. V.; MACEDO, I. C. **Biomass power generation: sugar cane bagasse and trash**. Piracicaba: PNUD-CTC, 2005. 217 p.

HIGA, M.; BANNWART, A. C. Cogeração e integração térmica de evaporadores de múltiplos efeitos em usinas de açúcar e álcool. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Anais...** João Pessoa: [s.n.], 2002, 10 p. 1 CD-ROM.

HORLOCK, J. H. **Cogeneration: combined heat and power (CHP): Thermodynamics and Economics**. Florida: Krieger Publishing Company, USA, 1997. 226 p.

KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. **EES – Engineering Equation Solver**, Middleton: F-Chart Software, 1995.

LARSON, E. D.; WILLIAMS, R. H.; LEAL, M. R. L. V. A review of biomass integrated-gasifier/gas turbine combined cycle technology and its application in sugarcane industries, with an analysis for Cuba. **Energy for Sustainable Development**, [S.l.], v. 5, n. 1, p. 54-76, 2001.

LEITE, C. P. **Seleção de centrais termoeletricas utilizando gás natural e bagaço de cana**. 2003. 166 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. Theory of exergetic cost. **Energy**, Oxford, v. 18, n. 9, p. 939-960, 1993.

MACHADO, F. B. P. **Brasil, a doce terra**: história do Setor. Sertãozinho: [s.n.], 2003. Disponível em: <<http://www.jornalcana.com.br/conteudo/HistoriadoSetor.asp>>. Acesso em: 18 maio 2010.

MENDES, M. L. B.; DE-LEMOS, M. J. S. Uma metodologia para avaliação do impacto ambiental da geração termelétrica no Brasil. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Anais...** João Pessoa: [s.n.], 2002, 8 p. 1 CD-ROM.

NEILSON, C. E. LM2500: modifications for biomass fuel operation. **Biomass and Bioenergy**, Oxford, v. 15, p. 269-273, 1998.

NOGUEIRA, L. A. H.; LORA, E. E. S. **Dendroenergia**: fundamentos e aplicações. Rio de Janeiro: Ed. Interciência, 2003, 199 p.

NOGUEIRA, L. H. **Biodigestão**: a alternativa energética. São Paulo: Nobel, 1986. 93 p.

NOGUEIRA, M. F. M. Arranjo de mega-gaseificadores. In: USHIMA, A. H.; QUIRINO, W. F.; ROUSSET, P.; COMMANDRÉ, J. M.; BROUST, F.; SANCHEZ, C.; NOGUEIRA, M. F. M. **Curso de gaseificação**. São José dos Campos: [s.n.], 2009. 52 p.

PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR, S. Combined production of sugar, ethanol and electricity: thermoeconomic and environmental analysis and optimization. **Energy**, Oxford, In Press, 2010.

PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR, S.; BURBANO, J. C. Supercritical steam cycles and biomass integrated gasification combined cycles for sugarcane mills. **Energy**, Oxford, v. 35, p. 1172-1180, 2010.

PEREIRA JUNIOR, V. B. **Alternativas para a cogeração de energia em uma indústria de chapas de fibra de madeira.** 2001. 85 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual paulista, Botucatu, 2001.

REISTAD, G. M.; GAGGIOLI, R. A. Available-energy costing. **ACS Symposium Series**, Oxford, n. 122, p. 143-159, 1980.

RODRIGUES, M.; WALTER, A.; FAAIJ, A. Performance evaluation of atmospheric biomass integrated gasifier combined cycle systems under different strategies for the use of low calorific gases. **Energy Conversion & Management**, Oxford, v. 48, p. 1289-1301, 2007.

ROMÃO JÚNIOR, R. A. **Análise da viabilidade do aproveitamento da palha da cana de açúcar para cogeração de energia numa usina sucroalcooleira.** 2009. 164 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.

SALOMON, K. R. **Avaliação técnico-econômica e ambiental da utilização do biogás proveniente da biodigestão da vinhaça em tecnologias para geração de eletricidade.** 2007. 219 f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.

SÁNCHEZ PRIETO, M. G. S. **Alternativas de cogeração na indústria sucro-alcooleira, estudo de caso.** 2003. 255 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

SEABRA, J. E. A. **Avaliações técnico-econômica para o aproveitamento integral da biomassa de cana no Brasil.** 2008. 274 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

SIMTECH IPSEPRO. **Process Simulation Environment (PSE).** Manual version 4.0.001. [S.l.], 1991-2003.

SOUZA, M. R. **Co-firing como alternativa para impulsionar a tecnologia de gaseificação da biomassa integrada a ciclos combinados BIG-CC.** 2001. 190 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2001.

SPAKOVSKY, M. R. Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem energy. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, pp. 343-364, 1994.

SZARGUT J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process.** New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988, 332 p.

TAKAKI, A. T. **Análise do aproveitamento do gás natural em plantas de cogeração e trigeração de energia em indústrias frigoríficas**. 2006. 159 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2006.

TORQUATO, S. A.; FRONZAGLIA, T. **Tecnologia BIG-GT: energia a partir da gaseificação da biomassa da cana**. São Paulo: [s.n.], 2005. Disponível em: <<http://www.iea.sp.gov.br/out/verTexto.php?codTexto=3814>>. Acesso em: 08 abr. 2010.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. **Energy Combustion**, Oxford, v. 19, p. 227-257, 1993.

TSATSARONIS, G.; PISA, J. Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems: application to the CGAM problem. **Energy**, Oxford, v. 19, p. 287-321, 1994.

UNIÃO DA INDÚSTRIA DE CANA-DE-AÇÚCAR – UNICA. **Dados e cotações: estatísticas**. São Paulo: [s.n.], 2010. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/dadosCotacao/estatistica/>>. Acesso em: 21 maio 2010.

UNIÃO DA INDÚSTRIA DE CANA-DE-AÇÚCAR – UNICA. **Protocolo agroambiental do setor sucroalcooleiro**. São Paulo: [s.n.], 2008. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/content/show.asp?cntCode={BEE106FF-D0D5-4264-B1B3-7E0C7D4031D6}>>. Acesso em: 31 jan. 2011.

VALERO, A.; LOZANO, M. A. **Curso de termoeconomia**. Campinas: UNICAMP, 1994.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; TSATSARONIS, G.; PISA, J.; FRANGOPOULUS, C.; VON SPAKOVSKY, M. R. CGAM problem: definition and conventional solution. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, p. 279-286, 1994.

WALTER, A.; LLAGOSTERA, J. Feasibility analysis of co-fired combined cycles using biomass-derived gas and natural gas. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 19., 2006, Greece. **Proceedings...** Greece: [s.n.], 2006a. v. 3. p. 931-938. 1 CD-ROM.

WALTER, A. C. **Viabilidade e perspectivas da cogeração e da geração termelétrica junto ao setor sucroalcooleiro**. 1994. 283 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

ZANETTI, A. A.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR, S. Use of natural gas in the sugar cane industry: co-firing systems. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 11., 2006, Curitiba. **Proceedings...** Curitiba: [s.n.], 2006. 11 p. 1 CD-ROM.

APÊNDICE A – Cálculo das Exergias

A.1 Exergia dos Fluidos

Para o cálculo da exergia específica dos fluidos é utilizada uma equação que leva em conta a exergia física e a exergia química:

$$\overline{ex}_{total} = \left(\overline{ex}_{fis} \right) + \left(\overline{ex}_{qui} \right) \quad (A.1)$$

A exergia física de um fluxo é calculada com base num estado de referência restrito (P_0, T_0), onde há equilíbrio térmico e mecânico com o meio, através da seguinte equação:

$$\overline{ex}_{fis} = \left(\bar{h} - \bar{h}_0 \right) - T_0 \left(\bar{s} - \bar{s}_0 \right) + \frac{V^2}{2} + g(z - z_0) \quad (A.2)$$

Desprezando os termos decorrentes da energia cinética e potencial, tem-se que a função exergia para um fluxo de matéria em regime permanente assume a forma da Equação (A.3).

$$\overline{ex}_{fis} = \left(\bar{h} - \bar{h}_0 \right) - T_0 \left(\bar{s} - \bar{s}_0 \right) \quad (A.3)$$

Segundo Kotas (1985), a exergia química é definida como sendo a máxima quantidade de trabalho obtida da transformação de uma substância em equilíbrio físico com o ambiente até o estado de referência irrestrito, através de processos que envolvam apenas transferência de calor e troca de substâncias somente com o meio.

Para haver equilíbrio completo com o meio, o sistema deve estar também em equilíbrio químico com ele. O trabalho que pode ser obtido através de um processo reversível que leva o sistema do estado de referência restrito até o estado de referência onde há equilíbrio completo (“estado morto”), é a exergia química, definida por:

$$\overline{ex}_{qui} = \sum \left(\mu_i - \mu_{0,i} \right) x_i \quad (A.4)$$

onde:

$\mu_{0,i}$: potencial químico de referência do elemento (T_0, P_0);

μ_i : potencial químico do elemento na mistura (T_0, P_0);

x_i : fração do componente na mistura.

Logo, a exergia total pode ser representada por:

$$\overline{ex}_{total} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) x_i \quad (\text{A.5})$$

Para uma solução ideal de substâncias puras, a exergia química é dada por (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996):

$$(\overline{ex})_{qui} = \sum (x_i \overline{ex}_i^0) + \bar{R} T_0 \sum (x_i \ln x_i) \quad (\text{A.6})$$

sendo:

$\overline{ex}_i^0$: exergia química específica de cada componente no estado puro (kJ/kmol);

M_i : peso molecular de cada componente do combustível (kg/kmol);

$\bar{R}$: constante universal dos gases (8,3145 kJ/kmol K);

x_i : fração molar de cada componente do combustível (%).

O primeiro termo entre colchetes da Eq. (A.6) representa a soma das parcelas das exergias químicas dos componentes do gás em estado puro. O segundo termo desta equação representa a geração de entropia associada ao próprio fato de realizar a mistura e depende da concentração de cada substância presente na mesma.

A Tabela A.1 mostra os valores da exergia química padrão para alguns componentes gasosos a $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $P_0 = 1\text{ atm}$, de acordo com Szargut, Morris e Steward (1988).

Tabela A.1. Exergia química de alguns componentes gasosos no estado puro.

Substância	Fórmula	$\overline{ex}^0$ (kJ/kmol)
Metano	CH ₄	831.650
Etano	C ₂ H ₆	1.495.840
Dióxido de Carbono	CO ₂	19.870
Nitrogênio	N ₂	720

A.2 Exergia do Bagaço de Cana e da Palha

Para o cálculo da exergia específica do bagaço e da palha da cana é utilizada a equação apresentada por Szargut, Morris e Steward (1988), que leva em conta a correlação entre a exergia química e o poder calorífico inferior do combustível, considerando a relação entre as frações em massa de oxigênio e carbono, a composição elementar do combustível, e o conteúdo de umidade, conforme segue:

$$ex_{comb} = \beta (PCI_{comb} + L_{\acute{a}gua} Z_{\acute{a}gua}) + ex_{\acute{a}gua} Z_{\acute{a}gua} \quad (A.7)$$

sendo:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160 \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_C} \right) - 0,2499 \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_C} \right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_C} \right) \right] - 0,0450 \left(\frac{Z_{N_2}}{Z_C} \right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_C} \right)} \quad (A.8)$$

onde:

β : função das frações de massa dos componentes da biomassa;

Z_{H_2} : fração em massa de hidrogênio na biomassa (%);

Z_{O_2} : fração em massa de oxigênio na biomassa (%);

Z_{N_2} : fração em massa de nitrogênio na biomassa (%);

Z_C : fração em massa de carbono na biomassa (%);

$Z_{\acute{a}gua}$: fração em massa de água na biomassa úmida (%);

PCI_{bag} : poder calorífico inferior da biomassa (kJ/kg);

$L_{\acute{a}gua}$: entalpia de vaporização da água (kJ/kg);

$ex_{\acute{a}gua}$: exergia química da água líquida (kJ/kg).

A Tabela A.2 (CAMARGO et al., 1990; SOUZA, 2001) apresenta as características do bagaço de cana utilizadas para o cálculo da exergia.

Tabela A.2. Características do bagaço e da palha da cana.

Parâmetros	Bagaço	Palha	Unidades
Poder Calorífico Inferior	7.736	13.151	kJ/kg
Umidade	50,0	15,0	%
Carbono	46,3	45,03	%
Hidrogênio	6,4	6,3	%
Oxigênio	43,3	44,26	%
Nitrogênio	0,0	0,8	%

APÊNDICE B – Informações sobre o Programa IPSEpro®

O IPSEpro®, desenvolvido pela empresa austríaca Sim Technology (SIMTECH IPSEPRO, 2003), é uma linguagem de programação visual, que apresenta estrutura para a composição de plantas através da escolha de componentes (turbinas, condensadores, caldeiras, entre outros equipamentos) que estão disponíveis em uma biblioteca. Estes componentes (ícones) selecionados são arrastados para uma área específica do projeto na tela onde são interligados.

Os fornecimentos dos dados para o processamento da análise são inseridos diretamente nos equipamentos dispostos na planilha, e os resultados são apresentados na própria configuração formulada.

A Figura B.1 mostra esquematicamente a estrutura do IPSEpro®.

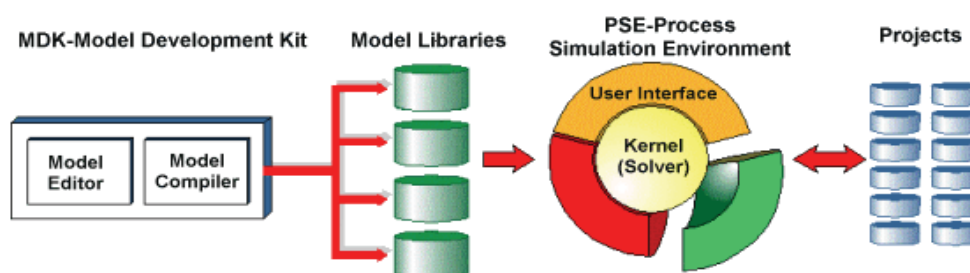


Figura B.1. Representação esquemática da estrutura do IPSEpro®.

A seguir serão apresentadas brevemente a biblioteca e os módulos do IPSEpro®, que foram adquiridos pelo NUPLN.

B.1 Bibliotecas do IPSEpro®

O IPSEpro® possui várias bibliotecas, sendo que a seguir serão descritas algumas dessas bibliotecas que foram utilizadas nesse trabalho.

B.1.1 Biblioteca APP

A biblioteca APP (*Advanced Power Plant*) foi projetada para a modelagem de uma grande faixa de sistemas térmicos de potência. A biblioteca contém modelos que permitem tanto projetar quanto analisar qualquer tipo de planta de potência já existente, incluindo: Plantas de potência convencionais; Plantas de cogeração e Plantas de ciclo combinado.

Alguns componentes presentes nesta biblioteca são: caldeira, câmara de combustão, compressor, condensador, desaerador, turbina, gerador, misturador, motor, bomba e válvula.

Os modelos do componente incluídos com a biblioteca *Advanced Power Plant* representam uma combinação entre: Facilidade de utilização; Exatidão de modelo; Quantidade de dados de entrada e Flexibilidade.

A seguir, são apresentados na Tabela B.1 alguns dos equipamentos contidos na biblioteca APP e na Figura B.2 a interface da biblioteca APP com seus componentes.

Tabela B.1. Equipamentos da biblioteca APP.

	Fonte		Turbina
	Sorvedouro		Compressor
	Misturador		Bomba
	Bifurcação		Gerador
	Conector		Motor elétrico
	Condensador		Indicador de título
	Trocador de calor		Injetor
	Desaerador		Câmara de Combustão
	Caldeira		Fonte de combustível
	Tubulão		Motor de combustão interna
	Válvula		Turbina a gás

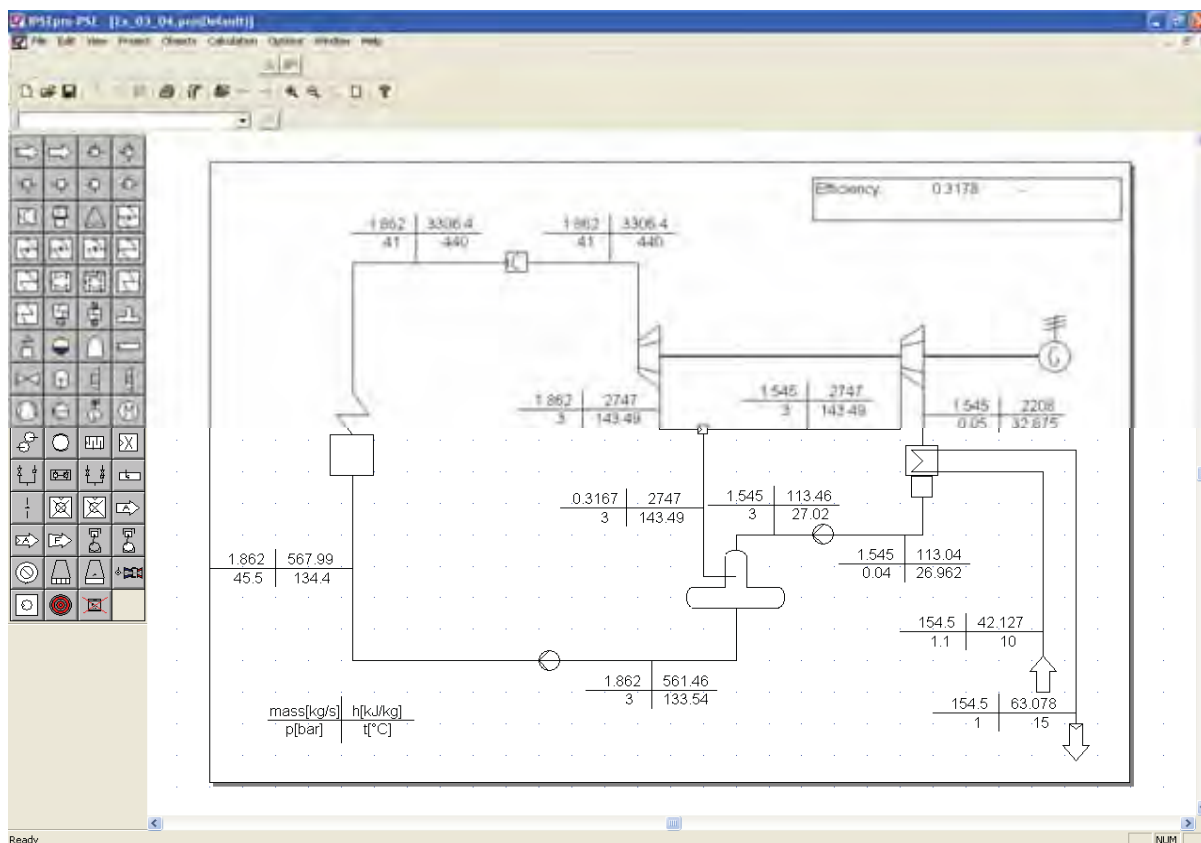


Figura B.2. Interface da biblioteca *Advanced Power Plant*.

B.1.2 Biblioteca *Gas Turbine*

A biblioteca *Gas Turbine* contém modelos pré-definidos de turbinas a gás comercializadas no mercado que podem ser usados juntos com a biblioteca *Advanced Power Plant*, propiciando avaliar o desempenho de turbinas a gás numa planta específica em questão.

Além dos modelos pré-definidos de turbinas, existe a possibilidade de criar um novo modelo de turbina através do objeto *Turbine Generic*.

Os modelos existentes na biblioteca *Gas Turbine* conseguem reproduzir a influência de fatores externos, como a temperatura do ambiente, a altitude, etc., no desempenho das turbinas a gás.

A seguir, são apresentados na Figura B.3 alguns dos modelos de turbinas contidos na biblioteca *Gas Turbine* e na Figura B.4 a interface da biblioteca *Gas Turbine* com seus componentes.

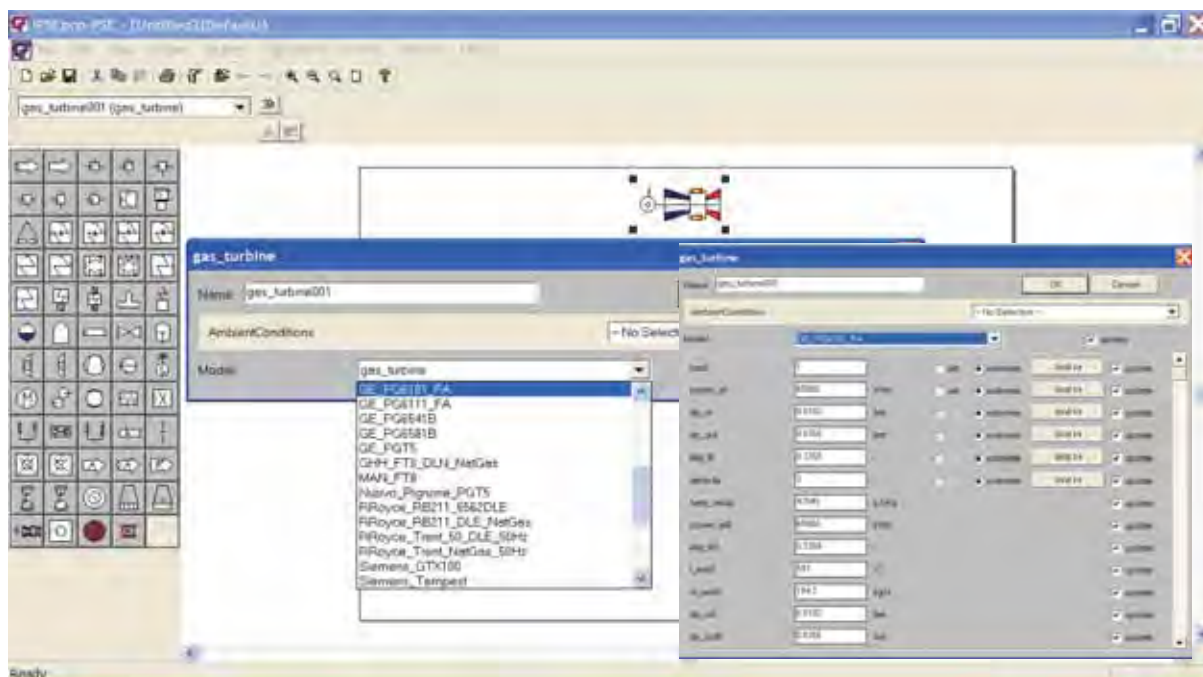


Figura B.3. Modelos de turbinas existentes na biblioteca *Gas Turbine*.

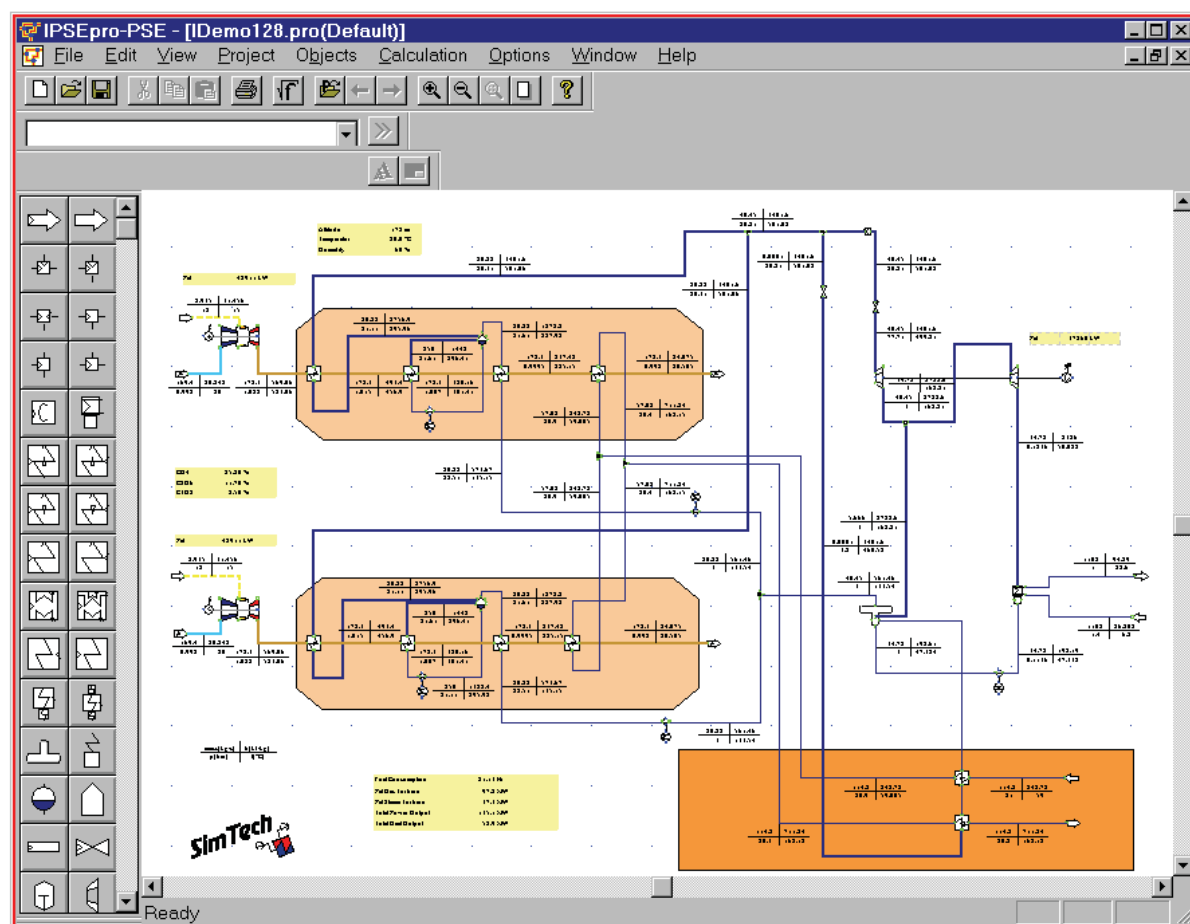


Figura B.4. Interface da biblioteca *Gas Turbine*.

B.2 Módulos do IPSEpro[®]

A seguir serão descritas alguns dos módulos do IPSEpro[®], utilizados na elaboração desse trabalho.

B.2.1 Módulo PSE

Com o módulo PSE o usuário seleciona os componentes requeridos no menu da biblioteca e os arranja de maneira apropriada. Todos os dados do processo são configurados diretamente na folha de dados. Os resultados são mostrados diretamente no esquema criado. Ao final da simulação, o PSE gera automaticamente um protocolo de saída, no qual são mostrados todos os parâmetros e variáveis do processo, bem como a situação de cada um deles: fornecido, calculado ou não calculado e convergido ou não convergido. No caso da existência de erros, a causa dos mesmos também é apresentada nesse protocolo.

Na Figura B.5 é apresentada a interface do modulo PSE para um modelo de planta térmica de ciclo combinado.

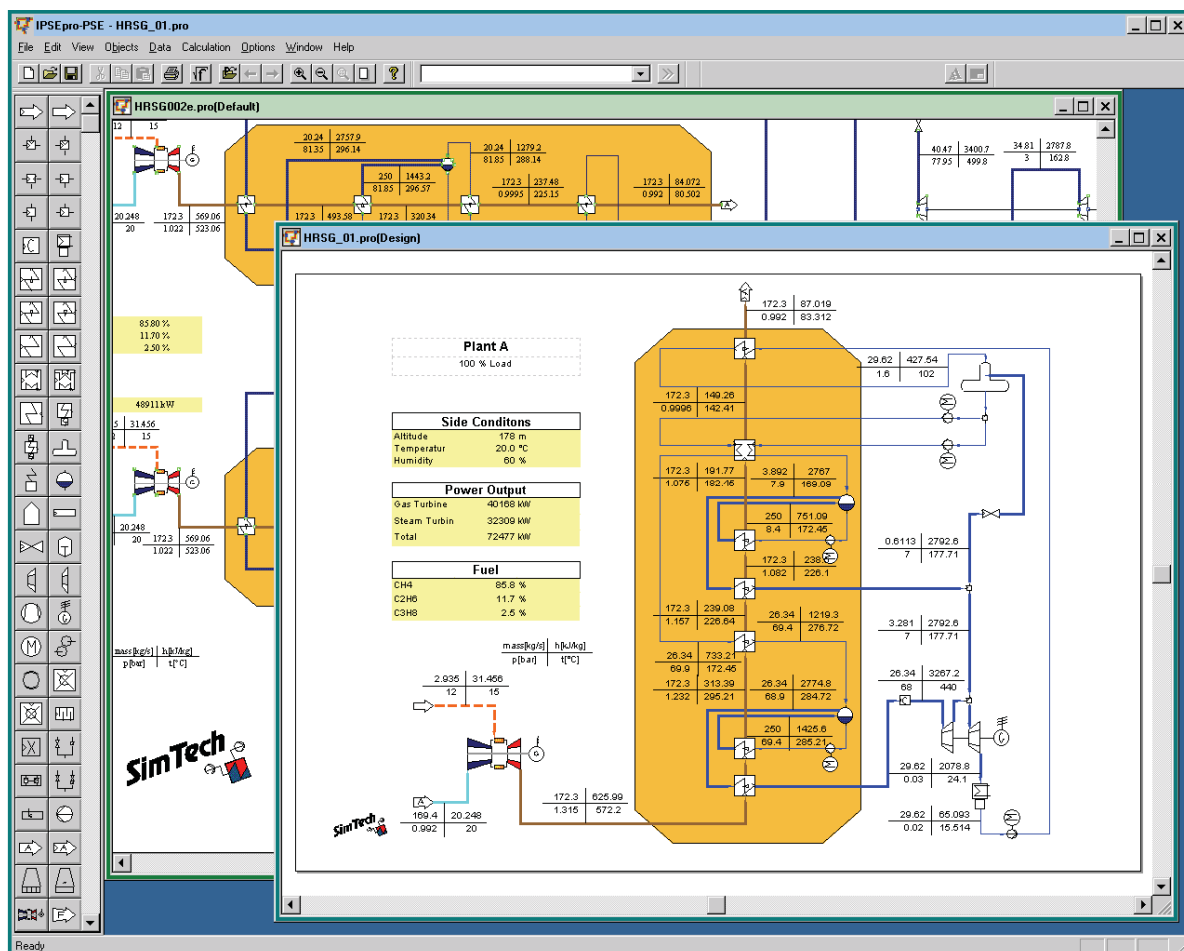


Figura B.5. Interface do Módulo PSE.

Há a possibilidade de serem incluídos novos componentes na estrutura de síntese de configurações a partir de comandos específicos, no módulo MDK; uma vez descritas as condições operacionais que se espera para o componente, um compilador adequado traduz as informações fornecidas em linguagem compatível com o código de modo que possa ser considerado na análise.

O PSE usa o sistema de equações orientadas e métodos de otimização matemática garantem cálculos rápidos e exatos. A resolução de um sistema de equações no PSE é feita em duas etapas:

- **Análise:** Na fase de análise o PSE primeiro verifica o modelo quanto a erros nas especificações do processo. Se as especificações estão corretas, ele determina o melhor método de solução.
- **Solução Numérica:** Nessa fase o PSE resolve as equações por meio de métodos numéricos pré-definidos pela fase de Análise.

B.2.2 Módulo MDK

O Módulo MDK (*Model Development Kit*) oferece capacidade para que sejam definidos novos modelos ou componentes que possam ser usados em complemento aos existentes no PSE. Ele é constituído basicamente de duas unidades funcionais, uma para edição para descrever os modelos matematicamente (*Model Editor*) e outra para compilação (*Model Compiler*), responsável por uma transformação para o formato binário para processamento no módulo PSE.

A Figura B.6 apresenta a interface do módulo MDK para um modelo de turbina a gás da biblioteca *Advanced Power Plant*.

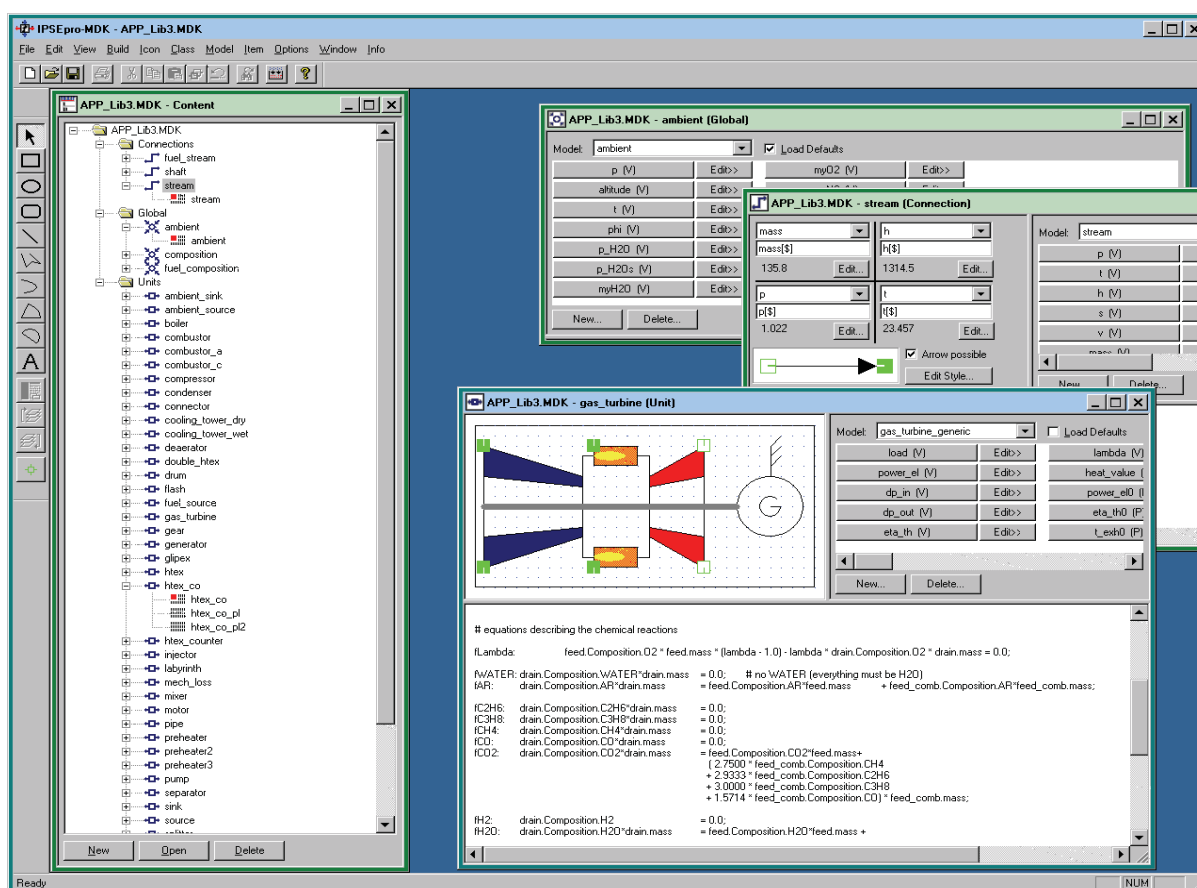


Figura B.6. Interface do Módulo MDK.

B.2.3 Módulo PSExcel

O PSExcel é um módulo da extensão que serve para integrar projetos de PSE com planilhas do MS-Excel. A troca de dados pode ser feita em ambas as direções, ou seja, podem

ser utilizados dados do Excel como entrada para o PSE, ou podem ser usados resultados da simulação do PSE em planilhas do Excel para posterior pós-processamento.

Algumas “macros” pré-definidas suportam uma variação automática de parâmetros de modo que uma análise de sensibilidade pode ser feita para identificar como certas variáveis afetam o resultado dos cálculos.

Vale destacar que as simulações do PSE podem ser completamente controladas a partir do MS-Excel sem que haja a necessidade da abertura de telas adicionais. A Figura B.7 apresenta uma planilha do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.

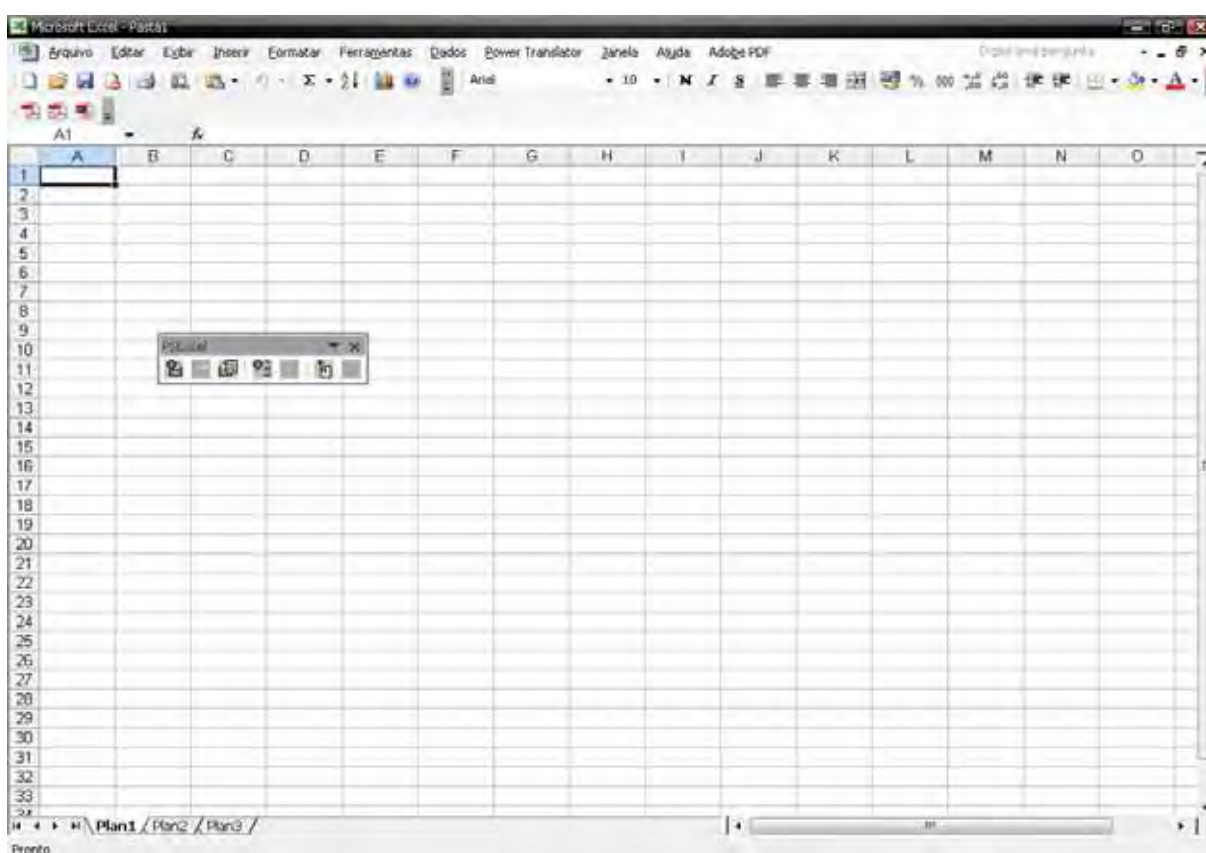


Figura B.7. Interface do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.

B.2.4 PSEconomy

O módulo PSEconomy permite a análise e otimização econômica de processos. Ele implementa uma análise dinâmica dos custos e é capaz de analisar o desempenho econômico ao longo da vida útil da planta. Pode ser utilizado como uma plataforma independente ou como uma extensão do módulo IPSEpro-PSE. A Figura B.8 apresenta interface gráfica do PSEconomy.

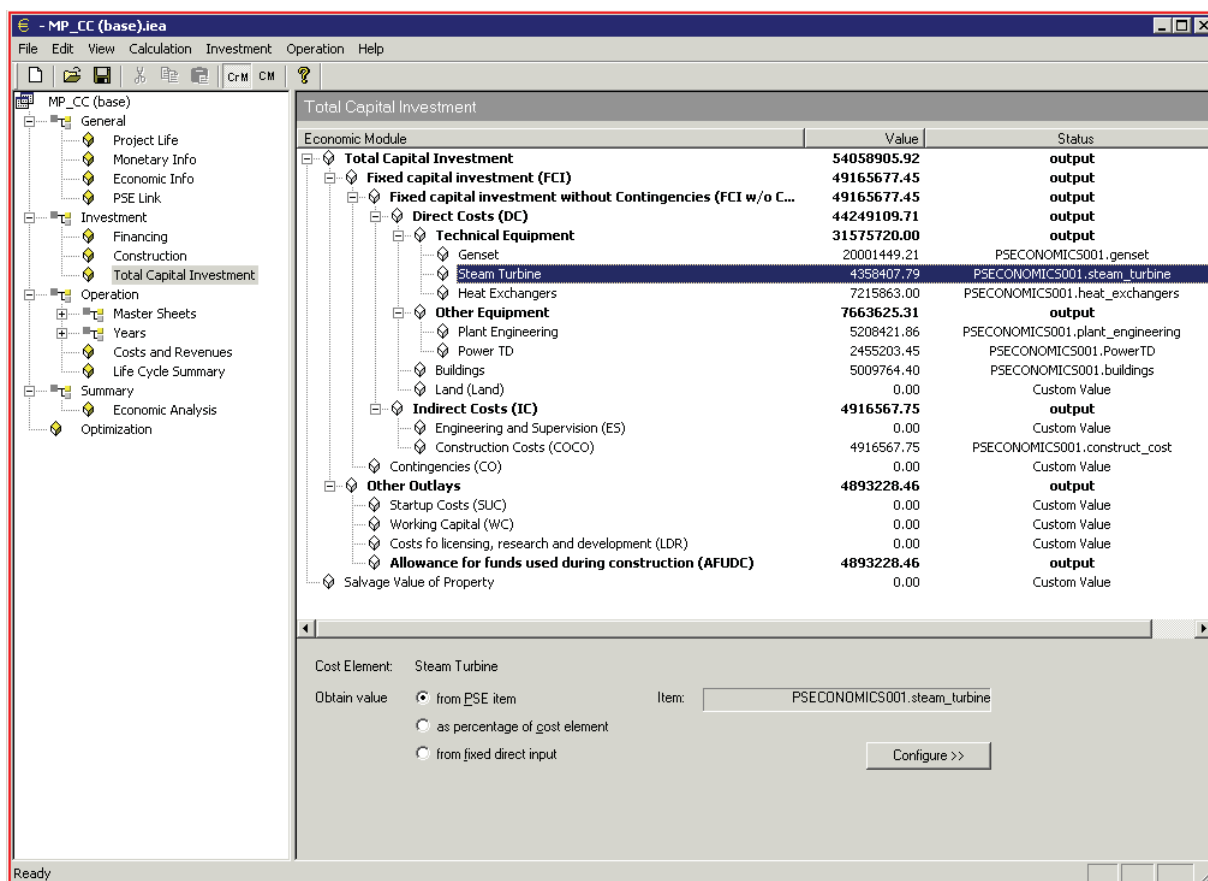


Figura B.8. Interface gráfica do PSEconomy.

APÊNDICE C - Balanço de Custos Exergoeconômicos

Nas Tabelas C.1 a C.5 são apresentadas as equações dos balanços dos custos exergoeconômicos para cada uma das configurações estudadas.

Tabela C.1. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Aux.
Caldeira	$c_{18}\dot{E}x_{18} + c_{bag}\dot{E}x_{bag} + \dot{Z}_{cald}$	$c_1\dot{E}x_1$	c_{bag}
Turbogerador Extração- Condensação	$c_2\dot{E}x_2 + \dot{Z}_{TGEC}$	$c_3\dot{E}x_3 + c_4\dot{E}x_4 + c_{TEC,ele}\dot{W}_{TEC,ele}$	$c_2 = c_3$ $c_2 = c_4$
Turbogerador Contrapressão	$c_6\dot{E}x_6 + \dot{Z}_{TGCP}$	$c_7\dot{E}x_7 + c_{TCP,ele}\dot{W}_{TCP,ele}$	$c_6 = c_7$
Condensador	$c_4\dot{E}x_4 + \dot{Z}_{Cond}$	$c_5\dot{E}x_5$	-
Mistura dos Vapores de Escape	$c_3\dot{E}x_3 + c_8\dot{E}x_8$	$c_9\dot{E}x_9$	-
Bomba de Condensado	$c_5\dot{E}x_5 + c_{ele,med}\dot{W}_{BC} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{12}\dot{E}x_{12}$	-
Dessuperaquecedor	$c_9\dot{E}x_9 + c_{13}\dot{E}x_{13} + \dot{Z}_{Dessuper}$	$c_{10}\dot{E}x_{10}$	-
Desaerador	$c_{15}\dot{E}x_{15} + c_{16}\dot{E}x_{16} + \dot{Z}_{Desaerador}$	$c_{17}\dot{E}x_{17}$	-
Evaporação Caldo	$c_{10}\dot{E}x_{10} + \dot{Z}_{Evap}$	$c_{11}\dot{E}x_{11}$	-
Mistura dos Condensados	$c_{14}\dot{E}x_{14} + c_{11}\dot{E}x_{11}$	$c_{15}\dot{E}x_{15}$	-
Bomba Alimentação da Caldeira	$c_{17}\dot{E}x_{17} + c_{ele,med}\dot{W}_{BA} + \dot{Z}_{BA}$	$c_{18}\dot{E}x_{18}$	-
Bifurcações	-	-	$c_2 = c_6 = c_1$ $c_8 = c_{16} = c_7$ $c_{13} = c_{14} = c_{12}$

Tabela C.2. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Aux.
Gaseificador Palha	$c_{palha}\dot{E}x_{palha} + c_2\dot{E}x_2 + \dot{Z}_{Gaseif}$	$c_5\dot{E}x_5$	c_{palha} $c_2 = 0$
Aquecedor de Água da Caldeira	$c_5\dot{E}x_5 + c_{48}\dot{E}x_{48} + \dot{Z}_{Aquec.Água}$	$c_{49}\dot{E}x_{49} + c_6\dot{E}x_6$	$c_5 = c_6$
Limpeza do Gás	$c_6\dot{E}x_6 + \dot{Z}_{Limp}$	$c_7\dot{E}x_7$	-
Compressor de Gás de Biomassa	$c_7\dot{E}x_7 + c_{ele,med}\dot{W}_{Comp,ele} + \dot{Z}_{C+M}$	$c_{10}\dot{E}x_{10}$	-
Turbina a Gás	$c_{10}\dot{E}x_{10} + c_{11}\dot{E}x_{11} + \dot{Z}_{TG}$	$c_{14}\dot{E}x_{14} + c_{TG,ele}\dot{W}_{TG,ele}$	$c_{11} = 0$ $c_{10} = c_{14}$
Caldeira de Recuperação	$c_{14}\dot{E}x_{14} + c_{47}\dot{E}x_{47} + \dot{Z}_{HRSG}$	$c_{17}\dot{E}x_{17} + c_{23}\dot{E}x_{23}$	$c_{14} = c_{17}$
Turbogerador de Condensação	$c_{23}\dot{E}x_{23} + \dot{Z}_{TGC}$	$c_{24}\dot{E}x_{24} + c_{TC,ele}\dot{W}_{TC,ele}$	$c_{23} = c_{24}$
Condensador TC	$c_{24}\dot{E}x_{24} + \dot{Z}_{Cond,TC}$	$c_{25}\dot{E}x_{25}$	-
Bomba Condensado TC	$c_{25}\dot{E}x_{25} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,TC} + \dot{Z}_{B,TC}$	$c_{26}\dot{E}x_{26}$	-
Caldeira Convencional	$c_{49}\dot{E}x_{49} + c_{bag}\dot{E}x_{bag} + \dot{Z}_{cald}$	$c_{27}\dot{E}x_{27}$	c_{bag}
Turbogerador Extração Condensação	$c_{28}\dot{E}x_{28} + \dot{Z}_{TGEC}$	$c_{29}\dot{E}x_{29} + c_{30}\dot{E}x_{30} + c_{TEC,ele}\dot{W}_{TEC,ele}$	$c_{28} = c_{29}$ $c_{28} = c_{30}$
Turbogerador Contrapressão	$c_{33}\dot{E}x_{33} + \dot{Z}_{TGCP}$	$c_{34}\dot{E}x_{34} + c_{TCP,ele}\dot{W}_{TCP,ele}$	$c_{33} = c_{34}$
Condensador	$c_{30}\dot{E}x_{30} + \dot{Z}_{Cond}$	$c_{31}\dot{E}x_{31}$	-

Tabela C.2. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2 (continuação).

Dessuper.	$c_{36}\dot{Ex}_{36} + c_{37}\dot{Ex}_{37} + \dot{Z}_{dessuper}$	$c_{38}\dot{Ex}_{38}$	-
Bomba Condensado TEC	$c_{31}\dot{Ex}_{31} + c_{TCP,ele}\dot{W}_{BC} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{32}\dot{Ex}_{32}$	-
Desaerador	$c_{42}\dot{Ex}_{42} + c_{43}\dot{Ex}_{43} + \dot{Z}_{Desaerador}$	$c_{44}\dot{Ex}_{44}$	-
Evaporação Caldo	$c_{38}\dot{Ex}_{38} + \dot{Z}_{Evap}$	$c_{39}\dot{Ex}_{39}$	-
Bomba Alimentação da Caldeira	$c_{45}\dot{Ex}_{45} + c_{ele,med}\dot{W}_{BA} + \dot{Z}_{BA}$	$c_{48}\dot{Ex}_{48}$	-
Bomba Alimentação HRSG	$c_{46}\dot{Ex}_{46} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,HRSG} + \dot{Z}_{B,HRSG}$	$c_{47}\dot{Ex}_{47}$	-
Bifurcação TEC e TCP	-	-	$C_{27} = C_{28}$ $C_{33} = C_{28}$
Bifurcação Turb. Contrap.	-	-	$C_{34} = C_{35}$ $C_{34} = C_{43}$
Bifurcação de Condensado	-	-	$C_{32} = C_{37}$ $C_{32} = C_{40}$
Bifurcação Desaerador	-	-	$C_{44} = C_{45}$ $C_{44} = C_{46}$
Mistura dos Vapores de Escape	$c_{29}\dot{Ex}_{29} + c_{35}\dot{Ex}_{35}$	$c_{36}\dot{Ex}_{36}$	-
Mistura dos Condensados	$c_{39}\dot{Ex}_{39} + c_{40}\dot{Ex}_{40} + c_{26}\dot{Ex}_{26} + \dot{Z}_{mist}$	$c_{42}\dot{Ex}_{42}$	-

Tabela C.3. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Aux.
Biodigestor de Vinhaça	$c_{vinhaça} \dot{E}x_{vinhaça} + \dot{Z}_{Biodigestor}$	$c_2 \dot{E}x_2 + c_3 \dot{E}x_3$	$c_2 = 0$ $c_{vinhaça}$
Compressor Biogás	$c_3 \dot{E}x_3 + c_{ele,med} \dot{W}_{Comp,ele} + \dot{Z}_{C+M}$	$c_4 \dot{E}x_4$	-
Turbina a Gás	$c_4 \dot{E}x_4 + c_5 \dot{E}x_5 + \dot{Z}_{TG}$	$c_8 \dot{E}x_8 + c_{TG} \dot{W}_{TG}$	$c_4 = c_8$ $c_5 = 0$
Caldeira de Recuperação	$c_8 \dot{E}x_8 + c_{42} \dot{E}x_{42} + \dot{Z}_{HRSG}$	$c_{11} \dot{E}x_{11} + c_{17} \dot{E}x_{17}$	$c_{11} = c_8$
Turbogerador de Condensação	$c_{17} \dot{E}x_{17} + \dot{Z}_{TGC}$	$c_{18} \dot{E}x_{18} + c_{TC,ele} \dot{W}_{TC,ele}$	$c_{17} = c_{18}$
Condensador TC	$c_{18} \dot{E}x_{18} + \dot{Z}_{Cond,TC}$	$c_{19} \dot{E}x_{19}$	-
Bomba Condensado TC	$c_{19} \dot{E}x_{19} + c_{ele,med} \dot{W}_{B,TC} + \dot{Z}_{B,TC}$	$c_{20} \dot{E}x_{20}$	-
Caldeira Convencional	$c_{40} \dot{E}x_{40} + c_{bag} \dot{E}x_{bag} + \dot{Z}_{cald}$	$c_{21} \dot{E}x_{21}$	c_{bag}
Turbogerador Extração-Condensação	$c_{22} \dot{E}x_{22} + \dot{Z}_{TGEC}$	$c_{23} \dot{E}x_{23} + c_{24} \dot{E}x_{24} + c_{TEC,ele} \dot{W}_{TEC,ele}$	$c_{22} = c_{23}$ $c_{22} = c_{24}$
Turbina Contrapressão	$c_{27} \dot{E}x_{27} + \dot{Z}_{TGCP}$	$c_{28} \dot{E}x_{28} + c_{TCP,ele} \dot{W}_{TCP,ele}$	$c_{27} = c_{28}$
Condensador	$c_{24} \dot{E}x_{24} + \dot{Z}_{Cond}$	$c_{25} \dot{E}x_{25}$	-
Dessuper.	$c_{30} \dot{E}x_{30} + c_{31} \dot{E}x_{31} + \dot{Z}_{Dessup}$	$c_{32} \dot{E}x_{32}$	-
Bomba Condensado TEC	$c_{25} \dot{E}x_{25} + c_{ele,med} \dot{W}_{BC} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{26} \dot{E}x_{26}$	-
Desaerador	$c_{36} \dot{E}x_{36} + c_{37} \dot{E}x_{37} + \dot{Z}_{Desaerador}$	$c_{38} \dot{E}x_{38}$	-
Evaporação Caldo	$c_{32} \dot{E}x_{32} + \dot{Z}_{Evap}$	$c_{33} \dot{E}x_{33}$	-

Tabela C.3. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3 (continuação).

Bomba Alimentação da Caldeira	$c_{39}\dot{E}x_{39} + c_{ele,med}\dot{W}_{BA} + \dot{Z}_{BA}$	$c_{40}\dot{E}x_{40}$	-
Bomba Alimentação HRSG	$c_{41}\dot{E}x_{41} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,HRSG} + \dot{Z}_{B,HRSG}$	$c_{42}\dot{E}x_{42}$	-
Bifurcação TEC e TCP	-	-	$C_{22} = C_{21}$ $C_{22} = C_{27}$
Bifurcação Turb. Contrap.	-	-	$C_{28} = C_{37}$ $C_{29} = C_{28}$
Bifurcação de Condensado	-	-	$C_{26} = C_{31}$ $C_{26} = C_{34}$
Bifurcação Desaerador	-	-	$C_{38} = C_{39}$ $C_{38} = C_{41}$
Mistura dos Vapores de Escape	$c_{23}\dot{E}x_{23} + c_{29}\dot{E}x_{29}$	$c_{30}\dot{E}x_{30}$	-
Mistura dos Condensados	$c_{33}\dot{E}x_{33} + c_{34}\dot{E}x_{34} + c_{20}\dot{E}x_{20} + \dot{Z}_{mist}$	$c_{36}\dot{E}x_{36}$	-

Tabela C.4. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.

Componente	Entradas	Saídas	Eq Aux.
Gaseificador Palha	$c_{palha}\dot{E}x_{palha} + c_2\dot{E}x_2 + \dot{Z}_{Gaseificador}$	$c_5\dot{E}x_5$	c_{Palha} $c_2 = 0$
Aquecedor de Água da Caldeira	$c_5\dot{E}x_5 + c_{52}\dot{E}x_{52} + \dot{Z}_{Aquec\ Agua}$	$c_{53}\dot{E}x_{53} + c_6\dot{E}x_6$	$c_5 = c_6$
Limpeza do Gás	$c_6\dot{E}x_6 + \dot{Z}_{Limp}$	$c_9\dot{E}x_9$	-
Biodigestor de Vinhaça	$c_{vinhaça}\dot{E}x_{vinhaça} + \dot{Z}_{Biodigestor}$	$c_{11}\dot{E}x_{11} + c_{12}\dot{E}x_{12}$	$c_8 = 0$ $c_{vinhaça}$
Compressor Gás	$c_{13}\dot{E}x_{13} + c_{ele,med}\dot{W}_{Comp,ele} + \dot{Z}_{C+M}$	$c_{14}\dot{E}x_{14}$	-
Turbina a Gás	$c_{14}\dot{E}x_{14} + c_{15}\dot{E}x_{15} + \dot{Z}_{TG}$	$c_{18}\dot{E}x_{18} + c_{TG,ele}\dot{W}_{TG}$	$c_{14} = c_{18}$ $c_{15} = 0$
Caldeira de Recuperação	$c_{18}\dot{E}x_{18} + c_{50}\dot{E}x_{50} + \dot{Z}_{HRSG}$	$c_{21}\dot{E}x_{21} + c_{27}\dot{E}x_{27}$	$c_{18} = c_{21}$
Turb. Cond.	$c_{27}\dot{E}x_{27} + \dot{Z}_{TGC}$	$c_{28}\dot{E}x_{28} + c_{TC,ele}\dot{W}_{TC,ele}$	$c_{27} = c_{28}$
Condensador TC	$c_{28}\dot{E}x_{28} + \dot{Z}_{Cond,TC}$	$c_{29}\dot{E}x_{29}$	-
Bomba Condensado TC	$c_{29}\dot{E}x_{29} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,TC} + \dot{Z}_{B,TC}$	$c_{30}\dot{E}x_{30}$	-
Caldeira Convencional	$c_{53}\dot{E}x_{53} + c_{bag}\dot{E}x_{bag} + \dot{Z}_{cald}$	$c_{31}\dot{E}x_{31}$	c_{bag}
Turbogerador Extr. Cond.	$c_{32}\dot{E}x_{32} + \dot{Z}_{TGEC}$	$c_{33}\dot{E}x_{33} + c_{34}\dot{E}x_{34} + c_{TEC,ele}\dot{W}_{TEC,ele}$	$c_{32} = c_{33}$ $c_{32} = c_{34}$
Turbogerador Contrapressão	$c_{37}\dot{E}x_{37} + \dot{Z}_{TGCP}$	$c_{38}\dot{E}x_{38} + c_{TCP,ele}\dot{W}_{TCP,ele}$	$c_{37} = c_{38}$
Condensador	$c_{34}\dot{E}x_{34} + \dot{Z}_{Cond}$	$c_{35}\dot{E}x_{35}$	-
Dessuper.	$c_{40}\dot{E}x_{40} + c_{41}\dot{E}x_{41} + \dot{Z}_{dessuper}$	$c_{42}\dot{E}x_{42}$	-

Tabela C.4. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4 (continuação).

Bomba Cond. TEC	$c_{35}\dot{E}x_{35} + c_{ele,med}\dot{W}_{BC} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{36}\dot{E}x_{36}$	-
Desaerador	$c_{46}\dot{E}x_{46} + c_{47}\dot{E}x_{47} + \dot{Z}_{Desaerador}$	$c_{48}\dot{E}x_{48}$	-
Evaporação Caldo	$c_{42}\dot{E}x_{42} + \dot{Z}_{Evap}$	$c_{43}\dot{E}x_{43}$	-
Bomba Alimentação da Caldeira	$c_{51}\dot{E}x_{51} + c_{ele,med}\dot{W}_{BA} + \dot{Z}_{BA}$	$c_{52}\dot{E}x_{52}$	-
Bomba Alimentação HRSG	$c_{49}\dot{E}x_{49} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,HRSG} + \dot{Z}_{B,HRSG}$	$c_{50}\dot{E}x_{50}$	-
Bifurcação TEC e TCP	-	-	$c_{31} = c_{32}$ $c_{31} = c_{37}$
Bifurcação Turb. Contrap.	-	-	$c_{38} = c_{39}$ $c_{38} = c_{47}$
Bifurcação de Condensado	-	-	$c_{36} = c_{41}$ $c_{36} = c_{44}$
Bifurcação Desaerador	-	-	$c_{48} = c_{49}$ $c_{48} = c_{51}$
Mistura dos Vapores de Escape	$c_{33}\dot{E}x_{33} + c_{39}\dot{E}x_{39}$	$c_{40}\dot{E}x_{40}$	-
Mistura dos Condensados	$c_{43}\dot{E}x_{43} + c_{44}\dot{E}x_{44} + c_{30}\dot{E}x_{30} + \dot{Z}_{mist}$	$c_{46}\dot{E}x_{46}$	-
Mistura de gases	$c_9\dot{E}x_9 + c_{12}\dot{E}x_{12}$	$c_{13}\dot{E}x_{13}$	-

Tabela C.5. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 5.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Aux.
Gaseificador Palha	$c_{palha}\dot{E}x_{palha} + c_2\dot{E}x_2 + \dot{Z}_{Gas,palha}$	$c_5\dot{E}x_5$	c_{Palha} $c_2 = 0$
Aquecedor de Água da Caldeira	$c_5\dot{E}x_5 + c_{46}\dot{E}x_{46} + \dot{Z}_{Aquec\ Agua}$	$c_6\dot{E}x_6 + c_{47}\dot{E}x_{47}$	$c_5 = c_5$
Limpeza de Gás	$c_6\dot{E}x_6 + \dot{Z}_{Limpeza}$	$c_7\dot{E}x_7$	-
Compressor de Gás de Biomassa	$c_9\dot{E}x_9 + c_{ele,med}\dot{W}_{C,Gas,ele} + \dot{Z}_{C,Gas}$	$c_{10}\dot{E}x_{10}$	-
Biodigestor de Vinhaça	$c_{vinhaça}\dot{E}x_{vinhaça} + \dot{Z}_{Biodigestor}$	$c_{12}\dot{E}x_{12} + c_{13}\dot{E}x_{13}$	$c_{12} = 0$ $c_{vinhaça}$
Compressor de Biogás	$c_{13}\dot{E}x_{13} + c_{ele,med}\dot{W}_{CBio,ele} + \dot{Z}_{C+M,Bio}$	$c_{14}\dot{E}x_{14}$	-
Turbina a Gás	$c_{15}\dot{E}x_{15} + c_{16}\dot{E}x_{16} + \dot{Z}_{TG}$	$c_{19}\dot{E}x_{19} + c_{TG,ele}\dot{W}_{TG}$	$c_{15} = c_{19}$ $c_{16} = 0$
Caldeira de Recuperação	$c_{19}\dot{E}x_{19} + c_{44}\dot{E}x_{44} + \dot{Z}_{HRSG}$	$c_{22}\dot{E}x_{22} + c_{28}\dot{E}x_{28}$	$c_{19} = c_{22}$
Turbogerador Condensação	$c_{28}\dot{E}x_{28} + \dot{Z}_{TGC}$	$c_{29}\dot{E}x_{29} + c_{TC,ele}\dot{W}_{TC,ele}$	$c_{28} = c_{29}$
Condensador TC	$c_{29}\dot{E}x_{29} + \dot{Z}_{Cond,TC}$	$c_{30}\dot{E}x_{30}$	-
Bomba Condensado TC	$c_{30}\dot{E}x_{30} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,TC} + \dot{Z}_{B,TC}$	$c_{31}\dot{E}x_{31}$	-
Caldeira	$c_{47}\dot{E}x_{47} + c_{bag}\dot{E}x_{bag} + \dot{Z}_{cald}$	$c_{32}\dot{E}x_{32}$	c_{bag}
Turbogerador Extr-Cond.	$c_{32}\dot{E}x_{32} + \dot{Z}_{TGE}$	$c_{33}\dot{E}x_{33} + c_{36}\dot{E}x_{36} + c_{TEC,ele}\dot{W}_{TEC,ele}$	$c_{32} = c_{33}$ $c_{32} = c_{36}$
Condensador	$c_{36}\dot{E}x_{36} + \dot{Z}_{Cond}$	$c_{37}\dot{E}x_{37}$	-
Bomba Condensado TEC	$c_{37}\dot{E}x_{37} + c_{ele,med}\dot{W}_{BC} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{38}\dot{E}x_{38}$	-

Tabela C.5. Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 5 (continuação).

Desaerador	$c_{34}\dot{E}x_{34} + c_{41}\dot{E}x_{41} + \dot{Z}_{Desaerador}$	$c_{42}\dot{E}x_{42}$	-
Evaporação Caldo	$c_{35}\dot{E}x_{35} + \dot{Z}_{Evap}$	$c_{39}\dot{E}x_{39}$	-
Bomba alim. Caldeira	$c_{45}\dot{E}x_{45} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,Cald} + \dot{Z}_{B,Cald}$	$c_{46}\dot{E}x_{46}$	-
Bomba Alimentação HRSG	$c_{43}\dot{E}x_{43} + c_{ele,med}\dot{W}_{B,HRSG} + \dot{Z}_{B,HRSG}$	$c_{44}\dot{E}x_{44}$	-
Bifurcação da Extração	-	-	$C_{33} = C_{34}$ $C_{33} = C_{35}$
Bifurcação Desaerador	-	-	$C_{42} = C_{43}$ $C_{42} = C_{45}$
Mistura dos Condensados	$c_{39}\dot{E}x_{39} + c_{38}\dot{E}x_{38} + c_{31}\dot{E}x_{31} + \dot{Z}_{mist}$	$c_{41}\dot{E}x_{41}$	-
Mistura de gases	$c_{10}\dot{E}x_{10} + c_{14}\dot{E}x_{14}$	$c_{15}\dot{E}x_{15}$	-