

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2013

VALDI FREIRE DA FONSECA FILHO

CICLO COMBINADO COM GASEIFICAÇÃO INTEGRADA DE BIOMASSA –
ANÁLISE DE PENALIDADE EXERGÉTICA DE EMISSÃO DE CO₂

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Co-Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli

Guaratinguetá

2013

F676c	<p>Fonseca Filho, Valdi Freire da</p> <p>Ciclo combinado com gaseificação integrada de biomassa – análise de penalidade exergética de emissão de CO₂ / Valdi Freire da Fonseca Filho. – Guaratinguetá : [s.n.], 2013</p> <p>107f. : il.</p> <p>Bibliografia: f. 92</p> <p>Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013</p> <p>Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri</p> <p>Co-orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli</p> <p>1. Gaseificação de biomassa 3. Dióxido de carbono I.</p> <p>Título</p> <p style="text-align: right;">CDU 620.91</p>
-------	--

VALDI FREIRE DA FONSECA FILHO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI
Unesp-Feg


Prof. Dr. PEDRO TEIXEIRA LACAVAL
ITA

DADOS CURRICULARES

VALDI FREIRE DA FONSECA FILHO

NASCIMENTO	04.05.1983 – MACEIÓ / AL
FILIAÇÃO	Valdi Freire da Fonseca Fátima Conceição de Jesus Freire
2003/2004	Curso Técnico de Mecânica de Aeronaves Escola de Especialistas de Aeronáutica
2005/2010	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

De modo especial, aos meus pais, que apesar de hoje estarem distantes, sempre me incentivaram e apoiaram nos momentos mais difíceis.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, que me deu forças, sabedoria, coragem e saúde para superar todas as adversidades encontradas ao longo do curso e da minha vida.

Aos meus pais, *Valdi* e *Fátima*, que sempre incentivaram meus estudos, e me estimularam a lutar por este sonho.

Aos amigos da Força Aérea Brasileira, sem os quais este estudo não seria possível, e em particular, a pessoa do *Major Aviador Marcus Alexandre Guedes*, pela irrestrita colaboração na autorização para os deslocamentos a Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – FEG/UNESP, onde foi realizado este estudo.

Aos membros da coordenação do Programa de Especialização em Engenharia da Embraer, pelo autorização para os deslocamentos ao Campus da FEG/UNESP na finalização dos estudos deste trabalho.

Ao *Prof. Dr. José Alexandre Matelli*, co-orientador desta dissertação que me forneceu informações e explicações necessárias ao desenvolvimento e simulação dos resultados no software EES. A todos os demais professores do Departamento de Energia da FEG, que enriqueceram meus conhecimentos na área.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. José A. Perrella Balestieri*, pela dedicação em minha orientação, sanando dúvidas e estimulando a continuidade dos estudos acadêmicos.

Deixe seu suor no campo de instrução, pra não deixar
seu sangue no campo de batalha!

“Lições aprendidas” na Escola de Especialistas de Aeronáutica

FONSECA, V. F. F. **Ciclo combinado com gaseificação integrada de biomassa – Análise de penalidade exergética de emissão de CO₂**. 2013. 107 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

A necessidade do desenvolvimento de tecnologias baseadas em fontes de energia renováveis é crescente em todo o mundo, de modo a diversificar a matriz energética dos países, bem como atender às rigorosas legislações ambientais e acordos internacionais para redução na emissão de poluentes. Estudos que permitam a implantação desta tecnologia no Brasil, levando-se em conta as características específicas dos biocombustíveis disponíveis, devem ser realizados com vistas à diversificação da matriz energética do país. Diversas tecnologias em fase de desenvolvimento sobre o uso de biomassa na geração de energia têm sido apresentadas na literatura técnica, das quais as plantas industriais de ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC) surgem como uma importante inovação tecnológica. Nesta tecnologia se obtém um combustível gasoso, rico em gás hidrogênio, a partir de biomassa sólida, elevando com isso a eficiência global do processo em relação à sua queima direta numa caldeira convencional. O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo termodinâmico e de equilíbrio químico, a partir de bagaço de cana, relativamente a uma configuração de ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC), associado com análise de custos exergéticos e emissão de CO₂, por meio do método da penalidade exergética. Por meio da análise de penalidades exergéticas é realizada a comparação entre a tecnologia IGCC e o ciclo a vapor tradicionalmente empregado no setor sucro-alcooleiro, verificando-se que a nova tecnologia apresenta vantagens técnicas e ambientais em relação à tecnologia tradicional.

PALAVRAS-CHAVE: Gaseificação. Biomassa. IGCC. Análise exergética. Emissão de CO₂.

FONSECA, V. F. F. **Combined cycle with biomass integrated gasification – CO₂ emission exergetic penalty analysis**. 2013. 107 f. Thesis (Master's degree in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

The development of technology based in energy renewable sources is increasing worldwide in order to diversify the energy mix and satisfy the rigorous environmental legislation and international agreements to reduce pollutant emission. Considering the specific characteristics of biofuels available in Brazil, studies regarding such technologies should be carried out aiming the diversification of the energy mix. Several state-of-the-art technologies for power generation from biomass have been presented in the technical literature, and the industrial plants with integrated gasification combined cycle (IGCC) emerge as a major technological innovation. By obtaining a fuel gas rich in hydrogen from solid biomass, the IGCC presents a higher overall efficiency of the process than the direct burning of the solid fuel in a conventional boiler. The objective of this study is to develop a thermodynamic and chemical equilibrium model of an IGCC configuration for sugarcane bagasse, associated with an exergetic cost analysis and a CO₂ emission analysis through, the method of exergy penalties. Through such analysis it is performed an exergetic penalty comparison between the IGCC technology and the steam cycle traditionally employed in the sugarcane sector. It is verified that the proposed technology presents technical and environmental advantages compared to traditional technology.

KEYWORDS: Gasification. Biomass. IGCC. Exergetic analysis. CO₂ emission.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Oferta Interna de Energia Elétrica por fonte no Brasil em 2012 (EPE, 2013).	23
FIGURA 2 - Evolução da oferta de energia interna no Brasil entre os anos de 1940 a 2010 (EPE, 2011).	23
FIGURA 3 – Diagramas representando o ciclo Brayton ideal com diferentes propriedades termodinâmicas como coordenadas nos eixos cartesianos.	48
FIGURA 4 – Diagramas representando o ciclo Rankine convencional, em um diagrama T x S e na região de saturação.	48
FIGURA 5 – IGCC clássico com captura de CO ₂ , segundo Kanniche e Bouallou (2007).....	50
FIGURA 6 – IGCC avançado com captura de CO ₂ , segundo Kanniche e Bouallou (2007).....	50
FIGURA 7 – IGCC com processo Fischer-Tropsch, segundo Smith e Klosek (2001).	50
FIGURA 8 – IGCC com reator de shift (IGCC*), segundo Amélio et al. (2007).....	51
FIGURA 9 – IGCC com reator de membrana (IGCCM), segundo Amélio et al. (2007).	52
FIGURA 10 – IGCC com combustão alimentada por O ₂ , segundo Chiesa e Lozza (1999a).	52
FIGURA 11 – IGCC com absorção física, segundo Chiesa e Lozza (1999b).....	53
FIGURA 12 – IGCC com ciclo dual (combinado e H ₂ /O ₂) e recuperação de CO ₂ (Duan et al. (2004).....	53
FIGURA 13 – IGCC com ciclo dual com turbinas a gás e recuperação de CO ₂ (Duan et al., 2004).....	53
FIGURA 14 – Configuração de IGCC com absorção física para bagaço de cana-de-açúcar, baseada na proposta de Chiesa e Lozza (1999b), sem uso de saturador.	56
FIGURA 15 – Ilustração esquemática da planta IGCC proposta.	58
FIGURA 16 – Diagrama esquemático da seção de separação de ar.....	61

FIGURA 17 – Ilustração esquemática do gaseificador, segundo Hassuani et al. (2005).	62
FIGURA 18 – Análise de sensibilidade das frações molares dos principais componentes do gás de síntese com a variação da razão de equivalência ϕ , utilizando ar atmosférico na gaseificação.	65
FIGURA 19 – Análise de sensibilidade das frações molares dos principais componentes do gás de síntese com a variação da razão de equivalência ϕ , utilizando oxigênio puro na gaseificação.	66
FIGURA 20 – Diagrama esquemático da seção de gaseificação.....	69
FIGURA 21 – Diagrama esquemático do conjunto a gás	70
FIGURA 22 – Diagrama esquemático do ciclo a vapor.....	71
FIGURA 23 – Diagrama esquemático da Seção de Remoção, Compressão e Liquefação de CO ₂	72
FIGURA 24 - Fluxos de custo exergético do IGCC proposto.....	78
FIGURA 25 – Ilustração esquemática da planta ciclo Rankine para queima direta do bagaço em caldeira convencional.....	82
FIGURA 26 - Fluxos de custo exergético planta ciclo Rankine.....	86

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Características dos tipos de gaseificadores (CORTEZ; LORA; OLIVARES GÓMEZ, 2008)	28
TABELA 2 – Resultados da análise elementar para o bagaço de cana-de-açúcar	54
TABELA 3 – Resultados da análise imediata para o bagaço de cana-de-açúcar	55
TABELA 4 – Resumo da configuração geral do IGCC	56
TABELA 5 – Propriedades dos fluxos da planta IGCC	59
TABELA 6 – Comparativo da composição do gás de síntese (% em volume), em base seca.....	67
TABELA 7 – Comparativo de propriedades do gás de síntese e gases de exaustão.	68
TABELA 8 – Custos exergéticos unitários ki^* da planta IGCC	76
TABELA 9 – Custos das exergias destruídas e perda da planta IGCC.....	79
TABELA 10 – Parâmetros adotados para modelagem da penalidade de emissão de CO ₂	79
TABELA 11 – Resultados da modelagem da penalidade de emissão de CO ₂ da planta IGCC	80
TABELA 12 – Propriedades dos fluxos da planta ciclo Rankine para queima direta do bagaço em caldeira convencional.....	83
TABELA 13 – Custos exergéticos unitários ki^* da planta ciclo Rankine	85
TABELA 14 – Custos das exergias destruídas e rejeitadas da planta em ciclo Rankine	87
TABELA 15 – Resultados da modelagem da penalidade de emissão de CO ₂ da planta em ciclo Rankine	87
TABELA 16 – Resultados para comparação das plantas propostas	88

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASU	<i>Air Separation Unit</i> (Unidade de Separação de Ar)
AIE	Agência Internacional de Energia
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BIG-GT	<i>(Biomass Integrated Gasifier – Gas turbine)</i> Gaseificação de biomassa integrada a turbinas a gás
BIG-CC	<i>(Biomass Integrated Gasifier – Combined cycle)</i> Gaseificação de biomassa integrada a ciclo combinado
CTC	Centro de Tecnologia Canavieira
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generation</i> (Caldeira de recuperação)
IGCC	Ciclo combinado com gaseificação integrada
MCI	Motor de combustão interna
PCI	Poder calorífico inferior
TCE	Teoria do Custo Exergético

LISTA DE SÍMBOLOS

[C]	Porcentagem de carbono no combustível	-
a_i	Coefficiente estequiométrico da equação de reação do componente do gás	-
B	Fluxo exergético	<i>kW</i>
B*	Custo exergético de um fluxo exergético	<i>kW</i>
B _e	Fluxo exergético de entrada de um componente do sistema	<i>kW</i>
B _{irr}	Exergia destruída pela irreversibilidade dos componentes da planta	<i>kW</i>
B _o	Fluxo exergético de saída de um componente do sistema	<i>kW</i>
B _q	Exergia do calor transferido por um componente do sistema	<i>kW</i>
B _w	Exergia residual rejeitada por um componente do sistema	<i>kW</i>
c _e	Custo unitário de entrada de um componente do sistema	<i>\$/kJ</i>
c _F	Custo unitário do combustível	<i>\$/kJ</i>
c _{irr,I}	Custo unitário da irreversibilidade de um componente do sistema	<i>\$/kJ</i>
c _q	Custo unitário da exergia do calor transferido	<i>\$/kJ</i>
c _s	Custo unitário de saída de um componente do sistema	<i>\$/kJ</i>
c _w	Custo unitário da exergia residual de um componente do sistema	<i>\$/kJ</i>
c _i	Custo do fluxo exergético i	<i>\$/kW</i>
cp _g	Calor específico dos gases	<i>kJ/kgK</i>
C _{CO2}	Custo de emissão de CO ₂	<i>\$/h</i>
C _e	Custo exergético do fluxo na entrada	<i>\$/h</i>
C _{el}	Custo unitário da eletricidade	<i>\$/kWh</i>
C _F	Custo do combustível	<i>\$/h</i>
C _{irr}	Custo da exergia destruída em um componente do sistema	<i>\$/h</i>
C _P	Custo dos produtos energéticos do sistema	<i>\$/h</i>
C _s	Custo exergético do fluxo na saída	<i>\$/h</i>
C _{th}	Custo da energia térmica	<i>\$/kWh</i>
C _w	Custo da exergia residual de um componente do sistema	<i>\$/h</i>
CET	Taxa de exergia do carbono	<i>\$/ton CO₂</i>
ex _f	Exergia física específica	<i>kW/kg</i>

ex_q	Exergia química específica	kW/kg
f_C	Fator de utilização	s/h
F^*	Insumos	-
g	Aceleração Gravitacional	$9,81 m/s^2$
\bar{g}_i^0	Função de Gibbs em um estado padrão	kJ/kg
G	Função de Gibbs	kJ
G_{CO_2}	Fluxo em massa de CO_2 emitida pela planta	kg/h
G_F	Fluxo em massa de combustível	kg/h
HR	Razão de calor	kJ/kWh
h_i	Entalpia específica do fluxo energético i	kJ/kg
$\bar{h}(T)$	Entalpia na base molar na temperatura T	$kJ/kmol$
H	Entalpia de uma substância	kJ
I_i	Irreversibilidade do equipamento i	kW
I^*_C	Índice de emissão de CO_2	-
I_0	Índice referência de emissão de CO_2 ($1kgCO_2/kWh$)	$kgCO_2/kWh$
k^*	Custo exergético unitário	kJ/kJ
k^*_e	Custo exergético unitário do fluxo de entrada de um componente	kJ/kJ
k^*_L	Custo exergético unitário generalizado das irreversibilidades e da exergia residual dos fluxos do sistema	kJ/kJ
m_i	Vazão em massa do fluxo i	kg/s
m_{comb}	Vazão em massa do combustível	kg/s
P_i	Pressão no ponto i	MPa
P^*	Produtos	-
Q_i	Fluxo de calor do equipamento i	kW
Q_{vc}	Fluxo de calor que atravessa o volume de controle	kW
R	Constante universal dos gases (base molar)	$kJ/kmol-K$
s_i	Entropia específica do fluxo i	kJ/kgK
S	Entropia de uma substância	kJ/K
$\bar{s}(T)$	Entropia na base molar na temperatura T	$kJ/kmolK$
T_i	Temperatura no ponto i	$^{\circ}C$
V	Velocidade	m/s
x_i	Fração molar do componente i	-
W_i	Potência associada ao equipamento i	kW
W_b	Trabalho da bomba	kW
\dot{W}_{vc}	Potência no volume de controle	kW
z	Cota em relação a uma referência	m
Z	Custo de investimento anual dos componentes da planta	$\$/h$

Z_I	Investimento total dos equipamentos	$\$/h$
Z_{OM}	Custo total de operação e manutenção dos equipamentos	$\$/h$
Z^*	Vetor de custos externos	-

Letras Gregas

α	Massa de CO ₂ produzida pela oxidação de 1kg de carbono	$kgCO_2/kgC$
κ	Razão entre o CO ₂ emitido por unidade de massa do combustível e o PCI do combustível	-
ΔC_{el}	Custo da eletricidade devido a imposição do CET	$(\$/kWh)$
ΔC_{th}	Custo do vapor devido à imposição do CET	$(\$/kWh)$
ΔG°	Função de Gibbs no estado padrão	kJ
ΔTML	Diferença média logarítmica de temperatura	-
ε_i	Eficiência exergetica do equipamento i	-
η	Rendimento do equipamento	-
η_b	Rendimento isoentrópico da bomba	-
η_{Cald}	Rendimento isoentrópico da caldeira	-
η_{CR}	Rendimento isoentrópico da caldeira de recuperação	-
η_{CG}	Rendimento do conjunto a gás	-
η_{cpAR}	Rendimento isoentrópico do compressor de ar	-
η_{cpO_2}	Rendimento isoentrópico do compressor de oxigênio	-
η_{cpTG}	Rendimento isoentrópico do compressor da turbina a gás	-
η_{ger}	Rendimento isoentrópico do gerador elétrico	-
$\eta_{CCglobal}$	Rendimento global do ciclo combinado	-
η_{TG}	Rendimento isoentrópico da turbina a gás	-
η_{TV}	Rendimento isoentrópico da turbina a vapor	-
η_{resf}	Rendimento do processo de resfriamento	-
Π_e	Penalidade por ineficiência	$\$/h$
ν_i	Coefficientes estequiométricos da substância i	-
n_i	Números de mols de reagentes ou produtos	-

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Justificativa.....	19
1.2 Objetivos	20
1.3 Estrutura do trabalho.....	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 BIOMASSA	22
2.1.1 Visão geral da biomassa no Brasil e no mundo.....	22
2.1.2 Utilização da energia de biomassa.....	25
2.1.2.1 – Tecnologias de Pré-tratamento da Biomassa.....	25
2.1.2.2 - Tecnologias para conversão de energia a partir de biomassa	29
2.1.2.3 Considerações sobre captura de CO ₂ em ciclos de geração com biomassa ...	32
2.2 CONCEITOS DE TERMODINÂMICA	33
2.2.1 Combustão e Equilíbrio Químico	33
2.2.1.1 Combustão	33
2.2.1.2 Equilíbrio químico	34
2.2.2 Análise Energética	36
2.2.2.1 Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle.....	37
2.2.2.2 Análise da Segunda da Lei da Termodinâmica para um volume de controle	38
2.2.3 Análise Exergética	38
2.2.3.1 Conceito de exergia.....	39
2.2.3.2 Exergia física	39
2.2.3.3 Exergia química	40
2.2.3.4 Balanço de exergia	40
2.2.3.5 Eficiência exergética	41
2.2.4 Teoria do Custo Exergético	41
2.2.5 Taxa de exergia do carbono e custo de emissão de CO ₂	44
2.2.5.1 Calculo do Custo de Emissão de CO ₂	46
2.2.5.2 Cálculo da Taxa de Emissão de Carbono (CET).....	47

2.3 CICLOS COMBINADOS COM GASEIFICAÇÃO INTEGRADA - IGCC.....	47
2.3.1 Descrição dos equipamentos do IGCC	47
2.3.2 Principais configurações propostas.....	49
3 MODELAGEM DE CONFIGURAÇÃO IGCC E CONVENCIONAL A VAPOR	54
3.1 Especificação da configuração IGCC/biomassa.....	54
3.2 Modelagem termodinâmica e de equilíbrio químico	56
3.2.1 Descrição geral dos equipamentos do IGCC.....	56
3.2.2 Modelagem dos componentes (análise energética e exergética).....	60
3.2.2.1 Compressores e unidade de separação de ar (ASU)	60
3.2.2.2 Gaseificador	61
3.2.2.3 Ciclo Combinado	70
3.2.2.4 Remoção e Liquefação de CO ₂	72
3.3 ANÁLISE DE CUSTO EXERGÉTICO	72
3.4 MODELAGEM DA PENALIDADE DE EMISSÃO DE CO ₂	79
3.5 MODELAGEM DA TECNOLOGIA CONVENCIONAL DE GERAÇÃO COM BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR (Queima direta em caldeira).....	80
3.6 DISCUSSÕES	88
4 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.....	90
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92
APÊNDICE A – Modelagem dos componentes (análise energética e exergética	96
APÊNDICE B – Relações auxiliares para a determinação dos custos exergéticos	107

1 INTRODUÇÃO

A necessidade do desenvolvimento de tecnologias baseadas em combustíveis ou fontes de energia renováveis é crescente em todo o mundo, de modo a diversificar a matriz energética dos países, bem como atender às rigorosas legislações ambientais e acordos internacionais para redução na emissão de poluentes.

Do ponto de vista do estágio de desenvolvimento, o ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC, *integrated gasification combined cycle*) é uma tecnologia ainda em fase de demonstração, embora conte com mais de 30 anos de desenvolvimentos e testes, uma vez que a planta de geração de Lünen, Alemanha, data de 1972 (GTW, 2007a). As razões para a demora em seu aproveitamento pelas grandes centrais geradoras de energia a carvão se referem à baixa confiabilidade operacional até então demonstrada (embora nos últimos anos já se tenha alcançado disponibilidades superiores a 90%) e ao seu custo de investimento (entre 10 e 20% superiores aos alcançados por centrais térmicas a carvão pulverizado).

A literatura aborda temas e tecnologias em fase de desenvolvimento sobre o uso de biomassas na geração de energia; de modo específico para o ciclo IGCC, a tecnologia ainda é incipiente para o emprego de biomassas, devido à diversidade de produtos e suas distintas características físicas e de composição química. Apesar de tal dificuldade, faz-se necessário o desenvolvimento de estudos que permitam a implantação desta tecnologia no Brasil, levando-se em conta as características específicas dos biocombustíveis disponíveis no país. Cabe salientar que a legislação brasileira vem adotando políticas de redução de emissões de CO₂ para o setor industrial. Assim, é necessário obter-se alternativas tecnológicas para redução das emissões, sob o risco de não renovação das licenças de operação das indústrias pelos órgãos governamentais competentes.

1.1 Justificativa

A utilização de fontes renováveis de energia e uso de combustíveis menos poluidores é uma tendência mundial que se consolidará em um futuro próximo, adequando-se às restrições das legislações nacionais e internacionais. Deseja-se suprir a necessidade de implantação de novas tecnologias de geração com aproveitamento de resíduos de biomassa e biocombustíveis no mercado nacional, independente de fornecedores e financiamentos internacionais, criando

condições do país de dominar os processos tecnológicos envolvidos na gaseificação de biomassa. Assim, fica demonstrada a importância do estudo realizado, destacando também aspectos ambientais associados à sustentabilidade.

Com base em tal argumento, a proposta da presente pesquisa se inicia com o estudo de um processo de gaseificação de biomassa vegetal de estrutura química conhecida, para obtenção de gás combustível de elevado poder calorífico inferior (PCI), a ser empregado em um conjunto a gás em ciclo combinado com geração de vapor. Para uma configuração de IGCC composta a partir de revisão bibliográfica, é então efetuada uma análise de custos exergéticos, associada com modelagem de penalidade exergética relativa à emissão de CO₂. Os resultados obtidos são comparados com os de um ciclo a vapor convencional, queimando a mesma biomassa e que é similar em termos funcionais e de estrutura física dos componentes da configuração, de forma de avaliar a potencialidade técnica e ambiental desta tecnologia.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem por objetivo desenvolver o estudo de uma configuração de ciclo combinado com gaseificação integrada com base em modelo termodinâmico e de equilíbrio químico, a partir de uma biomassa com estrutura química definida (bagaço de cana-de-açúcar) com análise de custos exergéticos e emissão de CO₂ pelo método da penalidade exergética.

Efetua-se uma breve revisão apresentando uma visão geral acerca do uso da biomassa no Brasil e no mundo, bem como a caracterização dos principais tipos de biomassa empregados na geração de energia. São abordadas formas clássicas de aproveitamento de energia e também novas tecnologias de geração com o emprego de processos de gaseificação, com destaque para os ciclos combinados com gaseificação integrada. No contexto da gaseificação, descreve-se um histórico do surgimento desta tecnologia, os tipos de gaseificadores, fundamentos teóricos necessários à compreensão da gaseificação e plantas e instalações experimentais em uso no mundo.

Neste estudo, priorizam-se as plantas industriais de ciclo combinado com gaseificação integrada, que surgem como uma importante inovação tecnológica na obtenção de um gás combustível rico em hidrogênio, a partir de uma biomassa sólida, elevando a eficiência global do processo de obtenção de energia, considerando o maior rendimento associado às turbinas a gás em relação à sua queima direta numa caldeira convencional.

Para o desenvolvimento da pesquisa é definida uma configuração de equipamentos baseada em referências bibliográficas de resultados teóricos e projetos já desenvolvidos, seguido de modelagem termodinâmica e de equilíbrio químico dos processos que compõem um IGCC, utilizando-se do software EES (*Engineering Equation Solver*) num ambiente de simulação do processo. Procedimento similar foi empregado para a análise de ciclo a vapor, com características próximas em termos de volume de biomassa processada na caldeira.

Na etapa seguinte, emprega-se o modelo de custos exergéticos e de emissão de CO₂ para efetuar uma análise de penalidades relativas a diferentes tecnologias energéticas, permitindo a comparação desta tecnologia com as que são alternativamente empregadas para geração de energia. Espera-se, com esta modelagem, possibilitar a demonstração das vantagens técnica/ambiental do uso de um determinado tipo de biomassa associado a esta tecnologia específica.

1.3 Estrutura do trabalho

Este trabalho é dividido em sete capítulos, conforme descrito a seguir:

- No primeiro capítulo é apresentada uma introdução geral do trabalho, salientando aspectos mercadológicos, bem como a justificativa da importância do tema selecionado.
- O segundo capítulo apresenta uma revisão bibliográfica abordando uma visão geral da biomassa no Brasil e no mundo, bem como os seus principais processos tecnológicos para geração de energia, levando-se em conta seu estágio atual e perspectivas futuras. Desenvolve também uma revisão de conceitos termodinâmicos empregados neste estudo, relativos à análise energética e exergética, além de tópicos de combustão e equilíbrio químico. Uma descrição breve de ciclos propostos em IGCC é também apresentada, destacando configurações mais relevantes desenvolvidas em estudos anteriores em artigos acadêmicos.
- O terceiro capítulo apresenta um estudo para a especificação de uma configuração adequada de IGCC, bem como a modelagem termodinâmica e de equilíbrio químico dos equipamentos descritos na planta. Por fim, efetua-se análise de custo exergético e modelagem da penalidade de emissão de CO₂ associada com o IGCC e

queima convencional do bagaço em um ciclo Rankine, para posterior discussão da viabilidade do ciclo proposto neste estudo.

- No quarto capítulo, são apresentadas as conclusões e proposições para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 BIOMASSA

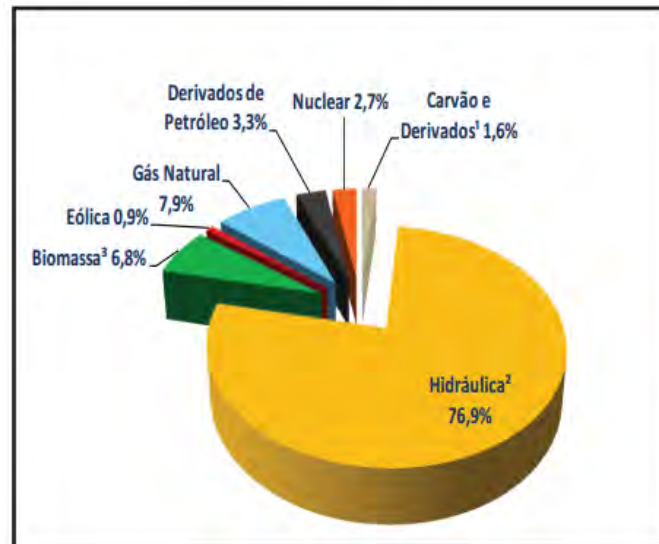
2.1.1 Visão geral da biomassa no Brasil e no mundo

Com o crescimento cada vez maior na demanda de energia, tanto nos países desenvolvidos como nos países emergentes, o mundo volta-se para a necessidade de obtenção de fontes energéticas capazes de suprir estas necessidades, e ao mesmo tempo, reduzir as emissões de poluentes, possibilitando o uso sustentável dos recursos naturais. Neste contexto, a biomassa apresenta-se como uma fonte de energia renovável que vem ganhando interesse devido às tentativas de redução no uso de combustíveis fósseis e a possibilidade de obtenção de vetores energéticos em diversas formas aplicáveis, como combustíveis líquidos ou gasosos, calor e eletricidade (DERMIRBAS; BALAT; BALAT, 2009).

Estudos realizados há mais de 10 anos pela ANEEL (2002), já apontavam diversas tecnologias de aproveitamento em fase de desenvolvimento e aplicação. Alertando para o fato que estudos diversos se conflitam na previsão para o uso futuro da biomassa como fonte de energia: estimativas da Agência Internacional de Energia (IEA, 1998) indicavam que, futuramente, a biomassa ocuparia uma menor proporção na matriz energética mundial – da ordem de 11% em 2020. Outros estudos (Hall et al., 2000) indicavam que, ao contrário da visão geral que se tinha, o uso da biomassa deveria se manter estável ou até mesmo aumentar, devido ao crescimento populacional, bem como, a urbanização e melhoria nos padrões de vida, o que faria com que pessoas de áreas rurais e urbanas de países em desenvolvimento passassem a usar mais carvão vegetal e lenha, ao invés de resíduos.

Pesquisas realizadas em 2005 apontavam o Brasil como o terceiro do mundo no ranking do uso da bioeletricidade, ficando atrás dos Estados Unidos, em 1º lugar, e Alemanha na 2ª posição (REN21, 2005). A publicação anual do Balanço Energético Nacional comprova

também o crescimento da biomassa na oferta interna de energia do Brasil, apontando em 2012 um valor correspondente a 6,8% do total de eletricidade gerada, conforme se pode observar na Figura 1. A Figura 2 apresenta o processo de evolução da oferta de energia interna no Brasil ao longo de várias décadas, com nítida participação crescente do petróleo e produtos da cana, em detrimento da lenha e carvão vegetal, conforme EPE, 2011.



geração hidrúlica² em 2012: 455,6 TWh
 geração total² em 2012: 592,8 TWh

¹ Inclui gás de coqueira

² Inclui importação

³ Inclui lenha, bagoça de cana, lixívia e outras recuperações.

Figura 1 - Oferta Interna de Energia Elétrica por fonte no Brasil em 2012 (EPE, 2013).

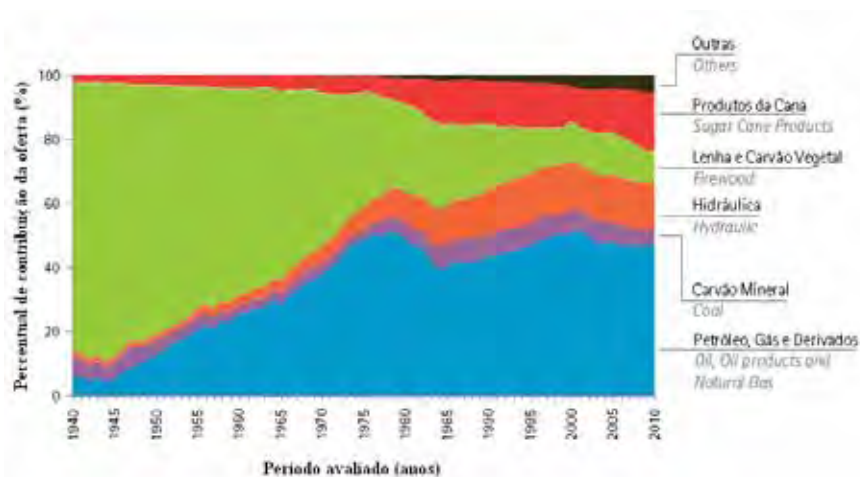


Figura 2 - Evolução da oferta de energia interna no Brasil entre os anos de 1940 a 2010 (EPE, 2011).

A biomassa foi considerada durante muito tempo como um energético tradicionalmente utilizado em países pobres e setores menos desenvolvidos, sendo tratada

como uma fonte energética dispersa, cujo uso quase sempre é ineficiente e indevidamente associado a problemas de desflorestamento e desertificação. Contudo, tal imagem da biomassa está mudando, graças aos esforços recentes de mensuração mais acurada do seu uso e potencial, por meio de novos estudos, demonstrações e plantas-piloto; ao uso crescente da biomassa como um vetor energético moderno (por meio do desenvolvimento de tecnologias eficientes de conversão), principalmente em países industrializados; e, sobretudo, pelo reconhecimento das vantagens ambientais de uso racional no controle das emissões de CO₂ e enxofre (ANEEL, 2002).

Dentre as vantagens do uso da biomassa pode-se destacar a possibilidade de um controle mais efetivo sobre poluentes emitidos, obtendo redução das emissões e menor teor de enxofre quando comparado com combustíveis fósseis. Cabe salientar, também, que a diversificação da matriz energética é um ponto estratégico para garantir a estabilidade na geração de energia necessária aos países em crescimento, uma vez que estarão menos susceptíveis às crises internacionais, como o caso do petróleo, e a períodos de seca prolongados, no caso da geração hidroelétrica, com a redução no nível de água nos reservatórios.

Os principais entraves do ponto de vista técnico-econômico ao maior uso da biomassa na geração de energia elétrica são a baixa eficiência termodinâmica associada às plantas e os custos relativamente altos de produção e transporte. A confiabilidade de muitos equipamentos, principalmente os sistemas de alimentação, ainda não atingiu a maturidade adequada para viabilização comercial em pequena escala. Há necessidade também de maior gerenciamento do uso e ocupação do solo, devido à falta de regularidade no suprimento causado pelas sazonalidades da produção, criação de monoculturas, perda de biodiversidade e uso intensivo de defensivos agrícolas (ROSILLO-CALLE et al., 2005).

A biomassa já se constitui numa importante fonte energética em diversos países. Contudo, seu uso tradicional está associado a um consumo não sustentável e baixas eficiências de conversão. O crescimento da conscientização da sociedade para a preservação do meio ambiente, bem como, o uso sustentável de recursos naturais, leva a mudanças que convergem para vetores energéticos modernos garantindo maior eficiência global nos processos. Tais vetores são a eletricidade e os combustíveis líquidos e gasosos, em substituição ao uso direto de combustíveis sólidos (ROSILLO-CALLE et al., 2005).

O uso moderno da biomassa dependerá da viabilidade técnica e econômica dos novos processos de conversão e da superação das barreiras tecnológicas dos processos tradicionais, uma vez que não há ainda tecnologias comerciais de alta confiabilidade disponíveis para

geração em pequena escala e que apresentem baixos custos de investimento (LORA; ANDRADE, 2009).

2.1.2 Utilização da energia de biomassa

Nesta seção desenvolve-se uma breve revisão dos principais processos tecnológicos de utilização de biomassa na geração de energia, levando-se em conta seu estágio atual, bem como suas perspectivas futuras, sob o enfoque do potencial para utilização destas tecnologias na obtenção de energia. Abordam-se explicações conceituais dos principais processos de pré-tratamento, como a gaseificação, pirólise e torrefação/briquetagem, e técnicas de conversão da biomassa, bem como os processos de produção de metanol, hidrogênio e etanol. São avaliados também vetores modernos na tecnologia de geração de eletricidade através de combustão direta em ciclos a vapor e de derivados combustíveis com turbinas a gás, ciclos combinados, motores de combustão interna e células combustível.

2.1.2.1 – Tecnologias de Pré-tratamento da Biomassa

Dentro dos primeiros processos, tem-se a gaseificação como a mais promissora forma de elevar a eficiência global de um ciclo termodinâmico quando permite o uso de turbinas a gás e posterior aproveitamento de calor numa turbina a vapor através do ciclo combinado, mediante emprego de caldeira de recuperação. Destacam-se também a pirólise e torrefação/briquetagem, processos mais conhecidos na produção de lenha e carvão vegetal.

Nas tecnologias de conversão final de energia, destacam-se os processos de combustão direta da biomassa sólida em um ciclo vapor e queima conjunta (ou *co-firing*) com combustível mineral de alto teor energético, além de processos de queima de combustíveis derivados de biomassa, como tecnologias que usam turbinas a gás e ciclos combinados BIG-GT/BIG-CC, motor de combustão interna e células combustível. Um breve comentário é feito sobre a produção de combustíveis derivados como o etanol, metanol e hidrogênio.

- **Pirólise**

A pirólise ou carbonização é o mais antigo e simples processo de pré-tratamento de biomassa, e leva à conversão de um combustível, normalmente lenha, em outro de melhor qualidade e conteúdo energético, como carvão. Consiste no aquecimento do material original (normalmente entre 300°C e 500°C), em baixíssima concentração ar, de modo a retirar o material volátil. O carvão, principal produto final, tem uma densidade energética duas vezes maior que a do material de origem e queima em temperaturas muito mais elevadas. Por meio da pirólise, também é possível obter gás combustível, além de alcatrão e ácido piro-lenhoso.

Segundo ANEEL (2005), em geral, são necessárias de quatro a dez toneladas de lenha para a produção de uma tonelada de carvão, dependendo das características do processo e do teor de umidade do material de origem. Se o material volátil não for coletado, o custo relativo do carvão produzido fica em torno de dois terços daquele do material de origem, se considerado o conteúdo energético.

Para melhorar a qualidade do combustível gerado e o aproveitamento dos resíduos, processos mais sofisticados são utilizados com controle da temperatura e coleta do material volátil. Nesta situação, a proporção de carvão pode chegar a 30% do material de origem. Embora necessite de tratamento prévio para redução da acidez, o líquido produzido pode ser usado como óleo combustível.

Os processos de pirólise rápida são competitivos com a gaseificação, sendo realizados em temperaturas entre 800°C e 900°C, e tendo cerca de 60% do material se transformando num gás rico em hidrogênio e monóxido de carbono (apenas 10% de carvão sólido para a pirólise). Contudo, devido ao problema do tratamento dos resíduos, que são maiores nos processos com temperatura mais elevada, a pirólise convencional (300°C a 500°C) ainda é a tecnologia mais atrativa.

A pirólise pode ser empregada também no aproveitamento de resíduos vegetais, porém, é necessária a compactação dos resíduos, cuja matéria-prima é transformada em briquetes. Deste modo, adquirem-se maiores teores de carbono e poder calorífico, permitindo seu uso com maior eficiência na geração de calor e potência. (ANEEL, 2002)

- **Torrefação/Briquetagem**

A torrefação consiste num processo de pré-carbonização, o qual se desenvolve justamente na fase endotérmica da pirólise, entre 250 e 300°C. Seu objetivo fundamental é concentrar a energia da biomassa em um produto formado em curto tempo, baixas taxas de

aquecimento e temperaturas moderadas, permitindo reter os voláteis de maior poder calorífico no próprio produto. Nestas condições, a hemicelulose se degrada, sendo removida a umidade, o ácido acético, frações de fenol e outros compostos de baixo poder calorífico. O resultado é um material intermediário entre a biomassa e o carvão, de altos rendimentos energéticos.

Resultados da torrefação de várias espécies de madeira mostraram que o poder calorífico da madeira torrada depende do teor final de voláteis e cinzas, variando entre 23 e 24 MJ/kg. Nesses experimentos foram atingidos altos rendimentos de conversão os quais variaram entre 74 e 77% com teores baixos de umidade e carbono fixo em torno de 28 a 31% (FELFLI; LUENGO; SOLER, 2003).

O pré-tratamento de torrefação pode ser uma alternativa como tecnologia de baixo custo que possam competir em termos econômicos e técnicos com os métodos tradicionais de carbonização. Através da combinação de temperatura e tempo de processamento, podem-se obter produtos de diferentes propriedades que podem ser reproduzidos com alta precisão.

A tecnologia de aglomeração foi desenvolvida com o intuito de recuperar partículas finas oriundas de um processo de beneficiamento de minérios ou de resíduos, o que proporcionou o aproveitamento comercial da fração fina desses materiais, minimizando o impacto ambiental causado pela produção de material fino ou particulado. Nesse contexto, a briquetagem destacou-se como método adequado ao processamento desses materiais e tornou-se o método pioneiro de aglomeração.

A briquetagem consiste na aglomeração de partículas finas por meio de pressão, podendo fazer uso ou não de um aglutinante, e permitindo a obtenção de um produto não só compactado, mas com forma, tamanho e parâmetros mecânicos adequados. A redução de volume do material, além dos benefícios tecnológicos, permite que materiais finos possam ser transportados e armazenados de forma mais econômica, constituindo assim, uma forma bastante eficiente para concentrar a energia disponível da biomassa.

Em geral, cada volume de briquetes contém pelo menos 5 vezes mais energia que o mesmo volume de resíduos, conforme QUIRINO, (1991). Cabe salientar também, que este processo de pré-tratamento permite um uso mais sustentável dos recursos naturais, uma vez que se otimiza a energia a ser convertida, reduzindo a quantidade de madeira a ser depredada.

- **Gaseificação**

A gaseificação consiste em converter o material sólido de característica heterogênea em combustível gasoso rico em carbono e hidrogênio, que pode ser mais facilmente utilizado com ganhos de eficiência e no desempenho ambiental em comparação à queima direta da

biomassa. O gaseificador é o equipamento responsável pela conversão, sendo construído com revestimento em material refratário, e operando em temperaturas da ordem de 850 °C, sob condições de pressão atmosférica ou sob elevada pressão (CORTEZ et al., 2008).

A eficiência final de conversão da biomassa em eletricidade atinge valores superiores a 45% com o uso de ciclos combinados de geração de eletricidade, e até 55%, com a conversão dos gases em hidrogênio associado a células combustíveis (ROSILLO-CALLE et. al., 2005).

O processo de gaseificação envolve a desvolatilização e degradação química da biomassa, em uma atmosfera de vapor e/ou ar, para produzir um gás de médio ou baixo poder calorífico. O uso de oxigênio puro, ao invés de ar, eleva o poder calorífico em base seca de cerca de 5 a 6 MJ/Nm³ para 13 a 14 MJ/Nm³. Entretanto, a operação torna-se cara, sendo recomendada apenas para gaseificação que envolve a produção de gás de síntese. Uma alternativa é fazer uso de aquecimento indireto, sem o insuflamento de ar, por meio da transferência de calor de um sólido ou uma superfície quente; valores em base seca de 18 a 20 MJ/Nm³ são os mais comuns, de acordo com ROSILLO-CALLE et. al., (2005).

O desempenho do gaseificador é afetado também pela pressão de operação, principalmente quando usado acoplado a turbinas a gás, que requerem pressões de entrada de 1,0 a 2,0 MPa para proporcionar alta eficiência global. Sistemas de alimentação confiáveis e operando em alta pressão não atingiram ainda estágio comercial. Sistemas de tratamento e remoção de poluentes são necessários para garantir a remoção de particulados, alcatrão e vapores alcalinos, permitindo uma operação segura, eficiente e adequada do ponto de vista ambiental. A Tabela 1 resume os tipos de gaseificadores e suas características principais.

Resumidamente, pode-se dizer que as maiores barreiras do emprego efetivo da gaseificação estão na baixa confiabilidade dos equipamentos, principalmente de alimentação do gaseificador, na complexa compreensão e manutenção das condições operacionais bastante susceptíveis a oscilações nas propriedades e vazões das variáveis envolvidas no processo, além da necessidade de limpeza posterior do gás obtido.

Tabela 1 – Características dos tipos de gaseificadores (CORTEZ; LORA; OLIVARES GÓMEZ, 2008)

Tipos/ características	Leito Fixos		Leito fluidizado
	Contracorrente	Concorrente	

Aplicações recomendadas	Gaseificação em pequena e média escala.	Gaseificação em pequena e média escala.	Biomassa dispersa de geometria não-uniforme (bagaço de cana, casca de arroz)
Condições operacionais	a) 100-400 ° C b) Até 3.000 kPa	a) 400-700 ° C b) Até 3.000 kPa	a) 500-900 ° C b) Até 6.000 kPa
(a) Temperatura de saída gases do reator; (b) Pressão			
Vantagens	- unidades simples e baratas; - alta eficiência térmica; - alta eficiência de conversão de carbono; - baixo teor de partículas de cinzas no gás.	- unidades simples e baratas; - alta eficiência de conversão de carbono; - baixo teor de alcatrão no gás.	- flexibilidade com relação à taxa de alimentação e composição do combustível; - alta capacidade volumétrica; - possibilidade de controle da temperatura do leito.
Desvantagens	- poucas possibilidades para controlar região central de reação; - requer combustível uniforme para operação ótima; - alto teor de alcatrão; - possibilidade de aglomeração e clivagem das cinzas na grelha e refratários; - baixa capacidade volumétrica.	- poucas possibilidades para controlar região central de reação; - alto teor de cinzas no gás; - requer combustível uniforme para operação ótima; - possibilidade de aglomeração e clivagem das cinzas na grelha e refratários; - baixa capacidade volumétrica;	- Temperatura de operação limitada pela sinterização de cinzas; - alta carga de partículas no gás; - a perda de carbono na fuligem pode ser alta; - Alcatrão é formado a baixas temperatura de operação.

2.1.2.2 - Tecnologias para conversão de energia a partir de biomassa

Nos países em desenvolvimento, estima-se que o consumo de eletricidade cresça bastante nas próximas décadas, aumentando também os impactos ambientais. Faz-se necessário que haja um aumento substancial na contribuição das fontes renováveis de energia nesta futura expansão da capacidade de geração de eletricidade, e a biomassa demonstra-se como uma boa opção.

Classificam-se as tecnologias de geração de eletricidade a partir de biomassa em dois grandes grupos: aquelas baseadas na combustão direta da biomassa (centrais elétricas baseadas no ciclo a vapor, podendo ocorrer queima conjunta com combustível fóssil, *co-firing*) e aquelas em que se empregam combustíveis derivados, sejam eles gasosos ou líquidos (tecnologias baseadas na gaseificação ou pirólise de biomassa, integradas às turbinas a gás, motores de combustão interna ou células a combustível).

- Combustão direta

De um modo geral, centrais elétricas de tecnologia convencional de ciclo a vapor apresentam baixa eficiência térmica (entre 14 a 25%), principalmente por não operarem com os parâmetros ideais de geração de vapor (pressão e temperatura), numa estratégia de redução de custos de capital (dólares por kW instalado), incorporando assim, por exemplo, materiais de menor qualidade nas caldeiras, redução da pressão e temperatura do vapor e emprego de turbinas de menor eficiência.

O termo *co-firing* refere-se ao uso combinado de biomassa e combustíveis fósseis nas centrais elétricas e também em caldeiras industriais a vapor, e é considerado em muitos países o primeiro passo para um maior uso da biomassa na geração de energia elétrica, uma vez que a combustão da mistura ocasiona uma considerável redução dos riscos técnicos e econômicos. A quantidade de biomassa depende de uma avaliação detalhada de sua disponibilidade, transporte e investimentos necessários à adaptação dos equipamentos. Não é possível o uso direto da biomassa sem qualquer tratamento prévio, como secagem ou fracionamento, visto que o carvão normalmente é pulverizado em grandes caldeiras. Entre as desvantagens relativas ao desempenho das caldeiras tem-se a vitrificação das cinzas da biomassa e a corrosão sob alta temperatura devido ao elevado teor de cloro.

- Combustão de combustíveis derivados de biomassa

Através da gaseificação de biomassa é possível a geração de energia elétrica com o uso de turbinas a gás, as quais apresentam eficiência térmica razoável e custos de capital que sofrem menor influência dos efeitos de escala; a esta tecnologia dá-se o nome de gaseificação de biomassa integrada a turbinas a gás, ou BIG-GT (*biomass integrated gasifier gas turbine*).

É possível obter uma significativa melhoria na eficiência térmica através da recuperação do calor dos gases de exaustão pelo emprego de uma caldeira de recuperação conectada a um ciclo a vapor, resultando um ciclo combinado – BIG-CC (*biomass integrated gasifier combined cycle*). Perspectivas futuras apontam que esta deve ser a tecnologia mais adequada para geração de eletricidade em grande escala a partir da biomassa, conforme ROSILLO-CALLE et. al., 2005.

Diversos projetos de gaseificação de biomassa voltados à geração de eletricidade veem sendo desenvolvidos pelo mundo nos últimos anos. A planta de Värnamo, na Suécia, foi uma das primeiras com operação integrada do gaseificador de biomassa e turbina a gás, e contou com quase 8500 horas de operação até ano de 2000, utilizando-se de um gaseificador de leito

fluidizado circulante pressurizado e gerando cerca de 6 MW (elétrico) e 9 MW (térmico) (CORTEZ et al., 2008).

As barreiras à implantação desta tecnologia encontram-se, essencialmente, no aumento da escala das tecnologias de gaseificação, na adaptação das turbinas a gás ao baixo poder calorífico do combustível e na limpeza do gás combustível, que deve atender padrões rigorosos quanto ao teor de álcalis, alcatrão e particulados, de modo a evitar erosão, acúmulo de resíduos, corrosão, bem como maiores impactos ambientais. Adaptações nos injetores de combustível, nos coletores e no volume da câmara de combustão, são necessárias para adequar as turbinas a gás comerciais ao baixo poder calorífico do gás combustível, garantindo a estabilidade da chama e obtendo, assim, uma operação segura e eficiente do equipamento.

Os custos iniciais das unidades de geração elétrica e a incerteza de fornecimento contínuo da biomassa durante o projeto, devido à sazonalidade do plantio/colheita das culturas, inviabilizam o emprego comercial da tecnologia para competir no mercado de fornecimento de eletricidade. O cenário mais propício encontrado tem sido dentro de unidades já existentes de usinas de açúcar e fábricas de papel e celulose, onde o tratamento de resíduos de baixo custo combinado com a queima conjunta, ou mesmo alternativa de outro combustível, disponível em qualquer época do ano, pode tornar o investimento atrativo.

Em instalações de pequena capacidade, com até 150 kW, a geração de eletricidade já vem sendo feita com uso de gaseificadores de biomassa integrados a motores de combustão interna (MCI), embora a confiabilidade e desempenho destes equipamentos ainda necessitem de maiores estudos. O uso complementar de outros combustíveis, como diesel e gás natural, permite evitar a significativa perda de potência do motor. A grande limitação desta tecnologia está no processo de limpeza do gás, principalmente na remoção do alcatrão e particulados finos, o que causa desgaste prematuro do motor e eleva os custos de manutenção.

Outra possibilidade interessante é a geração de energia elétrica a partir da pirólise de biomassa, que traria a vantagem de desvinculação da geração de eletricidade com a produção da biomassa, visto que apenas o óleo resultante do processo seria transportado até a central geradora, solucionando os problemas de custo de transporte, tamanho de instalação e impactos ambientais. Esta tecnologia, contudo, ainda é recente e precisa ser testada; problemas de contaminação com substâncias alcalinas e a instabilidade química do óleo devido ao efeito de altas temperaturas são esperados.

Outro ponto ainda em estudo é o uso de motores Stirling, dispositivos de combustão externa, com biomassa gaseificada, o que reduziria suas dimensões para um motor mais compacto e moderno com níveis de eficiência de 30% a 45% (maiores que os MCI que

variam entre 20% a 30%), disponível atualmente usando diesel ou gás natural. Nestes motores, o calor da combustão externa é transferido para um fluido de trabalho por meio de um trocador compacto; este mesmo trocador tem dificultado a obtenção de êxito nas pesquisas devido às obstruções em seus dutos internos, requerendo assim uma etapa de limpeza do gás, o que aumenta os custos do projeto (ROSILLO-CALLE et. al., 2005).

A gaseificação de biomassa integrada às células a combustível surge também como uma opção na geração de energia elétrica, obtendo o hidrogênio para geração direta de eletricidade por meio de sua oxidação eletroquímica. Eficiências da ordem de 45% a 70% já foram alcançadas em pequenas unidades. Além disso, outras vantagens estão associadas aos baixos níveis de emissão de NO_x , CO e hidrocarbonetos e menor consumo de água, conforme ROSILLO-CALLE et. al., (2005).

Cabe salientar, também, que a característica modular das células a combustível permite maior compatibilidade entre capacidade e demanda, bem como, seu uso em pequenas e grandes escalas. Contudo, é requerido um gás sem impurezas e com médio poder calorífico, impondo desafios às técnicas de gaseificação, pois tais sistemas devem ser confiáveis e econômicos, mesmo em pequena escala. A principal ênfase das pesquisas é dada à reforma a vapor com uso de catalisadores para produção de hidrogênio.

2.1.2.3 Considerações sobre captura de CO_2 em ciclos de geração com biomassa

Estudos realizados por Klein, et. al. (2011) têm demonstrado um promissor papel para as tecnologias de IGCC com captura de CO_2 como uma importante opção de mitigação de emissões.

Os custos associados aos complexos equipamentos no processo de captura e liquefação de CO_2 tornam pouco competitiva a configuração proposta neste estudo quando comparada às tecnologias convencionais de geração utilizando carvão, gás natural e mesmo biomassa em queima direta em caldeira. Segundo Rhodes et. al. (2005), quando o preço do carbono emitido é internalizado nos custos, verifica-se que os custos de eletricidade produzida podem tornar-se atrativos, viabilizando o emprego do IGCC proposto.

Outro ponto importante a considerar é que a captura do CO_2 de uma planta utilizando biomassa representa uma “emissão negativa de CO_2 ”, ou seja, um aprisionamento de uma quantidade de carbono a qual fazia parte do ciclo de vida da biomassa considerada. Deste

modo, alcança-se o aprisionamento de carbono que deixa de ser emitido e abre-se a possibilidade de negociação de créditos de carbono, podendo tornar a configuração proposta mais atrativa financeiramente. O CO₂ aprisionado pode ser apenas armazenado, ou mesmo comercializado em indústrias que o requisitam como matéria-prima, como em fábricas de refrigerante, sendo necessário, contudo, verificar o nível de pureza/esterilização requerida para tais processos.

2.2 CONCEITOS DE TERMODINÂMICA

Apresenta-se neste capítulo uma resumida descrição de conceitos e equações termodinâmicas que serão utilizados na análise do ciclo combinado com gaseificação integrada de bagaço de cana-de-açúcar.

2.2.1 Combustão e Equilíbrio Químico

2.2.1.1 Combustão

De acordo com Carvalho Júnior e McQuay (2007), define-se como processo de combustão uma reação exotérmica extremamente rápida entre combustível e oxidante, acompanhada de liberação de calor. Em geral, os elementos químicos nos combustíveis responsáveis pela liberação de calor são carbono, hidrogênio e enxofre.

Uma combustão completa é caracterizada quando todo o carbono no combustível é oxidado para dióxido de carbono (CO₂), todo hidrogênio para água (H₂O) e todo o enxofre para dióxido de enxofre (SO₂). Considera-se, também, para efeito de cálculo envolvendo balanços, que todo o nitrogênio presente no combustível apareça nos produtos de combustão como nitrogênio gasoso (N₂).

Assumindo que o processo de combustão possa ser descrito por uma reação química simples, podemos representá-lo por:



na qual o combustível e o oxidante são comumente chamados de reagentes, e os produtos são os gases resultantes da combustão.

2.2.1.2 Equilíbrio químico

Quando em uma reação química atinge-se um estado em que a velocidade de formação dos produtos é igual à velocidade de formação dos reagentes, define-se a condição de equilíbrio químico. É o ponto em que as concentrações de todas as espécies são constantes.

Postula-se que um sistema estará impossibilitado de realizar qualquer tipo de trabalho se estiver na condição de equilíbrio. Deste modo, um sistema em equilíbrio térmico não apresenta gradientes de temperatura; e se o sistema estiver em equilíbrio mecânico, não há gradientes de pressão. Para o caso de um sistema composto de várias fases, é dito que este estará em equilíbrio de fases se não houver transformações de uma fase para outra.

Se um sistema estiver em equilíbrio químico não ocorrerão variações temporais em sua composição química, ou seja, não apresenta gradientes de potencial químico. Isto não significa que as reações cessem, apenas que ocorrem a uma velocidade tal que suas concentrações de reagentes e produtos mantenham-se inalteradas. As condições para equilíbrio termodinâmico e mecânico são diretas. Contudo, as condições para equilíbrios de fase e químico são mais complexas e necessitam de discussão mais rigorosa.

A condição geral para um sistema a uma dada temperatura estar em equilíbrio é que sua função de Gibbs, G , esteja em um ponto de mínimo. A função de Gibbs é dada pela equação (1).

$$G = H - TS \quad (1)$$

na qual H é a entalpia do sistema, T é a temperatura, e S é a entropia do sistema. Assim, a condição de equilíbrio é dada pela equação (2).

$$dG_{T,P} = 0 \quad (2)$$

Aplica-se, então, a equação (2) a uma reação química na qual os reagentes A e B se decompõem de modo a formar os produtos C e D , conforme reação estequiométrica expressa pela equação (3).



na qual os diversos parâmetros v representam os coeficientes estequiométricos. Os números de mols dos reagentes e dos produtos serão representados por n_A , n_B , n_C e n_D , respectivamente.

Uma vez aplicada a condição de equilíbrio, dada pela equação (2), à reação química da equação (3), assume-se que os componentes estejam em equilíbrio; assim, enquanto a temperatura e a pressão permanecerem inalteradas, a reação prosseguirá no sentido da direita em uma variação infinitesimal ($d\varepsilon$), que decrescerá o número de mols de reagentes e aumentará o número de mols dos produtos, como observa-se na equação (4).

$$\begin{aligned} dn_A &= -v_A d\varepsilon \\ dn_B &= -v_B d\varepsilon \\ dn_C &= v_C d\varepsilon \\ dn_D &= v_D d\varepsilon \end{aligned} \quad (4)$$

As equações (4) indicam que os números de mols de reagentes ou produtos que são consumidos ou formados devido a uma perturbação de equilíbrio são calculados relacionando o grau de reação ε e os coeficientes estequiométricos. Deve-se calcular a variação da função de Gibbs a fim de aplicar o critério de equilíbrio dado pela equação (2); aplicando a função de Gibbs em termos de quantidades molares, caracterizada pela letra minúscula com a barra superior dado pela equação (5), tem-se:

$$dG_{T,P} = \bar{g}_C dn_C + \bar{g}_D dn_D - \bar{g}_A dn_A - \bar{g}_B dn_B \quad (5)$$

Por substituição dos diferenciais dn dados na equação (4), obtém-se a expressão (6).

$$dG_{T,P} = (v_C \bar{g}_C + v_D \bar{g}_D - v_A \bar{g}_A - v_B \bar{g}_B) d\varepsilon \quad (6)$$

É preciso, então, calcular a função de Gibbs em termos de propriedades termodinâmicas que sejam facilmente mensuráveis. Para isto, assume-se que todos os reagentes e produtos possam ser tratados como gases ideais. Assim, pode-se representar a função de Gibbs dos componentes individuais em termos da função de Gibbs em um estado padrão, \bar{g}_i^0 , adicionada de um termo logarítmico para considerar a pressão parcial dos componentes individuais na mistura, equação (7).

$$\bar{g}_i = \bar{g}_i^0 + \bar{R}T \ln \frac{X_i p}{p_0} \quad (7)$$

Assim, a equação (6) resulta na equação (8).

$$dG_{T,P} = \left[v_C \left(\bar{g}_C^0 + \bar{R}T \ln \frac{X_C p}{p_0} \right) + v_D \left(\bar{g}_D^0 + \bar{R}T \ln \frac{X_D p}{p_0} \right) - v_A \left(\bar{g}_A^0 + \bar{R}T \ln \frac{X_A p}{p_0} \right) - v_B \left(\bar{g}_B^0 + \bar{R}T \ln \frac{X_B p}{p_0} \right) \right] \quad (8)$$

No processo de simplificar a equação (8) define-se a variação da função de Gibbs no estado padrão, ΔG^0 , a partir da equação (9).

$$\Delta G^0 = v_C \bar{g}_C^0 + v_D \bar{g}_D^0 - v_A \bar{g}_A^0 - v_B \bar{g}_B^0 \quad (9)$$

Com este novo termo, a equação (9) é reescrita na forma da equação (10).

$$dG_{T,P} = \left\{ \Delta G^0 + \bar{R}T \ln \left[\frac{X_C^{v_C} X_D^{v_D}}{X_A^{v_A} X_B^{v_B}} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{v_C + v_D - v_A - v_B} \right] \right\} d\varepsilon \quad (10)$$

No equilíbrio ($dG_{T,P} = 0$) e sabendo que ε é arbitrário, obtém-se a equação (11).

$$\ln \left[\frac{X_C^{v_C} X_D^{v_D}}{X_A^{v_A} X_B^{v_B}} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{v_C + v_D - v_A - v_B} \right] = - \frac{\Delta G^0}{\bar{R}T} \quad (11)$$

Nota-se que para gases ideais, o lado direito da equação (10) é função da temperatura apenas e, por esta razão, pode ser calculado para uma dada reação. Por conveniência, uma constante de equilíbrio, K , que pode ser obtida através de tabelas, é definida conforme equação (12)

$$\ln K = - \frac{\Delta G^0}{\bar{R}T} \quad (12)$$

sendo

$$K = \frac{X_C^{v_C} X_D^{v_D}}{X_A^{v_A} X_B^{v_B}} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{v_C + v_D - v_A - v_B} \quad (13)$$

Os valores para constante de equilíbrio K , em reações previamente estudadas são tabelados para uma extensa gama temperaturas, permitindo rápida determinação e aplicação em estudos teóricos e modelagens simplificadas de equilíbrio químico.

2.2.2 Análise Energética

2.2.2.1 Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle

O volume de controle é uma região no espaço de interesse para análise de um processo, no qual massa, calor e trabalho podem atravessar sua superfície de controle. A massa pode sofrer variações em suas propriedades termodinâmicas ao longo do tempo.

Pela lei da conservação da massa, estabelece-se que a taxa de variação de massa no volume de controle corresponde à diferença entre as vazões mássicas que entram e saem do volume de controle.

Equação da conservação da massa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (14)$$

sendo:

$\frac{dm_{VC}}{dt}$: a taxa de variação de massa no volume de controle (kg/s);

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

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

A Primeira Lei da Termodinâmica, aplicada a um volume de controle, é definida pela equação (15).

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g * z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g * z_s \right) - \dot{W}_{VC} \quad (15)$$

na qual:

g : aceleração gravitacional (m/s²);

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}_{VC} : taxa de transferência de calor no volume de controle (kW);

V_e : velocidade do fluxo de massa na entrada do volume de controle (m/s);

V_s : velocidade do fluxo de massa na saída do volume de controle (m/s);

\dot{W}_{VC} : potência no volume de controle (kW);

z_e : cota na entrada do volume de controle em relação a uma referência (m);

z_s : cota na saída do volume de controle em relação a uma referência (m).

A equação (15) é considerada como um balanço líquido para a energia no volume de controle, e mostra que a taxa de variação de energia no volume de controle é devida a taxa

líquida de transferência de calor, taxa líquida de realização de trabalho e às taxas de transferência de energia total na fronteira do volume de controle.

2.2.2.2 Análise da Segunda da Lei da Termodinâmica para um volume de controle

A Segunda Lei da Termodinâmica, aplicada a um volume de controle, é definida pela equação (16).

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e * s_e - \sum \dot{m}_s * s_s + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{VCi}}{T_i} \right) + S_{ger_{VC}} \quad (16)$$

sendo:

$\frac{dS_{VC}}{dt}$: taxa de variação total de entropia no volume de controle (kW/K);

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

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

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

$S_{ger_{VC}}$: taxa de geração de entropia no volume de controle (kW/K).

A equação (16) estabelece que a taxa de variação total de entropia do volume de controle é igual à soma da taxa líquida de transporte de entropia para o volume de controle, que ocorre através da superfície de controle, com a taxa de criação de entropia devido à transferência de calor e taxa de geração de entropia no volume de controle.

A entropia pode ser usada para prever se os sentidos dos processos de transferência do calor são possíveis, ou, ainda, determinar se um processo qualquer que envolve interações de energia pode ocorrer. A Segunda Lei da Termodinâmica tem um caráter qualitativo em relação à energia disponível e governa os limites de conversão entre diferentes formas de energia.

As equações (14), (15) e (16) expressam um processo em regime permanente se os seus termos do lado esquerdo (os termos de variação temporal) forem iguais a zero.

2.2.3 Análise Exergética

2.2.3.1 Conceito de exergia

A exergia pode ser definida como o trabalho teórico máximo reversível possível de ser obtido de um sistema e seu ambiente, dada modificação do estado termodinâmico da massa para o estado de referência, com pressão p_0 e temperatura T_0 , quando sujeita à interação com o ambiente apenas. A exergia não é conservada, mas pode ser destruída pelas irreversibilidades.

A exergia, representada por $\dot{E}x$, é dividida em distintos componentes conforme equação (17).

$$\dot{E}x = \dot{E}x_c + \dot{E}x_p + \dot{E}x_f + \dot{E}x_q \quad (17)$$

sendo:

$$\dot{E}x_c = \dot{m} * \frac{v_0^2}{2} : \text{exergia cinética;}$$

$$\dot{E}x_p = \dot{m} * g * z_0 : \text{exergia potencial;}$$

$$\dot{E}x_f = \dot{m} * ex_f : \text{exergia física;}$$

$$\dot{E}x_q = \dot{m} * ex_q : \text{exergia química.}$$

2.2.3.2 Exergia física

A exergia física é definida como o máximo trabalho obtido quando o fluxo de substância é trazido de seu estado inicial para o estado ambiental definido por P_0 e T_0 , por processos físicos envolvendo somente interação térmica com o meio ambiente (KOTAS, 1985) conforme a seguinte equação (18):

$$ex_f = h - h_0 - T_0 * (s - s_0) \quad (18)$$

Algumas vezes torna-se conveniente para uma mistura de gases, como no cálculo da exergia do gás de síntese que sai do gaseificador, usar a equação (19) de acordo com Balestieri (2002).

$$ex_g^F = \sum_{i=p} a_i \{ \bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) - T_0 [\bar{s}(T) - \bar{s}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x_i \cdot P}{P_{00}}] \} \quad (19)$$

sendo:

\bar{R} : constante de cada gás;

a_i : coeficiente estequiométrico da equação de reação/gaseificação do componente do gás;

$\bar{h}(T)$: entalpia na base molar na temperatura T

$\bar{s}(T)$: entropia na base molar na temperatura T

x_i : fração molar do componente do gás.

2.2.3.3 Exergia química

Antes da definição propriamente dita de exergia química, é importante tomar conhecimento do conceito de estado morto, como sendo aquele estado a partir do qual não ocorrem transformações no sistema, por este se encontrar em equilíbrio termodinâmico (térmico, mecânico e químico) com sua vizinhança.

A exergia química é definida como o máximo trabalho obtido quando a substância em questão é trazida a partir do estado do ambiente para o estado morto por processos que envolvem transferência de calor e de troca de substâncias só com o meio ambiente (KOTAS, 1985), conforme a equação (20).

$$ex_g^Q = \sum x_i \bar{e}_i^Q + \bar{R} T_0 \sum x_i \ln x_i \quad (20)$$

sendo:

\bar{R} : constante universal dos gases;

\bar{e}_i^Q : exergia padrão de cada componente do gás (valores tabelados);

x_i : fração molar do componente do gás.

2.2.3.4 Balanço de exergia

Para o balanço de exergia, sob a forma de taxa em regime permanente, no volume de controle, emprega-se a equação (21).

$$\frac{dEx}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(W_{VC} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m} * ex_e - \sum_s \dot{m} * ex_s - \dot{E}_d \quad (21)$$

na qual:

$\frac{dEx}{dt}$: variação temporal da exergia no volume de controle (kW);

\dot{Q}_j : taxa de transferência de calor (kW);

$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(W_{VC} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \Sigma_e \dot{m} * ex_e - \Sigma_s \dot{m} * ex_s$: transferência de taxa de exergia (kW);

\dot{E}_d : taxa de destruição de exergia (kW).

De uma forma geral, para regime permanente, $\frac{dEx}{dt} = \frac{dV_{VC}}{dt} = 0$, o que resulta na equação (22).

$$0 = \Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - W_{VC} + \Sigma_e \dot{m} * ex_e - \Sigma_s \dot{m} * ex_s - \dot{E}_d \quad (22)$$

A equação (22) define que a taxa através da qual a exergia é transferida para o volume de controle deve ser maior que do que a taxa na qual sai, sendo que a diferença é a taxa na qual a exergia é destruída no interior do volume de controle devido às irreversibilidades.

2.2.3.5 Eficiência exergetica

Define-se como eficiência exergetica ou racional, a partir do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, como a comparação entre o somatório da taxa de exergia que sai do volume de controle com o somatório da taxa de exergia que entra em um volume de controle (KOTAS, 1985); conforme equação (23).

$$\eta_{II} = \frac{\Sigma \dot{E}x_s}{\Sigma \dot{E}x_e} \quad (23)$$

2.2.4 Teoria do Custo Exergetico

Com o objetivo de desenvolver ferramentas que permitam ao projetista uma operação eficiente e de baixo custo, surge a termoeconomia, como uma área da engenharia que combina a análise exergetica e os princípios econômicos. Diferentemente da análise exergetica tradicional, que contempla apenas uma avaliação da ineficiência termodinâmica, busca-se converter esta medida em valores de custo para uma avaliação na transferência de produtos, como ar comprimido, energia elétrica e vapor de processo, de um departamento para o outro, dentro de uma mesma empresa.

Considerando um equipamento operando em regime permanente, temos a divisão de custos conforme equação (24):

$$C_{p,tot} = C_{F,tot} + Z_{I,tot} + Z_{M,tot} \quad (24)$$

na qual:

$C_{p,tot}$: Custo total dos produtos energéticos do sistema (\$/h);

$C_{F,tot}$: Custo total do combustível (\$/h);

$Z_{I,tot}$: Investimento total dos equipamentos (\$/h);

$Z_{M,tot}$: Custo total de manutenção dos equipamentos(\$/h);

Na operação desse sistema cada corrente do sistema tem associada a sua respectiva exergia. Deste modo, para um volume de controle tem-se:

$$C_e = c_e B_e = c_e (m_e b_e) \rightarrow \text{Custo exergético na entrada} \quad (25)$$

$$C_s = c_s B_s = c_s (m_s b_s) \rightarrow \text{Custo exergético na saída} \quad (26)$$

$$C_w = c_w W_i \rightarrow \text{Custo exergético das potências geradas/consumidas} \quad (27)$$

$$C_q = c_q B_q \rightarrow \text{Custo exergético do calor transferido} \quad (28)$$

Pode-se analisar a equação de balanço de custos definindo que o custo total das correntes de exergia que saem do sistema é igual ao total gasto para que ele seja obtido. Assim tem-se:

$$\Sigma C_s + C_w = C_q + \Sigma C_e + Z_I + Z_{OM} \quad (29)$$

Considerando $Z = Z_I + Z_{OM}$ tem-se:

$$\Sigma c_s B_s + c_w W = c_q B_q + \Sigma c_e B_e + Z \quad (30)$$

Adota-se o método de Valero e Lozano (1993) para calcular o custo exergético das diversas correntes do sistema, e por fim determinar a taxa de emissão de carbono (CET). Por meio da Teoria do Custo Exergético é possível obter o custo exergético unitário de todos os pontos do sistema. Realiza-se isto através da análise da estrutura do método que relaciona os componentes do sistema por intermédio de uma matriz na qual as linhas representam os fluxos e as colunas os componentes. Os elementos assumem o valor +1 quando o fluxo entra no subsistema, -1 quando ele sai e 0 quando não há correlação.

As etapas são resumidamente relacionadas a seguir:

1. Definição da estrutura lógica da instalação: nessa etapa é elaborado o diagrama de fluxos que mostre sua desagregação em subsistemas ou equipamentos, de modo a

obter a matriz de incidência A. Em seguida, deve-se construir a tabela de insumos (F), produtos (P) e perdas (L) (APÊNDICE B), relacionando estes fluxos a cada equipamento da planta proposta.

2. Cálculo da exergia das vazões: Determinar através da aplicação dos conceitos termodinâmicos, medições ou estimativas o valor da exergia de cada um dos fluxos.

3. Aplicação das regras de associação de custos exergeticos: Aplicando este conceito é possível determinar a matriz de incidência A, para posterior obtenção de sua inversa A^{-1} . Em seguida se determina o vetor de valores externos Y^* ; e com o produto da matriz inversa A^{-1} com o vetor Y^* obtemos o valor da exergia entregue a cada fluxo. Por fim, dividindo-se a exergia calculada, B, pela exergia obtida da multiplicação das matrizes, B^* , obtém-se o vetor de custo exergetico unitário, que representa a proporção entre a quantidade de exergia que é entregue no fluxo que foi produzido em relação à qualidade da energia nele disponível, a exergia.

4. Aplicação das regras de associação de custos exergoeconômicos: utilizando a mesma matriz inversa A^{-1} e agora multiplicado pelo valor do vetor Z^* , que representa o vetor de custos externos, é possível calcular o valor dos custos exergoeconômicos, que representa o aporte do investimento nos equipamentos que lhe dão origem sobre o fluxo.

No processo de montagem da matriz de incidência verifica-se que esta ainda não é uma matriz quadrada. Deste modo faz-se necessário definir mais equações para a realização dos cálculos, a partir das 5 proposições de Lozano, Serra e Valero, (1993):

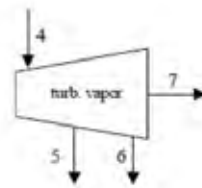
Proposição 1: o custo exergetico de um fluxo (B^*), produto (P^*) ou insumo (F^*) é a quantidade de exergia necessária para produzi-lo, sendo uma propriedade conservativa. Esta proposição permite que sejam formuladas tantas equações de balanço de custo exergetico quanto os componentes que compõem a instalação.

$$A B^* = 0 \quad (31)$$

Se existem m fluxos, são necessários m equações independentes para encontrar uma solução de compromisso entre as variáveis. Como a instalação conta com n componentes, com a proposição 1 já se dispõe de n equações independentes.

Proposição 2: o custo exerético dos fluxos de entrada na instalação (combustível, ar, água, etc) é igual a sua exergia.

Proposição 3: se um ou mais fluxos de saída de um componente fazem parte do insumo (F), deve-se considerar que sua exergia não está em jogo e, portanto, seu custo exerético unitário, k^* , é idêntico ao custo exerético unitário que o precede, como mostra a equação (32):

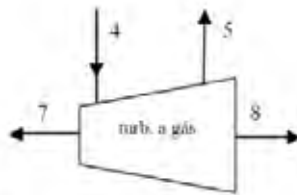


$$F = B_4 - B_5 - B_6$$

$$\frac{B_4^*}{B_4} = \frac{B_5^* + B_6^*}{B_5 + B_6}$$

$$k^* = B^*/B \quad (32)$$

Proposição 4: se um componente tem um produto (P) formado por vários fluxos, deve-se associar a esses fluxos o mesmo custo exerético unitário. Em um equipamento onde se obtém dois ou mais produtos, seus processos de formação são indistintos no nível de agregação considerado, e, portanto, deve-se associar um custo exerético proporcional a exergia que contem.



$$P = B_7 + B_8$$

$$\frac{B_7^*}{B_7} = \frac{B_8^*}{B_8}$$

Proposição 5: na ausência de valores externos aos fluxos de perdas, deve-se atribuir custo exerético nulo, já que não apresentam utilidade posterior.

2.2.5 Taxa de exergia do carbono e custo de emissão de CO₂

Um conceito adequado para taxação da emissão de CO₂ deve levar em conta a ineficiência da planta de geração de energia, punindo o modo ineficiente de utilização dos recursos energéticos a favor do emprego de uma utilização mais eficiente para a mesma

planta. A possibilidade de utilização do conceito de exergia destruída no sistema e a exergia rejeitada para o meio ambiente já foi discutido por Santarelli (1998) e Santarelli *et al.* (1999a). Este conceito está associado à ineficiência da planta. Seguindo esse caminho, foi proposto o cálculo do CET baseando-se no conceito da utilização eficiente dos recursos exergéticos ligados às ineficiências termodinâmicas da planta.

O objetivo do procedimento analítico para a determinação do CET é encontrar o custo de emissão de CO₂ com base em considerações termoeconômicas (Borchiellini *et al.*, 2000; Massardo *et al.* 2000) e em conceitos termodinâmicos. Os elementos necessários para efetuar o cálculo do CET são descritos a seguir:

- **Custo da exergia destruída:** o custo da exergia destruída é determinado através da equação (34), em que $c_{irr,i}$ é a penalidade por ineficiência unitária do componente i . É calculada pelo produto do custo econômico do combustível do sistema pelo custo exergético unitário (k^*) do fluxo de entrada do componente, determinado através do método do custo exergético.

$$C_{irr}(x) = \sum_{i=1}^{NC} c_{irr,i} [B_e(x) - B_0(x)]_i = \sum_{i=1}^{NC} c_{irr,i} B_{irr,i} \quad (33)$$

$$c_{irr} = c_F k^*_{e,i} \quad (34)$$

- **Custo da exergia residual:** este termo está relacionado à exergia rejeitada pelo sistema para o meio ambiente contendo as emissões de poluentes e foi proposto por Santarelli (1998) e Santarelli *et al.* (1999a). O índice de ineficiência $c_{w,i}$ está relacionado ao custo da exergia residual, e foi proposto por Bejan *et al.* (1996) e Kotas (1985).

$$C_w(x) = \sum_{i=1}^{NC} c_{w,i} B_{w,i} \quad (35)$$

$$C_w = c_F k^*_p(x) \quad (36)$$

O custo da exergia destruída e o custo da exergia residual da planta de cogeração determinam o conceito de penalidade por ineficiência Π_e . A equação (37) define este conceito.

$$\Pi_e(x) = f_c [C_{irr}(x) + C_w(x)] \quad (37)$$

$$\Pi_e(x) = f_c c_F \sum_{i=1}^{NC} (k_{e,i}^* B_{irr,i} + k_p^* B_{w,i}) = f_c c_F k_L^* B_L \quad (38)$$

- **Índice de emissão de CO₂**: representa a soma total de CO₂ emitido pela planta e está relacionado à sua exergia. Este é calculado comparando-se a efetividade no meio ambiente com a produção exergética.

$$I_c^* = \frac{G_{CO_2}}{B_P I_0} = \frac{\alpha[C] G_F}{[B_F - (B_{irr} + B_w)] I_0} = \frac{\alpha[C]}{PCI \epsilon I_0} = \frac{\kappa}{\epsilon I_0} \quad (39)$$

Na equação (39) o índice I_c^* é a imposição de um número adimensional tendo como referencia o índice de emissão de CO₂ (I_0) assumido como sendo 1 kgCO₂ / kWh (BORCHIELLINI *et. al.*, 2000a). Desenvolvendo a referida expressão obtém-se a equação (40).

$$I_c^* = \frac{\alpha[C] G_F}{[B_F - (B_{irr} + B_w)] I_0} = \frac{\alpha[C] G_F}{PCI G_F - [\sum_{i=1}^{NC} (B_e - B_0)_i + \sum_{i=1}^{NC} B_{w,i}] I_0} \quad (40)$$

A relação de I_c^* representa a emissão de CO₂ e também a utilização ineficiente das fontes de energia, sendo representadas pelo termo (B_{irr} e B_w). Quanto maior o valor de I_c^* , maior o impacto ambiental na planta de cogeração devido ao CO₂.

2.2.5.1 Calculo do Custo de Emissão de CO₂

O índice de emissão de CO₂ é usado juntamente com a penalidade por ineficiência com o objetivo de se determinar a taxa imposta na planta devido à emissão de CO₂. Combinando-se as equações (38) e (40) tem-se:

$$C_{CO_2} = \frac{\alpha[C] G_F}{I_0 PCI G_F - [\sum_{i=1}^{NC} (B_e - B_0)_i + \sum_{i=1}^{NC} B_{w,i}]} = f_c [\sum_{i=1}^{NC} c_{irr,i} [B_e - B_0]_i + \sum_{i=1}^{NC} c_{w,i} B_{w,i}] \quad (41)$$

2.2.5.2 Cálculo da Taxa de Emissão de Carbono (CET)

O conceito de CET é o custo resultante por tonelada de CO₂ emitido. A equação (42) determina esse valor.

$$CET = \frac{C_{CO_2}}{G_{CO_2}} = I_C^* \frac{\Pi}{G_{CO_2}} = \frac{G_{CO_2} \Pi_e}{I_0 B_p G_{CO_2}} = \frac{1}{I_0} f_c \left[\frac{\sum_{i=1}^{NC} c_{irr,i} [B_e - B_0]_i}{B_p} + \frac{\sum_{i=1}^{NC} c_{w,i} B_{w,i}}{B_p} \right] \quad (42)$$

Após a determinação do CET, um conceito complementar pode ser aplicado para se verificar o efeito do CET na geração de energia elétrica e térmica do ciclo.

$$\Delta c_{el} = \frac{CET G_{CO_2}}{W_{el}} \quad (43)$$

$$\Delta c_t = \frac{CET G_{CO_2}}{W_t} \quad (44)$$

2.3 CICLOS COMBINADOS COM GASEIFICAÇÃO INTEGRADA - IGCC

2.3.1 Descrição dos equipamentos do IGCC

A gaseificação de biomassa possibilita o uso de turbinas a gás para geração de energia elétrica, permitindo também significativa melhoria na eficiência térmica através da recuperação do calor dos gases de exaustão em uma caldeira de recuperação (HRSG, *heat recovery steam generator*) conectada a um ciclo a vapor, resultando um ciclo combinado. Daí surge a denominação de Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada (IGCC).

O equipamento utiliza-se de dois ciclos termodinâmicos de trabalho para seu funcionamento, o ciclo Brayton e Rankine. O ciclo Brayton é composto por dois processos isobáricos e dois isentrópicos, cujas características estão mostradas nos gráficos na figura 3, que os representa na condição ideal.

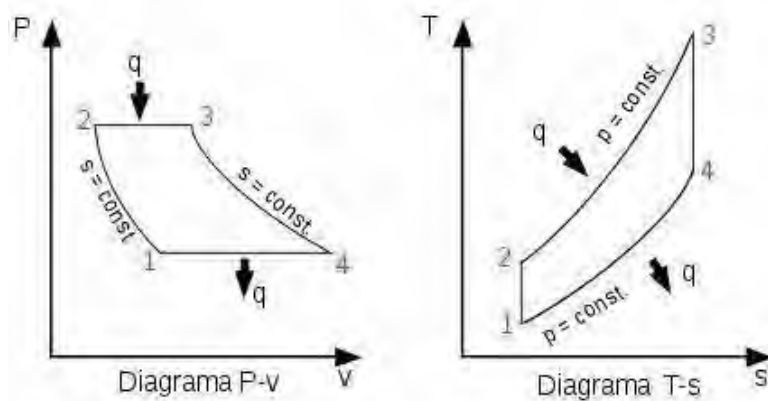


Figura 3 – Diagramas representando o ciclo Brayton ideal com diferentes propriedades termodinâmicas como coordenadas nos eixos cartesianos.

O ciclo Rankine, cuja geração de vapor é obtida na caldeira de recuperação através de troca térmica entre os gases de exaustão e água bombeada, é composto também por dois processos isobáricos e dois isentrópicos, e suas características estão mostradas na Figura 4.

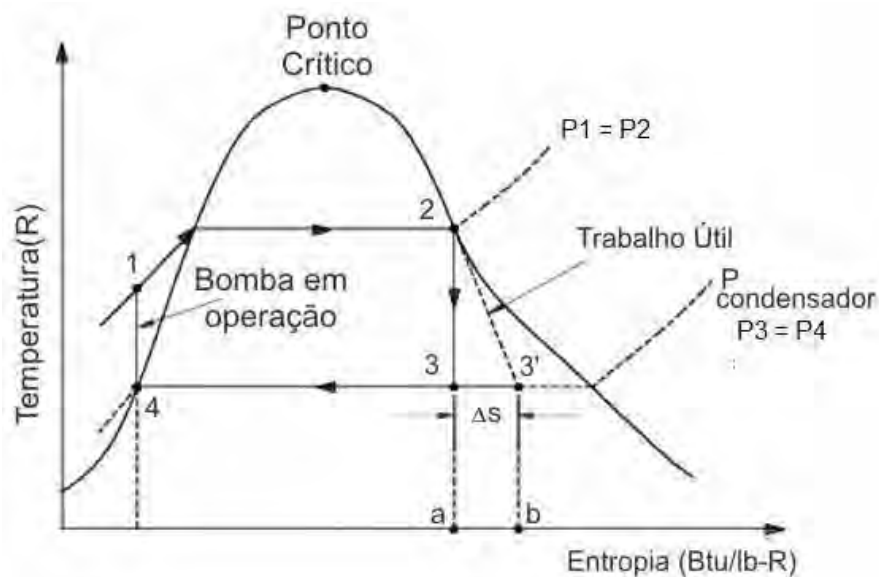


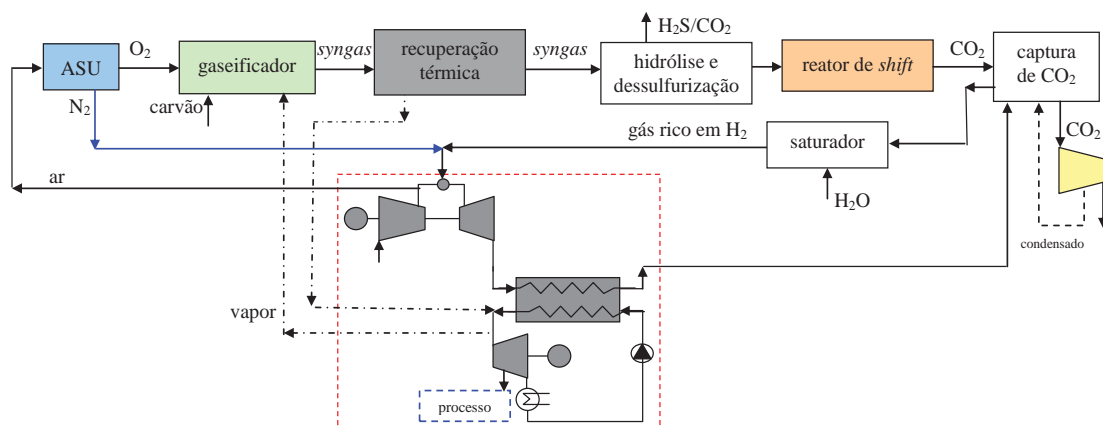
Figura 4 – Diagramas representando o ciclo Rankine convencional, em um diagrama T x S e na região de saturação.

O ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC) é uma tecnologia cujo estágio de desenvolvimento encontra-se em fase de demonstração. A baixa confiabilidade operacional até então demonstrada e seu custo de investimento são razões que dificultam seu aproveitamento pelas grandes centrais geradoras de energia a carvão.

2.3.2 Principais configurações propostas

Através de uma revisão bibliográfica de ciclos utilizados em plantas em operação, Balestieri (2013) selecionou as mais representativas e possivelmente adequadas configurações aderentes à proposta do presente trabalho. A ideia é permitir um posterior estudo mais detalhado no qual sejam levados em consideração características específicas da biomassa e dados de operação disponíveis para execução da modelagem.

A Figura 5 ilustra o IGCC clássico proposto por Kanniche e Bouallou (2007), no qual o reator de *shift*¹ é alocado após os equipamentos de limpeza do gás de síntese. A configuração da Figura 6, também dos mesmos autores, apresenta uma alternativa avançada, com reator de *shift* antecipado ao tratamento dos gases, sendo incluída uma turbina de expansão. A presença de um saturador utilizando vapor de água desloca o equilíbrio químico da reação a favor da formação de H₂, enriquecendo o gás de síntese obtido com este componente combustível. O ar é fornecido à unidade de separação de ar (ASU, *air separation unit*), em idênticas proporções (50%-50%), pelo compressor do conjunto a gás e por um compressor auxiliar. Em ambas as situações, a existência de uma ASU provê oxigênio para a gaseificação e nitrogênio para a câmara de combustão da turbina a gás.



¹ Equipamento que promove reação de obtenção de hidrogênio e dióxido de carbono a partir de vapor de água e monóxido de carbono, sendo conhecida por troca ou *shift*: $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$.

Figura 5 – IGCC clássico com captura de CO₂, segundo Kanniche e Bouallou (2007)

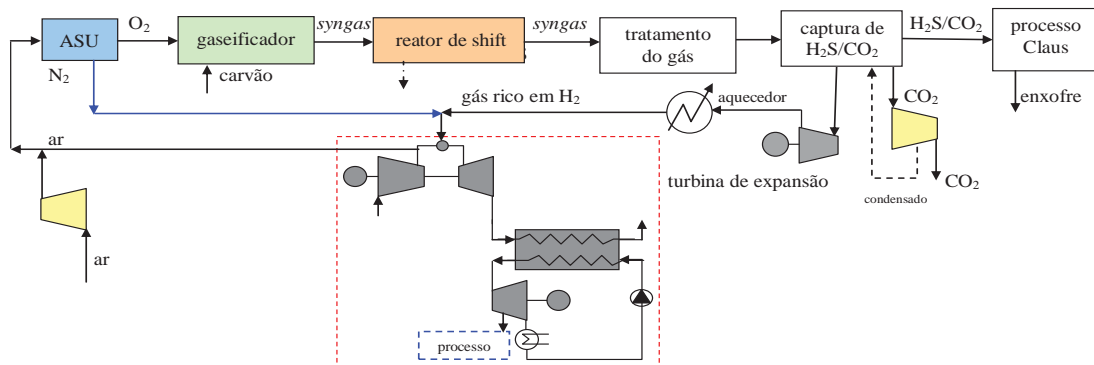


Figura 6 – IGCC avançado com captura de CO₂, segundo Kanniche e Bouallou (2007).

A configuração proposta por Smith e Klosek (2001) utiliza um reator baseado na síntese de Fischer-Tropsch² (Figura 7). O gaseificador recebe oxigênio oriundo do ASU e CO₂ obtido do processo de recuperação térmica e limpeza do gás de síntese. Nitrogênio obtido do ASU e gás natural são direcionados à câmara de combustão do conjunto a gás, assim como produtos do processamento da limpeza do gás de síntese e gases residuais do processo Fischer-Tropsch e hidrotratamento.

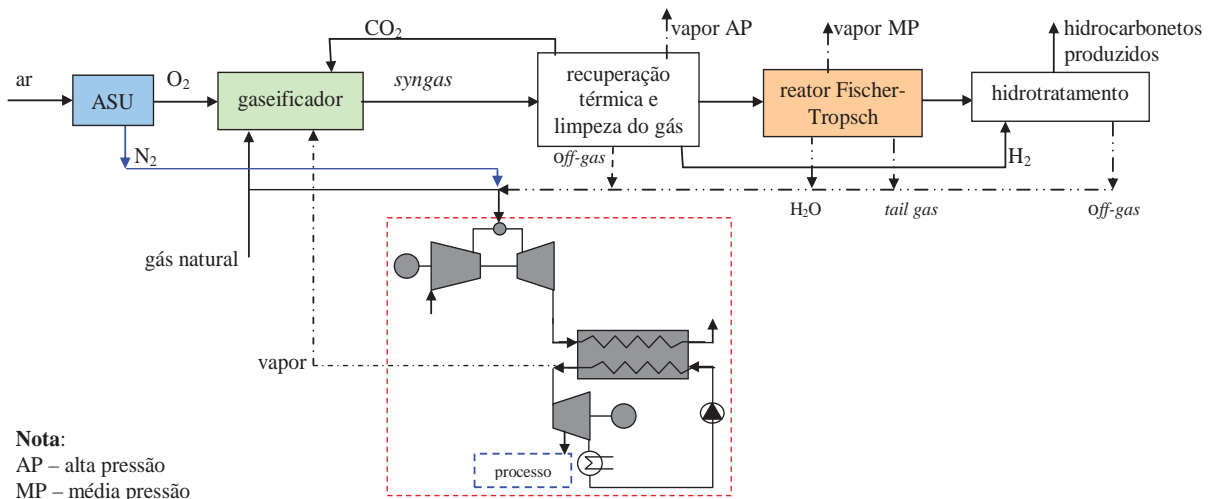


Figura 7 – IGCC com processo Fischer-Tropsch, segundo Smith e Klosek (2001).

A Figura 8 ilustra o IGCC proposto em Amélio *et al.* (2007), com ASU para a desnitração do ar de entrada. Uma pasta de carvão e água (*slurry*) é injetada no gaseificador, juntamente com o oxigênio obtido no ASU. O gás de síntese que sai do

² Fischer-Tropsch (FT) é um processo químico para produção de hidrocarbonetos líquidos (gasolina, querosene, gásóleo e lubrificantes) a partir de gás de síntese (CO e H₂).

gaseificador entra em um reator de *shift*, produzindo um gás de síntese rico em hidrogênio e dióxido de carbono. Uma vez limpo de gases ácidos e resfriado, o gás de síntese é enviado a um processo de absorção de CO₂, de onde é comprimido, liquefeito e armazenado, ou enviado a alguma utilização em processo. O gás de síntese, agora rico em H₂, é enviado ao ciclo térmico de geração de potências térmica e elétrica.

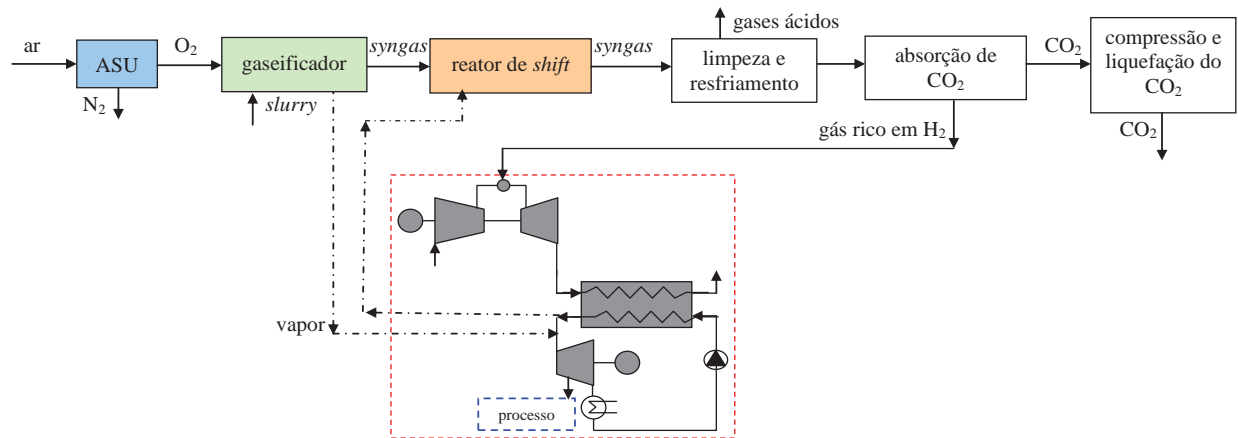


Figura 8 – IGCC com reator de shift (IGCC*), segundo Amélio et al. (2007).

Ainda de acordo com os AMÉLIO et al., (2007), a configuração pode ser modificada pela substituição do reator de *shift* por reator de membrana (figura 9). Do ponto de vista energético, o IGCC com reator de *shift* e sistema de absorção de CO₂ (denominado IGCC*) apresenta desempenho superior ao IGCC com reator de membrana (denominado IGCC^M). Do ponto de vista econômico, o IGCC^M é mais competitivo que o IGCC* por não contar com sistema de absorção de CO₂ e menor custo do reator de membrana.

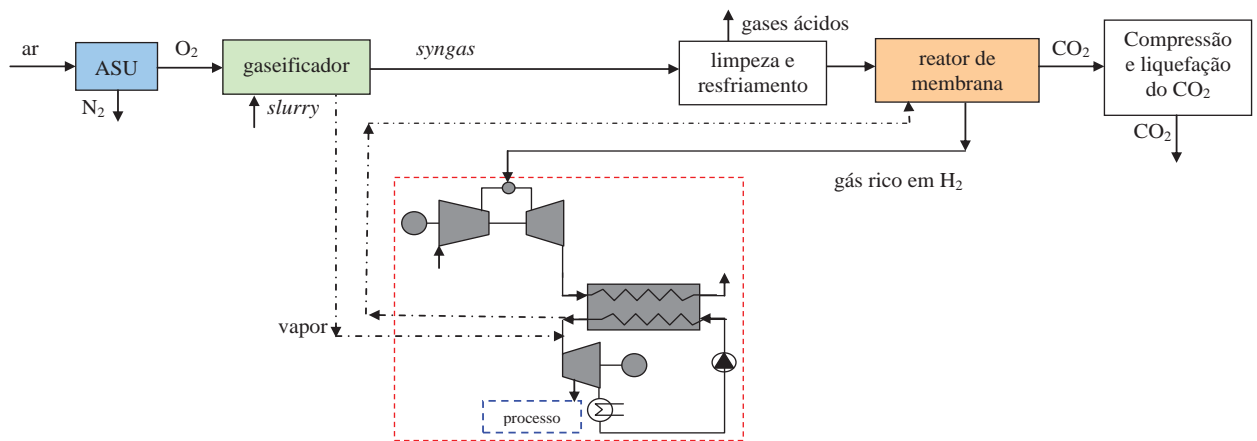


Figura 9 – IGCC com reator de membrana (IGCC^M), segundo Amélio et al. (2007).

As propostas de Chiesa e Lozza (1999a, 1999b) apresentam configurações de IGCC com combustão mediante fornecimento de oxigênio (Figura 10) e com absorção física (Figura 11), diferindo do até então exposto por eliminarem o reator de *shift* e incluem um compressor de ar antes da entrada no ASU; na segunda situação emprega-se um saturador do gás de síntese antes de sua entrada no ciclo de geração de potência térmica e elétrica.

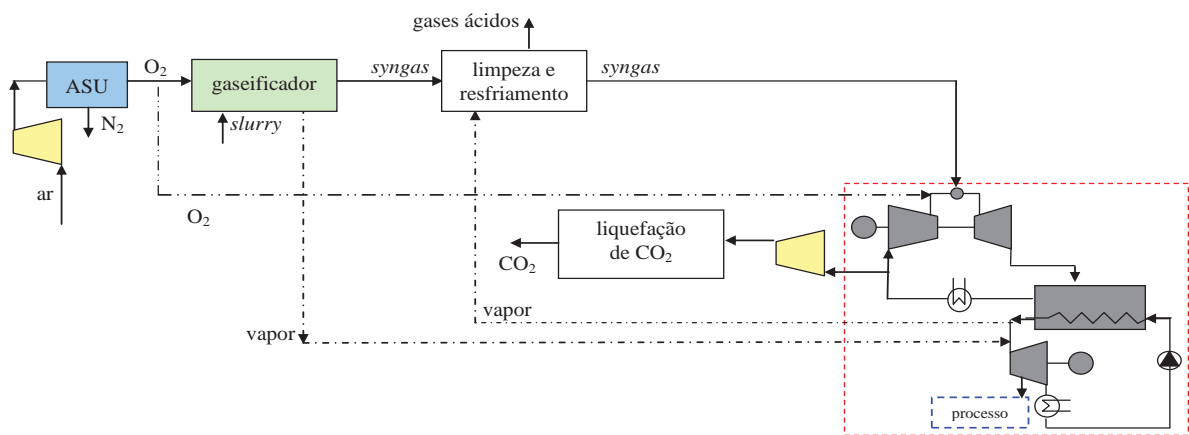


Figura 10 – IGCC com combustão alimentada por O₂, segundo Chiesa e Lozza (1999a).

Nas configurações que seguem, a caldeira de recuperação tem sua chaminé substituída por uma derivação direcionada aos processos de absorção e liquefação do CO₂, em oposição ao que foi apresentado nas configurações anteriores, contando com ciclo térmico de geração em ciclo combinado operando com CO₂; as propostas de Duan et al. (2004) (Figuras 12 e 13) contam com ciclo térmico de geração operando com CO₂ (a partir da combustão das frações do gás de síntese ricas em carbono) e ciclos duais H₂/O₂ (a partir das frações do gás de síntese ricas em hidrogênio). A distinção ocorre pelo emprego de compressores para pressurização do ar na entrada do ASU, sendo que cerca de 90% do CO₂ é removido e o restante é recirculado.

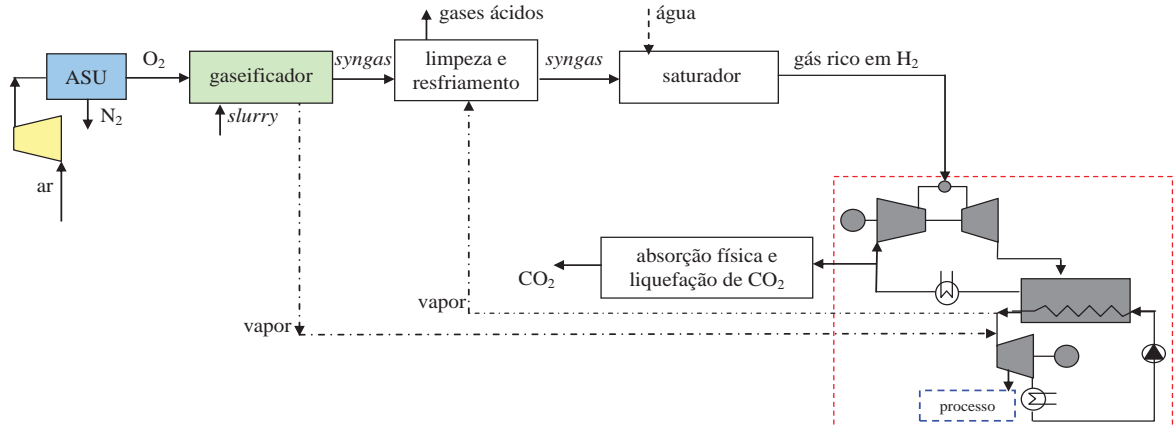


Figura 11 – IGCC com absorção física, segundo Chiesa e Lozza (1999b).

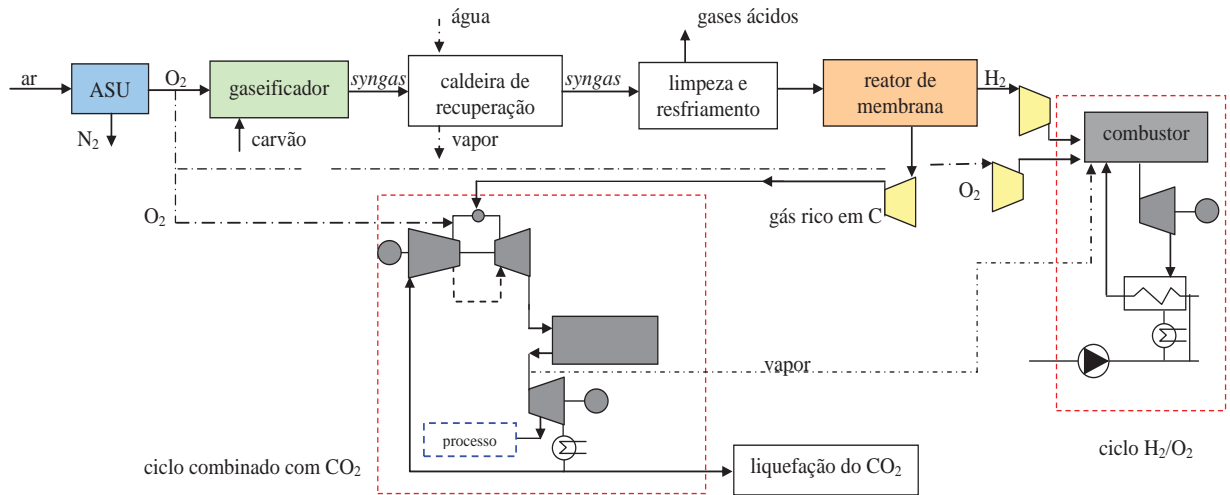


Figura 12 – IGCC com ciclo dual (combinado e H₂/O₂) e recuperação de CO₂ (Duan et al. (2004).

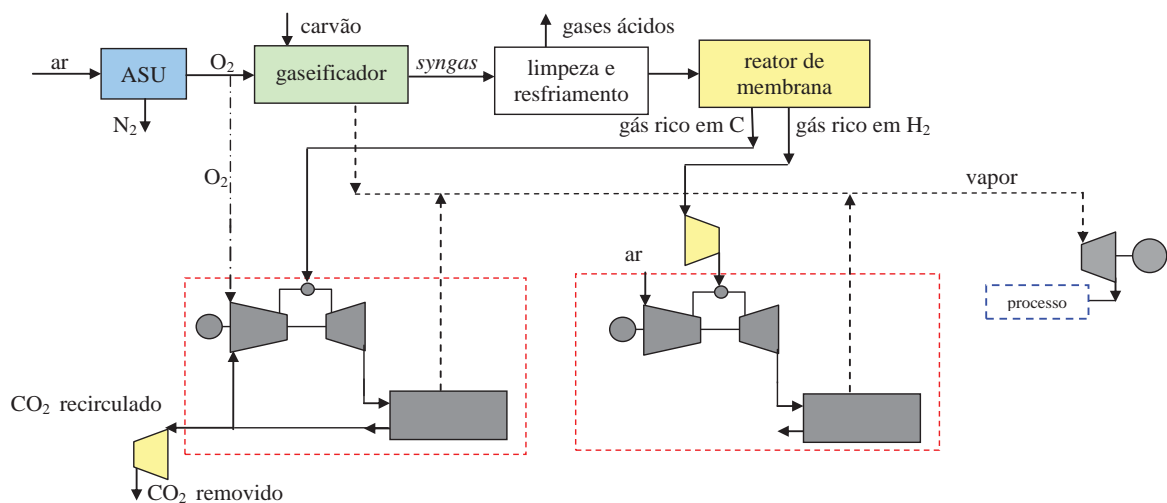


Figura 13 – IGCC com ciclo dual com turbinas a gás e recuperação de CO₂ (Duan et al., 2004).

A proposta da presente pesquisa consiste num estudo termodinâmico e de equilíbrio químico de equipamentos e reatores para obtenção de gás combustível de elevado poder calorífico inferior, por processo de gaseificação de biomassa vegetal de estrutura química conhecida, a ser empregado em um conjunto a gás em ciclo combinado com geração de vapor.

Para uma configuração de IGCC composta a partir de revisão bibliográfica, é efetuada uma análise de custos exergéticos, associada com modelagem de penalidade de emissão de CO₂. Os resultados obtidos serão comparados com os de um ciclo combinado similar, em termos de capacidade de geração de energia, queimando gás natural, como forma de avaliar a potencialidade técnica e ambiental desta tecnologia.

3 MODELAGEM DE CONFIGURAÇÃO IGCC E CONVENCIONAL A VAPOR

3.1 Especificação da configuração IGCC/biomassa

Em virtude da posição de destaque no cenário econômico da agricultura brasileira e da maturidade tecnológica envolvida nos processos químicos da indústria do açúcar e álcool, opta-se neste estudo pela adoção do bagaço de cana-de-açúcar como a biomassa a ser caracterizada e estudada na modelagem dos processos de gaseificação. Convém salientar que este resíduo já vem sendo largamente utilizado na geração de energia do setor através do emprego de caldeiras convencionais para geração de vapor. Assim sendo, ressalta-se a oportunidade de otimização das plantas de geração com o uso de um combustível gasoso em um IGCC, de modo a aumentar a eficiência do processo.

Segundo estudos realizados pelo Instituto Nacional de Tecnologia – Ministério da Ciência e Tecnologia em parceria com o Centro de Tecnologia Canavieira – CTC, divulgados por Hassuani et al. (2005), a composição química típica do bagaço de cana-de-açúcar, em base seca, pode ser obtida através da análise elementar, segundo a norma ASTM D3176-3179/4280, com os valores dispostos na Tabela 02, e o teor característico do material presente, em percentual de massa em base seca, pode ser definido pela análise imediata, conforme Tabela 03.

Tabela 2 – Resultados da análise elementar para o bagaço de cana-de-açúcar

Resultados da análise elementar para o bagaço de cana-de-açúcar	
Carbono	44,6
Hidrogênio	5,8
Nitrogênio	0,6
Oxigênio	44,5
Enxofre	0,1
Cloro	0,02

Tabela 3 – Resultados da análise imediata para o bagaço de cana-de-açúcar

Resultados da análise imediata para o bagaço de cana-de-açúcar	
Umidade contida	50,2
Cinzas	2,2
Carbono Fixo	18,0
Material Volátil	79,9

O teor de óxidos minerais revelou-se baixo, sendo assim desconsiderado no presente estudo, de modo a simplificar a modelagem. De acordo com os dados apresentados, pode-se determinar a fórmula molecular mínima para o bagaço de cana-de-açúcar como sendo $\text{CH}_{1,56}\text{N}_{0,011}\text{O}_{0,75}\text{S}_{0,00083}$, com massa molecular de 25,60 kg/kmol e teor de umidade característico, em base seca e peletizado, de 5,31%. O teor de cloro foi desprezado, de modo a permitir simplificação da modelagem do equilíbrio químico e considerando sua pequena concentração na biomassa.

Baseando-se nos processos e equipamentos já empregados em estudos de gaseificação no setor canavieiro e nas propostas de IGCC descritas, na seção 2.3.2 deste trabalho, optou-se pela configuração semelhante à Figura 11, proposta por Chiesa e Lozza (1999b), e sem uso do saturador. A escolha se justifica pela sua similaridade com os equipamentos descritos em Hassuani et al. (2005), que possui dados de ensaios realizados em plantas operacionais a serem utilizadas para posterior validação do modelo estabelecido. Cabe salientar também que a configuração proposta permite o uso de turbinas a gás e equipamentos comercialmente disponíveis, sem a necessidade de grandes adaptações para um diferente fluido de trabalho.

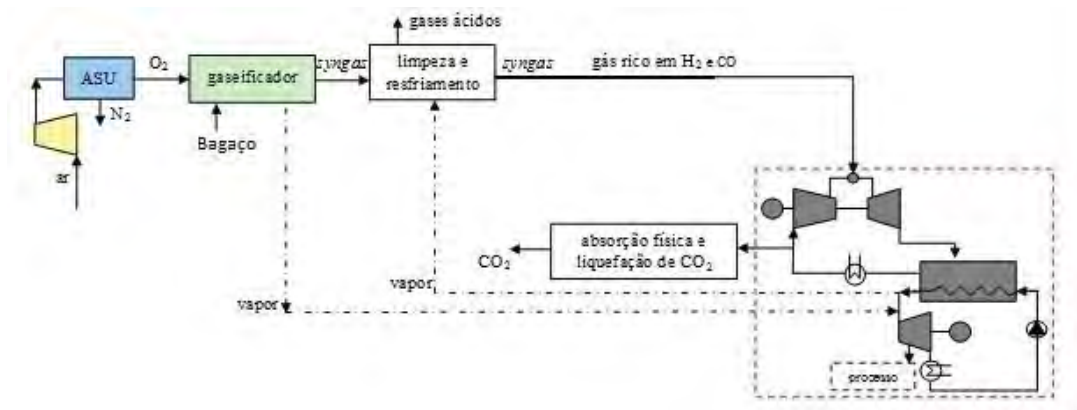


Figura 14 – Configuração de IGCC com absorção física para bagaço de cana-de-açúcar, baseada na proposta de Chiesa e Lozza (1999b), sem uso de saturador.

Deve-se incorporar ao gaseificador um sistema de secagem e alimentação adequado às características da biomassa em questão.

3.2 Modelagem termodinâmica e de equilíbrio químico

3.2.1 Descrição geral dos equipamentos do IGCC

A Tabela 04 apresenta um resumo dos componentes da configuração proposta.

Tabela 4 – Resumo da configuração geral do IGCC

Resumo da configuração geral do IGCC	
Equipamento	Característica
Unidade de separação de ar	Coluna dupla de separação de N_2/O_2
Gaseificador	Leito fluidizado circulante pressurizado
Limpeza e resfriamento do gás de síntese	Depurador de umidade e remoção de gases ácidos
Seção de potência (Ciclo Combinado)	Turbina a gás (ciclo Brayton) e turbina vapor (Ciclo Rankine) associadas por caldeira de recuperação
Seção de remoção de CO_2	Separação por absorção física do CO_2
Seção de liquefação de CO_2	Liquefação por compressão resfriada

A Figura 15 apresenta detalhes da planta proposta em questão, que se utiliza do bagaço de cana-de-açúcar após submissão a processos de pré-tratamento. As propriedades termodinâmicas associadas aos fluxos da planta encontram-se descritas na Tabela 05.

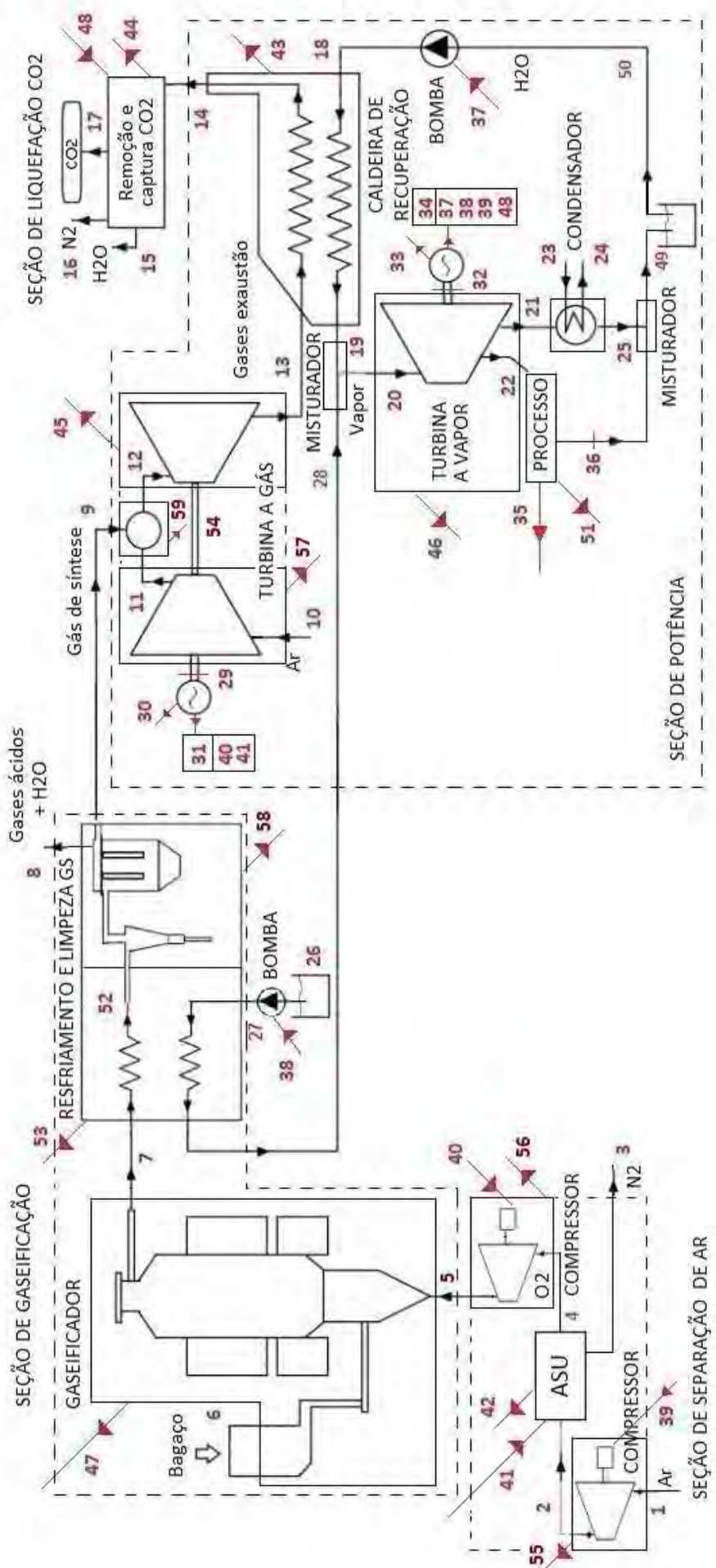


Figura 15 – Ilustração esquemática da planta IGCC proposta.

Ponto	Descrição	Estado	m (kg/s)	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	x	B (kW)
40	W_cpO2								8677,00
41	Q_criog								25387,00
42	I_ASU								34167,00
43	I_HRSG								135535,00
44	I_LiqCO2								22552,00
45	I_TG								157510,00
46	I_TV								203863,00
47	I_Gaseif								547154,00
48	W_cpCO2								100000,00
49	água	líquido comp.	334,40	0,01	305,50	135,60	0,47		115,60
50	água	líquido comp.	304,10	0,01	305,50	135,60	0,47		89,69
51	I_proc								7054,00
52	gás de síntese	gasoso	123,60	2,11	673,00				1268000,00
53	I_limp/resfGS								157081,00
54	W_TG								1254000,00
55	I_cpAR								3327,00
56	I_cpO2								1836,00
57	I_cpTG								66249,00
58	I_limpGS								125884,00
59	I_ccTG								54946,00

3.2.2 Modelagem dos componentes (análise energética e exergetica)

3.2.2.1 Compressores e unidade de separação de ar (ASU)

O equipamento proposto é provido de unidade de separação de ar (ASU), de modo a suprir com oxigênio puro a demanda do gaseificador. Para tanto, tem-se um compressor de ar com resfriamento, cuja potência de acionamento é de 31,5 MW, e coluna dupla de separação para o oxigênio e nitrogênio, que será disperso no ambiente. A pressão de saída considerada é de 25 bar e a temperatura do O₂ de 340°C, de acordo com a Figura 16.

A modelagem termodinâmica dos componentes é realizada através de equações derivadas da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica (equação 02) e balanços de massa nos equipamentos. Com base nos dados considerados e obtidos através das tabelas de propriedades termodinâmicas contidas no software EES, é possível a determinação dos principais parâmetros para efetuação das análises em questão, que se encontram demonstrados no Apêndice B desta dissertação.

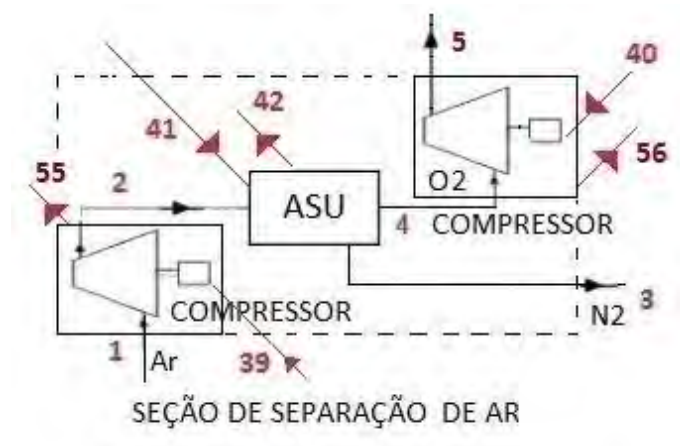


Figura 16 – Diagrama esquemático da seção de separação de ar

3.2.2.2 Gaseificador

De acordo com as características de baixa densidade da biomassa polidispersa e a disponibilidade de dados de plantas operacionais para posterior validação do modelo, opta-se pela adoção de um gaseificador de leito fluidizado circulante pressurizado, sendo o material do leito em dolomita. No desenvolvimento da modelagem do processo de gaseificação deste trabalho, serão consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- O gás se comporta como gás perfeito;
- Reagentes e produtos estão em equilíbrio termodinâmico;
- O sistema opera considerando temperatura constante do leito fluidizado após atingida condição de regime estacionário.

A partir destas hipóteses, são modeladas as principais reações envolvidas no processo de gaseificação, resultando em um gás de síntese rico em H_2 e CO , de baixo poder calorífico inferior, que após processos de limpeza e resfriamento, é utilizado como combustível na câmara de combustão do IGCC proposto. Posteriormente efetua-se análise energética e exérgica do ciclo, associada com modelagem de penalidade de emissão de CO_2 .

Considera-se, num primeiro momento, a gaseificação utilizando-se ar ao invés de oxigênio puro, de modo a permitir uma validação do modelo proposto em conformidade com

dados disponíveis em Hassuani *et al.* (2005). A Figura 15 apresenta esquematicamente a configuração do gaseificador proposto para o modelo.

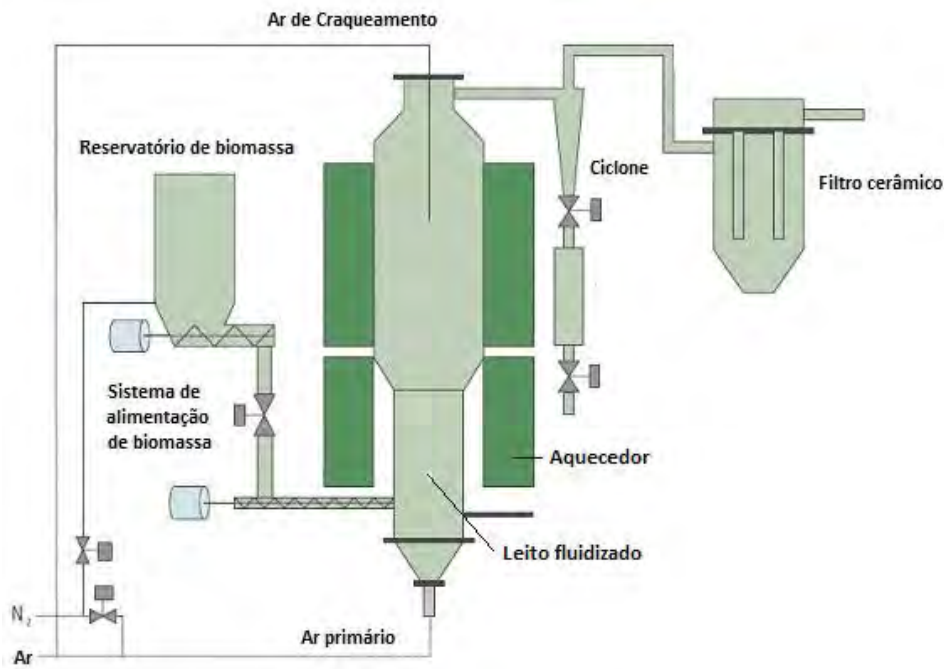
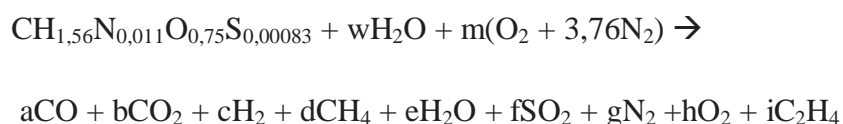


Figura 17 – Ilustração esquemática do gaseificador, segundo Hassuani *et al.* (2005).

Segundo a estrutura proposta por Hassuani *et al.* (2005), o processo de gaseificação inicia-se com aquecimento por resistor elétrico até a temperatura de 350°C, na qual é liberada a alimentação de combustível sólido peletizado e já previamente submetido aos processos de pré-tratamento e secagem, estabilizando quando se atinge 750°C. Efetua-se, então, o ajuste da alimentação de combustível e vazão de ar de modo a obter condições estáveis de gaseificação por 2 horas, até alcançar 850°C, onde novos ajustes serão necessários. A pressão de operação no gaseificador é de 22 bar.

A composição do gás de síntese, após processos de limpeza e remoção de água, é constituída por CO, CO₂, H₂, CH₄, N₂ e C₂H₄. Com base nesta informação, pode-se estabelecer a reação do processo de gaseificação:



na qual w representa a quantidade de água por quilomol de bagaço de cana-de-açúcar, m representa a quantidade de oxigênio usado no processo de gaseificação por quilomol de

bagaço de cana-de-açúcar, e a, b, c, d, e, f, g, h e i são os coeficientes dos constituintes dos produtos.

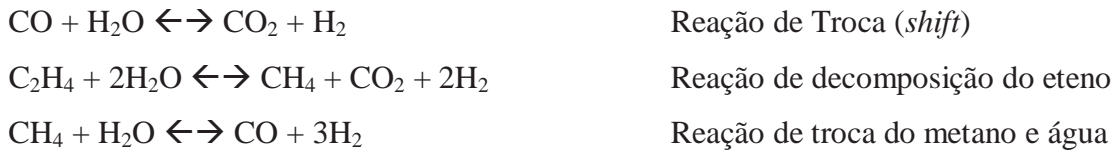
O teor de umidade pode ser determinado pela Equação (45), sendo fornecido em Hassuani *et al.* (2005), como teor característico, em base seca e peletizado, de 5,31%. Deste modo, obtém-se o teor de umidade através da equação (46).

$$TU = \frac{\text{massa de água}}{\text{massa de bagaço úmido}} 100\% = \frac{18*w}{25,75+18*w} 100\% \quad (45)$$

A partir da equação (45) se obtém a equação (46) para obtenção da quantidade de água presente no bagaço de cana-de-açúcar.

$$w = \frac{25,75* TU}{18*(1-TU)} \quad (46)$$

Assume-se que, através do modelo de equilíbrio químico, as seguintes reações sejam consideradas de modo a permitir a determinação dos coeficientes estequiométricos da reação global de gaseificação do processo.



As constantes de equilíbrio associadas às reações descritas podem ser obtidas a partir das equações (47) a (49), nas quais $\gamma_{CH_4}, \gamma_{H_2}, \gamma_{CO_2}, \gamma_{CO}, \gamma_{H_2O}$ e $\gamma_{C_2H_4}$ são as frações molares dos respectivos componentes na condição de equilíbrio.

$$K_2 = \frac{\gamma_{CO_2} * \gamma_{H_2}}{\gamma_{CO} * \gamma_{H_2O}} \quad (47)$$

$$K_3 = \frac{\gamma_{CH_4} * \gamma_{CO_2} * \gamma_{H_2}^2}{\gamma_{C_2H_4} * \gamma_{H_2O}^2} * \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ref}} \right)^{-1} \quad (48)$$

$$K_4 = \frac{\gamma_{CO} * \gamma_{H_2}^3}{\gamma_{CH_4} * \gamma_{H_2O}} \quad (49)$$

Da reação global de gaseificação obtém-se dez incógnitas, sendo nove delas dos produtos e a quantidade de ar da reação. Sabe-se, contudo, que a gaseificação é obtida somente em condições de baixo teor de oxigênio; deste modo, é razoável aceitar a hipótese de

que não haverá gás oxigênio resultante no produto. Dessa forma, o coeficiente h vale 0. Dos balanços de espécies químicas obtém-se:

Balanço do Carbono

$$1 = a + b + d + 2 * i \quad (50)$$

Balanço do Hidrogênio

$$1,56 + 2 * w = 2 * c + 4 * d + 2 * e + 4 * i \quad (51)$$

Balanço do Oxigênio

$$0,75 + w + 2 * m = a + 2 * b + e + 2 * f \quad (52)$$

Balanço do Nitrogênio

$$0,011 + m * 3,76 * 2 = 2 * g \quad (53)$$

Balanço do Enxofre

$$0,00083 = f \quad (54)$$

Das reações de equilíbrio obtém-se mais três equações e efetua-se análise para avaliação dos valores de proporção de ar m , possibilitando a resolução do sistema de equações, determinando assim os coeficientes da reação global da gaseificação. Os resultados obtidos por Hassuani *et. al.* (2005) são utilizados então para validação do modelo, tendo sido obtido um valor de quantidade de oxigênio de 0,455, valor consistente com a hipótese de baixo teor de oxigênio para a gaseificação em relação ao valor estequiométrico. Uma vez validado, o procedimento é repetido, considerando agora o uso de oxigênio puro para se obter um gás de síntese com maior poder calorífico inferior.

- **Estudo da composição do gás de síntese resultante da modelagem do gaseificador.**

Através da modelagem do gaseificador, foram realizados estudos para avaliar o comportamento do gás de síntese conforme a proporção de oxidante varia no processo, numa condição de regime estacionário com temperatura do leito fluidizado constante e uniforme.

Os gráficos a seguir apresentados (Figuras 16 e 17) ilustram o comportamento obtido para os principais componentes no produto, CO e H₂, favorecendo à gaseificação, e CO₂ e H₂O, em favor da combustão. A variável y designa a fração molar do respectivo componente do coeficiente estequiométrico na reação e ϕ representa a razão de equivalência, um parâmetro usual em estudos na área de gaseificação/combustão. Conforme Carvalho Júnior e McQuay (2007), a razão de equivalência é definida como a razão entre o número de átomos

de oxigênio presentes na reação estequiométrica e o número de átomos de oxigênio na reação real. Através do valor deste parâmetro define-se a condição de combustão rica, onde há mais combustível e menos ar ($\phi > 1$), ou combustão pobre, com menos combustível e mais ar ($\phi < 1$).

- Reação de gaseificação do bagaço de cana-de-açúcar:

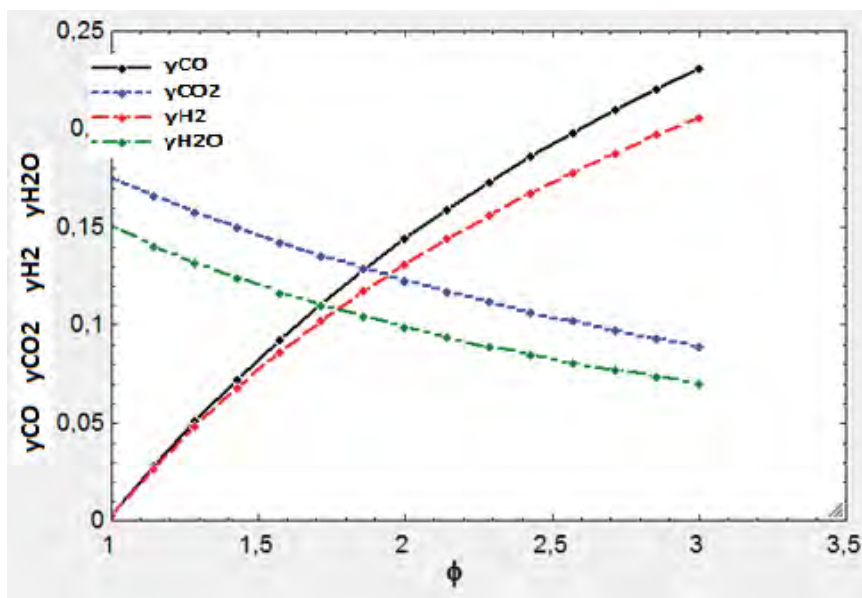
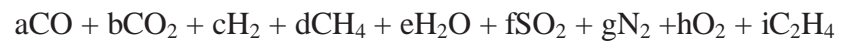
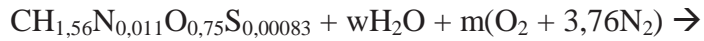


Figura 18 – Análise de sensibilidade das frações molares dos principais componentes do gás de síntese com a variação da razão de equivalência ϕ , utilizando ar atmosférico na gaseificação.

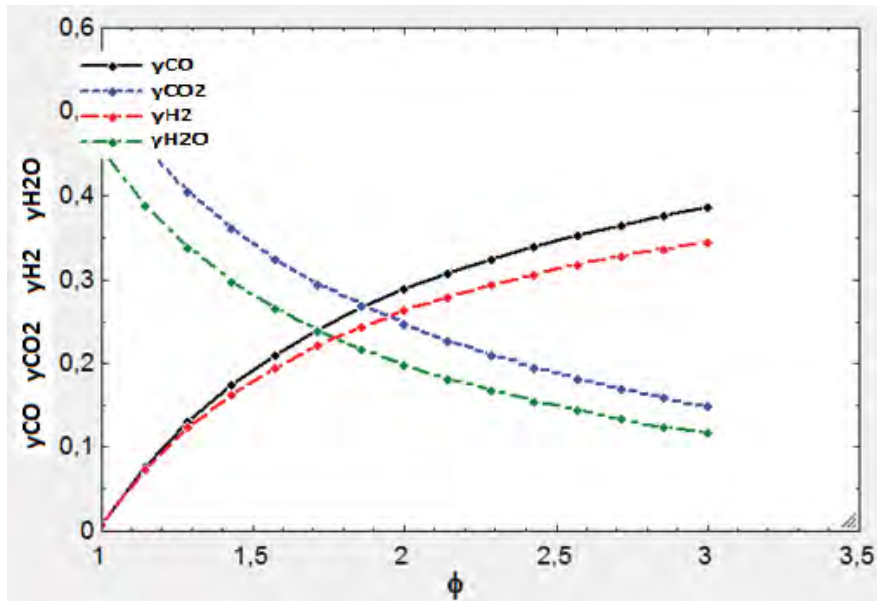


Figura 19 – Análise de sensibilidade das frações molares dos principais componentes do gás de síntese com a variação da razão de equivalência ϕ , utilizando oxigênio puro na gaseificação.

O comportamento obtido está de acordo com o esperado, pois a baixa concentração de oxigênio, na presença de uma fonte de calor, favorece a formação dos compostos CO e H₂ almejados na gaseificação, ao passo que a elevada concentração do oxidante favorece o processo convencional de combustão, através da queima completa que leva à formação dos compostos CO₂ e H₂O.

Os resultados obtidos permitem a validação do modelo através da concordância entre os valores obtidos na modelagem e os dados disponíveis na publicação de Hassuani et al. (2005), determinando-se um valor de $m = 0,45$ e $\phi = 2,20$ para o ponto de projeto estudado, considerando gaseificação com ar atmosférico. Foi realizado também uma simulação de gaseificação utilizando o software Chemical Equilibrium with Applications CEA desenvolvido pela NASA, e disponibilizado via internet conforme referências. A Tabela 06 apresenta um comparativo dos resultados avaliados na análise do gás de síntese em base seca.

Tabela 6 – Comparativo da composição do gás de síntese (% em volume), em base seca.

Componente (% vol.)/ Propriedade	Valor disponível em Hassuani et al. (2005).	Valor obtido na modelagem	Percentual de erro	Valor obtido do software CEA-NASA
Razão de Equivalência ϕ	-	2,20	-	2,20
H ₂	14,80	16,41	10,88%	12,55
N ₂	49,00	52,82	7,80%	55,37
CO	18,10	18,10	0,00%	22,90
CH ₄	3,20	$9,24 \cdot 10^{-4}$	- *	0,00
CO ₂	13,80	12,67	-8,19%	9,18
C ₂ H ₄	0,70	$3,4 \cdot 10^{-9}$	- *	0,00

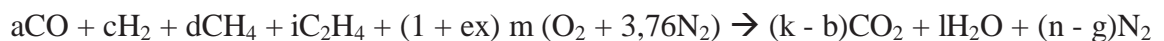
(*) → Os valores obtidos para os gases CH₄ e C₂H₄ apresentam incoerências justificáveis pelas hipóteses simplificadoras consideradas na modelagem, que destoam da condição real, em que o gaseificador não atinge o equilíbrio químico pleno.

Cabe salientar que, embora para CH₄ e C₂H₄ os valores de erro tenham sido incoerentes, estas espécies representam apenas 4,0% do gás de síntese, e os erros associados às suas concentrações não afetam de forma significativa as principais propriedades do combustível, como seu poder calorífico inferior, calor de formação e massa específica. Deste modo, pode-se considerar válida a modelagem proposta, visto a grande complexidade envolvida nos processos químicos de reação.

• Cálculo do poder calorífico inferior do gás de síntese

A metodologia adotada para o cálculo do poder calorífico inferior do gás de síntese obtido foi efetuada nas seguintes etapas:

- Determinação da reação simplificada da combustão do gás de síntese, considerando inicialmente o uso de ar atmosférico, de modo a permitir uma comparação com o valor disponível em Hassuani et al. (2005).



- Estimativa da temperatura média de reação de combustão em 1373 K (1100°C);
- Calcula-se o poder calorífico inferior do gás de síntese, em kJ/kmol, pelo somatório das multiplicações dos coeficientes estequiométricos pelo PCI de cada gás, como tem-se na equação (54):

$$\text{PCI}_{\text{GS}} = - (a \times \text{PCI}_{\text{CO}} + c \times \text{PCI}_{\text{H}_2} + d \times \text{PCI}_{\text{CH}_4} + i \times \text{PCI}_{\text{C}_2\text{H}_4}) \quad (54)$$

- Conversão de unidades para obtenção do PCI em kJ/Nm^3 ($PCI_{vol_{GS}}$).

Efetuem-se também cálculos para determinação das propriedades dos gases de síntese e de exaustão para posterior modelagem no conjunto a gás, conforme etapas a seguir:

- Cálculo da massa molecular do gás de síntese, MM_{GS} , como sendo o somatório das massas moleculares dos compostos ponderadas pelos coeficientes estequiométricos da reação de combustão;
- Determinação do calor específico (C_p) dos gases de combustão entre as temperaturas de $T_{combustão}=1373\text{K}$ e $T_{exaustão} = 773\text{K}$:

Pode-se adotar o C_p médio, em kJ/kmol-K , na temperatura média $T_{média}=1073\text{K}$ (800°C) ou fazer média aritmética dos extremos para cada gás. Adotou-se, neste caso, a primeira opção e com auxílio do software EES.

$$T_{média} = 1073 \text{ [K]}$$

$$C_{p_{gases}} \times (k - b + l + n - g) = (k - b) \times cp_{CO_2} + l \times cp_{H_2O} + (n - g) \times cp_{N_2}$$

- Conversão de unidades para obtenção do C_p dos gases em kJ/K-Nm^3 ;
- Conversão de unidades para obtenção do C_p dos gases em kJ/kg-K ;
- Cálculo da massa molecular dos gases de exaustão (MM_{gases}).

A Tabela 07 apresenta os resultados obtidos na modelagem para as propriedades especificadas.

Tabela 7 – Comparativo de propriedades do gás de síntese e gases de exaustão.

Propriedade	Valor disponível em Hassuani et al. (2005).	Valor obtido na modelagem	Percentual de erro
PCI [MJ/Nm^3]	4,10	4,13	0,80%
MM Gás de Síntese [kg/kmol]	-	23,28	-
MM Gases Exaustão [kg/kmol]	-	29,60	-
Cp Gases Exaustão [kJ/kg-K]	-	1,35	-

- **Adaptações necessárias no ciclo para queima do gás de síntese**

Buscou-se neste estudo o uso de equipamentos comerciais, sujeitos a modificações adicionais necessárias para um adequado funcionamento sob as condições particulares de um combustível de baixo PCI. Dentre as modificações mais essenciais destaca-se o ajuste na proporção ar combustível, necessário para garantir uma temperatura de combustão aceitável nos limites metalúrgicos dos materiais das turbinas a gás comerciais, bem como volume da câmara de combustão. Em face às modificações verificadas, pode-se incorrer na necessidade de substituição/reprojeto da câmara de combustão por completo, visto que a distribuição de ar é efetuada através dos orifícios na zona da câmara, determinando a temperatura de combustão. Um estudo mais completo em relação aos injetores poderia levar também à sua substituição.

Para a limpeza e resfriamento do gás de síntese, o processo conta com um tratamento de limpeza, através de ciclones e filtros cerâmicos utilizáveis até 400°C, depurador de umidade e remoção de gases ácidos compostos de enxofre em processos conhecidos na prática usual de IGCC, garantindo maior longevidade ao equipamento, além de resfriamento antes da injeção na câmara de combustão do conjunto a gás.

- **Análise energética e exérgica da seção de gaseificação**

A Figura 20 representa a configuração dos equipamentos e com os fluxos que cruzam a seção de gaseificação do IGCC proposto.

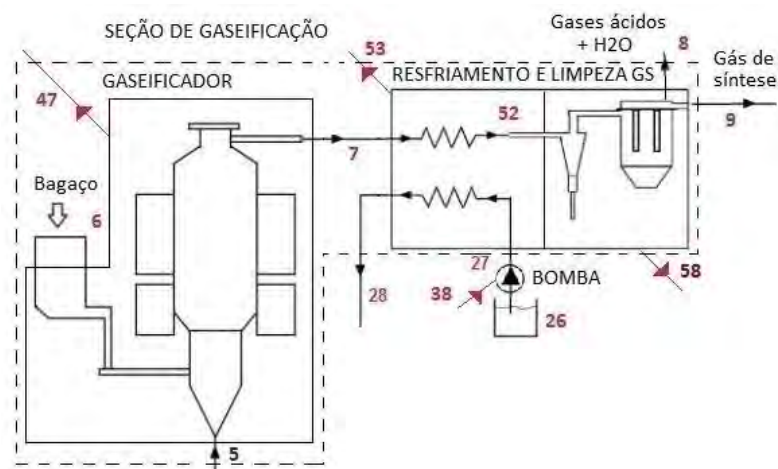


Figura 20 – Diagrama esquemático da seção de gaseificação

3.2.2.3 Ciclo Combinado

O ciclo combinado proposto para a configuração de IGCC deve atender a uma demanda de aproximadamente 350 MW elétricos divididos entre as turbina a gás e turbina a vapor, fornecendo também energia necessária para o acionamento das bombas e compressores incorporados a planta, bem como a demanda de água e vapor para processos de resfriamento nos equipamentos. Foram selecionados equipamentos comerciais e verificadas as condições para o *pinch point* na saída da caldeira de recuperação.

- Ciclo a Gás

O ciclo a gás proposto é constituído de um equipamento comercial selecionado em catálogo, a turbina a gás SGT5-8000H Siemens, projetada para uso de gás natural e adaptada, conforme já descrito neste estudo, para queima do gás de síntese obtido na gaseificação do bagaço de cana-de-açúcar. Possui um gerador AC trifásico acoplado com capacidade máxima de 375 MW (elétrico), com $T_g=625^{\circ}\text{C}$, $RP=19,2$ e $m_g=820$ kg/s. Definiu-se, no desenvolvimento deste projeto, que a energia elétrica necessária para acionamento do compressor de O_2 (fluxo 40) e potência criogênica oriunda de sistema de refrigeração por compressão para ASU (fluxo 41) seriam fornecidos pelo gerador da turbina a gás, sendo o excedente (fluxo 31) entregue a rede de distribuição elétrica.

A Figura 21 representa a configuração dos equipamentos e os fluxos que cruzam o ciclo a gás do IGCC proposto.

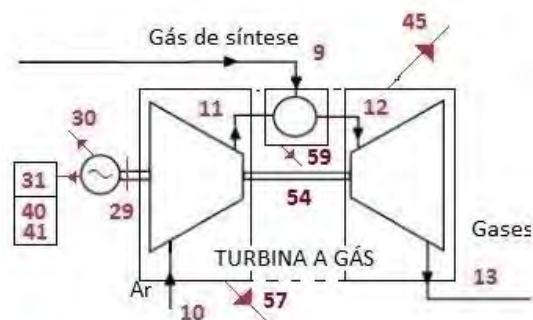


Figura 21 – Diagrama esquemático do conjunto a gás

- Ciclo a Vapor

O ciclo a vapor proposto é constituído de equipamentos comerciais, sendo a turbina a vapor de condensação selecionada o modelo SST-900 Siemens, com gerador AC trifásico acoplado de capacidade até 250 MW (elétrico) e condições de entrada de vapor a 165 bar/585°C. Uma parte do vapor é gerada na caldeira de recuperação (HRSG), na qual se troca calor com os gases de exaustão da turbina a gás; o restante do vapor é gerado através do resfriamento do gás de síntese requerido para o processo de limpeza na saída da seção de gaseificação. A turbina apresenta também ponto de extração de vapor nas condições requeridas para processos internos da planta (5 MPa e 320 °C).

O ciclo incorpora também duas bombas centrífugas para fornecimento de água líquida, um misturador de fluxo tipo contato para unir os fluxos de vapor gerados pela caldeira de recuperação e resfriamento de gás de síntese, um condensador na saída de vapor da turbina, outro misturador unindo as correntes de saída do processo e condensador para o reservatório.

Definiu-se, no desenvolvimento deste projeto, que a energia elétrica necessária para acionamento das bombas do ciclo a vapor (fluxos 37 e 38), do compressor de ar (fluxo 39) e do compressor de CO₂ (fluxo 39) seriam fornecidos pelo gerador da turbina a vapor, sendo o excedente (fluxo 34) entregue a rede de distribuição elétrica.

A Figura 22 representa a configuração dos equipamentos e os fluxos referentes à unidade de vapor do ciclo IGCC.

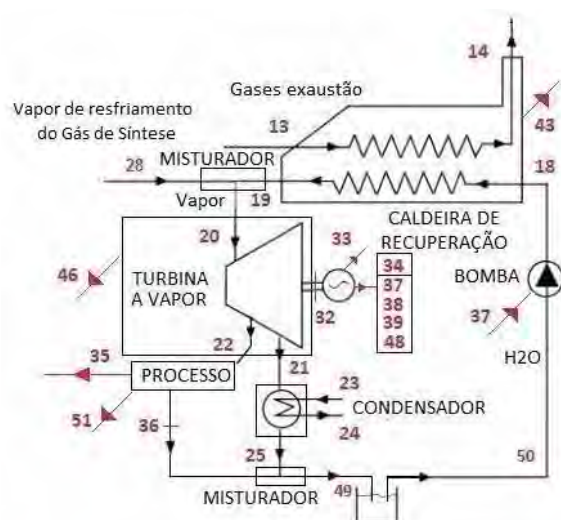


Figura 22 – Diagrama esquemático do ciclo a vapor

3.2.2.4 Remoção e Liquefação de CO₂

Uma seção de remoção de CO₂ é incorporada ao IGCC de modo a possibilitar a separação do CO₂ do N₂ e vapor de água presentes nos gases de exaustão, por meio de um processo de separação por absorção física, conforme descrito em Chiesa e Lozza (1999b). Seguem-se processos de compressão resfriada, liquefação e distribuição do CO₂ para processos industriais ou armazenamento definitivo em tanques enterrados no fundo do mar. A potência de eixo total requerida para esta finalidade é de 100 MW, medida esta estimada por extrapolação de escala na configuração descrita na citada referência. Maiores detalhes sobre esta seção fogem ao escopo deste estudo, dado que seu desenvolvimento envolve custos e complexidade de ordem de grandeza semelhante ao ciclo como um todo.

A Figura 23 representa a configuração dos equipamentos e os fluxos da seção remoção e liquefação de CO₂ do IGCC proposto.

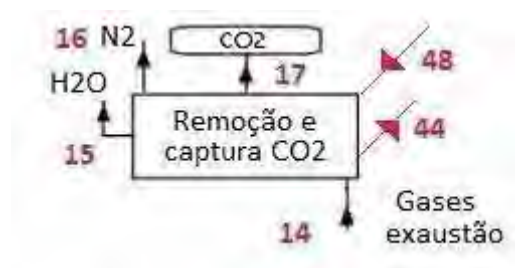


Figura 23 – Diagrama esquemático da Seção de Remoção, Compressão e Liquefação de CO₂

3.3 ANÁLISE DE CUSTO EXERGÉTICO

Aplicando o modelo proposto por Valero et al. (1994), calculam-se os custos exergéticos (k*) para o IGCC proposto. Com base nos fluxos apresentados na Figura 22, definem-se os fluxos exergéticos e, a partir dos valores de exergia de cada corrente, determinam-se os custos exergéticos do sistema através da aplicação da Teoria do Custo Exergético. As equações que foram obtidas através do emprego do volume de controle em cada equipamento são apresentadas a seguir.

	Equipamento	Equação
1	Compressor de Ar da ASU	$-c_1B^*_{1} + c_2B^*_{2} - c_{39}B^*_{39} = Z_{Comp_AR}$
2	Unidade de Separação de Ar (ASU)	$-c_2B^*_{2} + c_{41}B^*_{41} + c_3B^*_{3} - c_4B^*_{4} - c_{42}B^*_{42} = Z_{ASU}$
3	Compressor de O ₂ da ASU	$-c_4B^*_{4} + c_5B^*_{5} - c_{40}B^*_{40} = Z_{Comp_O2}$
4	Gaseificador	$-c_5B^*_{5} - c_6B^*_{6} + c_7B^*_{7} = Z_{Gaseif}$
5	Resfriamento do GS	$-c_7B^*_{7} + c_{52}B^*_{52} - c_{27}B^*_{27} + c_{28}B^*_{28} = Z_{ResfGS}$
6	Limpeza do GS	$-c_{52}B^*_{52} + c_9B^*_{9} - c_8B^*_{8} = Z_{LimpGS}$
7	Bomba resfriam GS	$-c_{26}B^*_{26} + c_{27}B^*_{27} - c_{38}B^*_{38} = Z_{B^*_{ResfGS}}$
8	Compressor da CG	$-c_{10}B^*_{10} - c_{54}B^*_{54} + c_{11}B^*_{11} + c_{29}B^*_{29} = Z_{Comp_CG}$
9	Câmara de Combustão do CG	$-c_{11}B^*_{11} + c_{12}B^*_{12} - c_9B^*_{9} = Z_{cc_CG}$
10	Turbina a Gás do CG	$-c_{12}B^*_{12} + c_{13}B^*_{13} + c_{54}B^*_{54} = Z_{TG}$
11	Gerador da TG	$-c_{29}B^*_{29} + c_{31}B^*_{31} + c_{40}B^*_{40} + c_{41}B^*_{41} = Z_{GerTG}$
12	Caldeira Recuperação	$-c_{13}B^*_{13} + c_{14}B^*_{14} - c_{18}B^*_{18} + c_{19}B^*_{19} = Z_{HRSG}$
13	Seção Liquefação de CO ₂	$-c_{14}B^*_{14} - c_{48}B^*_{48} + c_{15}B^*_{15} + c_{16}B^*_{16} + c_{17}B^*_{17} = Z_{Liquef}$
14	Misturador de entrada TV	$-c_{20}B^*_{20} + c_{19}B^*_{19} + c_{28}B^*_{28} = 0$
15	Turbina a Vapor	$-c_{20}B^*_{20} + c_{22}B^*_{22} + c_{21}B^*_{21} + c_{32}B^*_{32} = Z_{TV}$
16	Gerador da TV	$-c_{32}B^*_{32} + c_{34}B^*_{34} + c_{37}B^*_{37} + c_{38}B^*_{38} + c_{39}B^*_{39} + c_{48}B^*_{48} = Z_{GerTV}$
17	Condensador	$-c_{21}B^*_{21} + c_{25}B^*_{25} - c_{23}B^*_{23} + c_{24}B^*_{24} = Z_{Cond}$
18	Processo	$-c_{22}B^*_{22} + c_{36}B^*_{36} + c_{35}B^*_{35} = Z_{Proc}$
19	Bomba ciclo vapor	$-c_{50}B^*_{50} + c_{18}B^*_{18} - c_{37}B^*_{37} = Z_{B^*_{omB^*a_CV}}$
20	Misturador de fluxos de saída TV	$-c_{49}B^*_{49} + c_{36}B^*_{36} + c_{25}B^*_{25} = 0$
21	Reservatório	$-c_{49}B^*_{49} + c_{26}B^*_{26} + c_{50}B^*_{50} = 0$

A matriz que pode ser obtida através das relações apresentadas acima representa 21 equações e 59 incógnitas. Para a obtenção da matriz quadrada requerida para a solução do conjunto de equações, as proposições da Teoria do Custo Exergético são aplicadas a esse sistema, complementando as equações faltantes. Para a determinação das proposições é importante classificar os fluxos exergéticos entre insumo, produto e perdas. Os fluxos exergéticos e sua classificação em cada equipamento como sendo insumo (F), produto (P) ou perdas (L) são apresentados a seguir. Os fluxos foram classificados conforme APÊNDICE A.

	Equipamento	Insumos	Produtos	Perdas
1	Compressor de Ar da ASU	B [*] ₁ e B [*] ₃₉	B [*] ₂	B [*] ₅₅
2	Unidade de Sep. Ar (ASU)	B [*] ₂ e B [*] ₄₁	B [*] ₃ e B [*] ₄	B [*] ₄₂
3	Compressor de O ₂ da ASU	B [*] ₄ e B [*] ₄₀	B [*] ₅	B [*] ₅₆
4	Gaseificador	B [*] ₅ e B [*] ₆	B [*] ₇	B [*] ₄₇
5	Resfriamento do GS	(B [*] ₇ - B [*] ₅₂)	(B [*] ₂₈ - B [*] ₂₇)	B [*] ₅₃
6	Limpeza do GS	B [*] ₅₂	B [*] ₈ e B [*] ₉	B [*] ₅₈
7	Bomba resfriamento GS	B [*] ₃₈	(B [*] ₂₇ - B [*] ₂₆)	-
8	Compressor da CG	B [*] ₁₀ e B [*] ₅₄	B [*] ₁₁ e B [*] ₂₉	B [*] ₅₇
9	Câmara de Comb. do CG	B [*] ₁₁ e B [*] ₉	B [*] ₁₂	B [*] ₅₉
10	Turbina a Gás do CG	B [*] ₁₂	B [*] ₁₃ e B [*] ₅₄	B [*] ₄₅
11	Gerador da TG	B [*] ₂₉	B [*] ₃₁ , B [*] ₄₀ e B [*] ₄₁	B [*] ₅₀
12	Caldeira Recuperação	(B [*] ₁₃ - B [*] ₁₄)	(B [*] ₁₉ - B [*] ₁₈)	B [*] ₄₃
13	Seção Liquef. CO ₂	B [*] ₁₄ e B [*] ₄₈	B [*] ₁₇ , B [*] ₁₅ e B [*] ₁₆	B [*] ₄₄
14	Misturador de entrada TV	B [*] ₂₈ e B [*] ₁₉	B [*] ₂₀	-

15	Turbina a Vapor	$(B^*_{20} - B^*_{22} - B^*_{21})$	B^*_{32}	B^*_{46}
16	Gerador da TV	B^*_{32}	$B^*_{34}, B^*_{37}, B^*_{38}, B^*_{39}$ e B^*_{48}	B^*_{33}
17	Condensador	$(B^*_{24} - B^*_{23})$	$(B^*_{21} - B^*_{25})$	-
18	Processo	$(B^*_{22} - B^*_{36})$	B^*_{35}	B^*_{51}
19	Bomba ciclo vapor	B^*_{37}	$(B^*_{18} - B^*_{50})$	-
20	Misturador de fluxos de saída TV	B^*_{25} e B^*_{36}	B^*_{49}	-
21	Reservatório	B^*_{49}	B^*_{26} e B^*_{50}	-

Assim, a próxima etapa é obter a matriz incidência, através da aplicação das proposições do modelo TCE, de modo similar ao desenvolvido no item anterior. As equações de custo exergético obtidas através das proposições são apresentadas abaixo.

Com base nas equações obtidas através da aplicação das proposições do TCE, é possível montar a matriz de incidência modificada (A) e também o vetor Y^* . As equações de custo exergético obtidas através das Proposições são apresentadas na sequência, identificando as correspondentes proposições.

Número	Proposição	Equações
1	1	$B^*_1 - B^*_2 + B^*_{39} - B^*_{55} = 0$
2	1	$B^*_2 + B^*_{41} - B^*_3 - B^*_4 - B^*_{42} = 0$
3	1	$B^*_{40} + B^*_4 - B^*_5 - B^*_{56} = 0$
4	1	$B^*_5 + B^*_6 - B^*_7 - B^*_{47} = 0$
5	1	$B^*_7 - B^*_{52} + B^*_{27} - B^*_{28} - B^*_{53} = 0$
6	1	$B^*_{52} - B^*_9 - B^*_8 - B^*_{58} = 0$
7	1	$B^*_{26} - B^*_{27} - B^*_{38} = 0$
8	1	$B^*_{10} - B^*_{11} + B^*_{54} - B^*_{29} - B^*_{57} = 0$
9	1	$B^*_{11} + B^*_9 - B^*_{12} - B^*_{59} = 0$
10	1	$B^*_{12} - B^*_{13} - B^*_{54} - B^*_{45} = 0$
11	1	$B^*_{29} - B^*_{31} - B^*_{30} - B^*_{40} - B^*_{41} = 0$
12	1	$B^*_{13} - B^*_{14} + B^*_{18} - B^*_{19} - B^*_{43} = 0$
13	1	$B^*_{14} + B^*_{48} - B^*_{15} - B^*_{16} - B^*_{17} - B^*_{44} = 0$
14	1	$B^*_{28} + B^*_{19} - B^*_{20} = 0$
15	1	$B^*_{20} - B^*_{22} - B^*_{21} - B^*_{32} - B^*_{46} = 0$
16	1	$B^*_{32} - B^*_{34} - B^*_{33} - B^*_{37} - B^*_{38} - B^*_{39} - B^*_{48} = 0$
17	1	$B^*_{21} - B^*_{25} + B^*_{23} - B^*_{24} = 0$
18	1	$B^*_{22} - B^*_{36} - B^*_{35} - B^*_{51} = 0$
19	1	$B^*_{50} - B^*_{18} + B^*_{37} = 0$
20	1	$B^*_{36} + B^*_{25} - B^*_{49} = 0$
21	1	$B^*_{49} - B^*_{50} - B^*_{26} = 0$
22	2	$B_1^* = B_1$ (Ar para ASU)
23	2	$B_6^* = B_6$ (Bagaço → combustível)
24	2	$B_{10}^* = B_{10}$ (Ar para TG)

25	2	$\frac{B_{50}}{B_{26}}$	$B_{26}^* - B_{50}^* = 0$	(Água ciclo a vapor/resf. GS(recirculação))
26	3	$\frac{B_{14}}{B_{13}}$	$B_{13}^* - B_{14}^* = 0$	(HRSG)
27	3	$\frac{B_{36}}{B_{25}}$	$B_{25}^* - B_{36}^* = 0$	(Água dispersada do ciclo a vapor)
28	3	$\frac{B_{37}}{B_{34}}$	$B_{34}^* - B_{37}^* = 0$	(Potência requerida pelas bombas)
29	3		$B_{48}^* - B_{34}^* = 0$	(Potência de compressores ASU e CO ₂)
30	3		$B_{39}^* - B_{34}^* = 0$	(Wb _{resf} GS e Wcp _{ASU})
31	3		$B_{38}^* - B_{34}^* = 0$	(Bomba resf GS e Ep _{TV})
32	3		$B_{41}^* - B_{31}^* = 0$	(Welet _{TG} e Q _{ASU})
33	3		$B_{40}^* - B_{31}^* = 0$	(Wcp _{O2} e Welet _{TG})
34	3		$B_{21}^* - B_{25}^* = 0$	(Vapor/Água do condensador)
35	4		$B_{18}^* - B_{19}^* = 0$	(HRSG)
36	4		$B_{23}^* - B_{24}^* = 0$	(Água resf. Do Condensador)
37	4		$B_{22}^* - B_{21}^* = 0$	(Fluxos de saída da TV)
38	4		$B_{29}^* - B_{13}^* = 0$	(Gerador e Gases da TG -> produtos TG)
39	4		$B_7^* - B_{52}^* = 0$	(Resfriamento GS)
40	4		$B_{29}^* - B_{54}^* = 0$	(Welet _{TG} e Wcp _{TG})
41	5		$B_8^* = 0$	(Gases ácidos e H ₂ O dispersados no ambiente)
42	5		$B_{15}^* = 0$	(H ₂ O dispersado no ambiente)
43	5		$B_{16}^* = 0$	(N ₂ dispersado no ambiente)
44	5		$B_3^* = 0$	(N ₂ dispersado no ambiente)
45	5		$B_{30}^* = 0$	(I _{GerTG})
46	5		$B_{33}^* = 0$	(I _{GerTV})
47	5		$B_{42}^* = 0$	(I _{ASU})
48	5		$B_{47}^* = 0$	(I _{Gaseif})
49	5		$B_{45}^* = 0$	(I _{TG})
50	5		$B_{46}^* = 0$	(I _{TV})
51	5		$B_{43}^* = 0$	(I _{HRSG})
52	5		$B_{44}^* = 0$	(I _{Remoção CO2})
53	5		$B_{51}^* = 0$	(I _{Proc})
54	5		$B_{53}^* = 0$	(I _{Limp/ResfGS})
55	5		$B_{55}^* = 0$	(I _{CpAR})
56	5		$B_{56}^* = 0$	(I _{CpO2})
57	5		$B_{57}^* = 0$	(I _{CpTG})
58	5		$B_{58}^* = 0$	(I _{LimpGS})
59	5		$B_{59}^* = 0$	(I _{ccTG})

Com base nas equações obtidas através da aplicação das proposições a Teoria do Custo Exergético, é possível montar a matriz de incidência modificada (A) e também o vetor

Y*. Uma modelagem de cálculo implementada em software EES foi utilizada na obtenção dos resultados mostrados na Tabela 8, que representam os custos exergeticos unitários dos fluxos a serem utilizados na determinação da CET. Neste desenvolvimento foi utilizada a equação (32) para determinação dos custos exergeticos unitários.

Tabela 8 – Custos exergeticos unitários k_i^* da planta IGCC

k1	1,00	k11	2,10	k21	23,03	k31	2,04	k41	2,04	k51	0,00
k2	1,74	k12	1,80	k22	23,03	k32	1,48	k42	0,00	k52	1,49
k3	0,00	k13	1,94	k23	13,24	k33	0,00	k43	0,00	k53	0,00
k4	24,73	k14	1,94	k24	13,24	k34	1,56	k44	0,00	k54	1,94
k5	10,86	k15	0,00	k25	23,03	k35	40,02	k45	0,00	k55	0,00
k6	1,00	k16	0,00	k26	26,22	k36	23,03	k46	0,00	k56	0,00
k7	1,49	k17	2,24	k27	2,63	k37	1,56	k47	0,00	k57	0,00
k8	0,00	k18	2,70	k28	2,85	k38	1,56	k48	1,56	k58	0,00
k9	1,67	k19	2,70	k29	1,94	k39	1,56	k49	23,04	k59	0,00
k10	1,00	k20	2,71	k30	0,00	k40	2,04	k50	26,21		

A Figura 24 apresenta a cadeia de custos exergeticos dos fluxos posicionados na planta IGCC obtidos na modelagem, destacando pontos relevantes que são posteriormente discutidos. Sobre os pontos em destaque, cabem algumas discussões:

- k4 → custo elevado na produção de O₂ devido aos complexos processos criogênicos;
- k5 → custo elevado em consequência de k4;
- k22 e k21 → valores altos expressam penalidade imposta ao efetuar extração de vapor para processo;
- k35 → elevado valor, demonstrando elevada penalidade da extração de vapor para o ciclo IGCC proposto, devido a predominância da condição termelétrica do ciclo (350 MW elétrico);
- k36 e k25 → alto valor em consequência da extração de vapor para o processo;
- k50 e k26 → a água utilizada é na verdade um processo de recirculação, no qual o custo do descarte influencia no custo da entrada, levando em conta o impacto do vapor de processo;

Outros pontos relevantes que merecem destaque são:

- k28, k19 e k20 → não devem ter o mesmo valor ,visto que são gerados por diferentes equipamentos, com distintas eficiências;
- k23 e k24 → não são considerados nulos pois existem equipamentos para tratamento e preparo da água, bem como bombeamento e emprego de torre de resfriamento que introduzem custos não focados neste estudo para a água com recirculação utilizada.

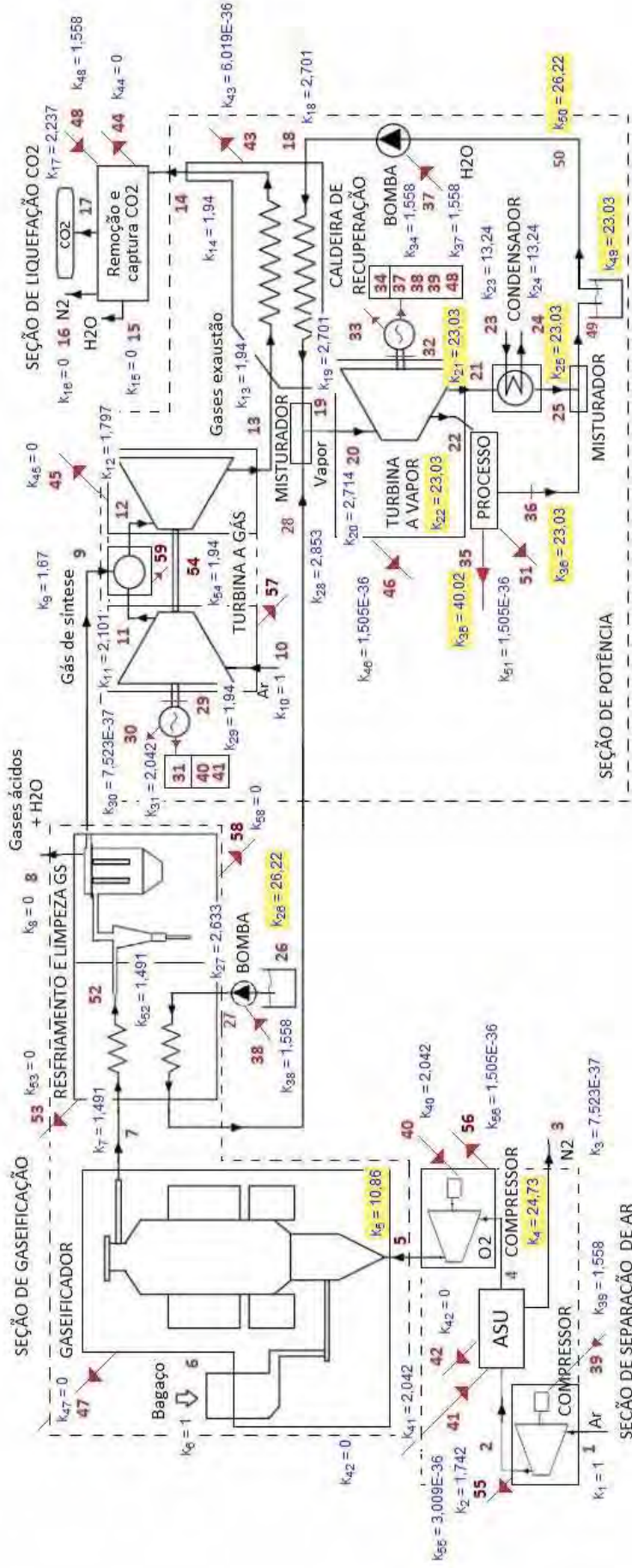


Figura 24 - Fluxos de custo exergético do IGCC proposto

3.4 MODELAGEM DA PENALIDADE DE EMISSÃO DE CO₂

Utilizando os itens determinados anteriormente, o próximo passo é aplicar o modelo do CET e calcular seu valor bem como outros elementos importantes do modelo. A Tabela 9 apresenta os resultados obtidos através da aplicação das equações (33), (34), (35) e (36) para os custos de exergia perdida e destruída.

Tabela 9 – Custos das exergias destruídas e perdida da planta IGCC

NC	Equipamentos:	ke,i*	cirr	Bε	Bo	Cirr	kp	cw	Bo	Cw
1	Compressor de Ar da ASU	1,000	2,66E-06	31.506,12	28.180,00	0,0088	1,742	4,63E-06		0,0000
2	Unidade de Sep. Ar (ASU)	1,742	4,63E-06	53.567,00	19.399,00	0,1583	24,730	6,58E-05		0,0000
3	Compressor de O2 da ASU	24,730	6,58E-05	12.758,00	10.922,00	0,1208	10,863	2,89E-05		0,0000
4	Gaseificador	1,000	2,66E-06	1.880.922,00	1.334.000,00	1,4548	1,491	3,97E-06		0,0000
5	Resfriamento do GS	1,491	3,97E-06	1.334.390,90	1.302.845,00	0,1251	1,491	3,96E-06		0,0000
6	Limpeza do GS	1,491	3,96E-06	1.268.000,00	1.142.243,00	0,4986	1,670	4,44E-06		0,0000
7	Bomba resfriam GS	26,217	6,97E-05	472,67	390,90	0,0057	2,632	7,00E-06		0,0000
8	Compressor da CG	1,000	2,66E-06	1.254.000,01	1.187.840,00	0,1760	2,101	5,59E-06		0,0000
9	Câmara de Comb. do CG	1,670	4,44E-06	1.930.366,00	1.985.000,00	-0,2426	1,797	4,78E-06		0,0000
10	Turbina a Gás do CG	1,797	4,78E-06	1.985.000,00	1.838.949,00	0,6981	1,940	5,16E-06		0,0000
11	Gerador da TG	1,940	5,16E-06	389.474,00	370.000,00	0,1005	2,042	5,43E-06		0,0000
12	Caldeira Recuperação	2,701	7,18E-06	588.889,00	453.355,00	0,9736	2,701	7,18E-06		0,0000
13	Seção Liquef. CO2	1,940	5,16E-06	203.803,00	181.251,17	0,1164	2,237	5,95E-06	21.556,17	0,1282
14	Misturador de entrada TV	2,701	7,18E-06	384.397,00	384.397,00	0,0000	2,713	7,22E-06		0,0000
15	Turbina a Vapor	2,713	7,22E-06	384.397,00	180.533,00	1,4714	1,480	3,94E-06		0,0000
16	Gerador da TV	1,480	3,94E-06	144.511,00	137.285,76	0,0284	1,558	4,14E-06		0,0000
17	Condensador	23,028	6,13E-05	20.581,00	34.855,20	-0,8744	23,031	6,13E-05		0,0000
18	Processo	23,028	6,13E-05	16.618,00	9.564,42	0,4321	40,019	1,06E-04		0,0000
19	Bomba ciclo vapor	26,213	6,97E-05	5.409,69	3.940,00	0,1025	2,701	7,18E-06		0,0000
20	Misturador de fluxos saída TV	23,031	6,13E-05	115,62	115,60	0,0000	23,036	6,13E-05		0,0000
21	Reservatório	23,036	6,13E-05	115,60	101,56	0,0009	26,213	6,97E-05		0,0000
						5,3550				0,1282

Definidos os custos da exergia rejeitada e destruída, o próximo passo é determinar o valor da Penalidade por Ineficiência (Π_e) e o índice de emissão de CO₂. Para isto, é necessário também determinar o valor da exergia dos produtos e da vazão mássica de CO₂ produzida pela planta. Adotou-se neste estudo os valores listados na tabela 10, de acordo com SANTARELLI, 1998.

Tabela 10 – Parâmetros adotados para modelagem da penalidade de emissão de CO₂.

Custo unitário do combustível	cF (\$/kJ)	2,66.10 ⁻⁶
Fator de utilização (6000 H anuais)	fc (s/h)	2465,75
Índice referência de emissão de CO ₂ (1kgCO ₂ /kWh)	Io (kgCO ₂ /kWh)	1,00
Massa de CO ₂ produzida pela oxidação de 1kg de carbono	a (kgCO ₂ /kgC)	3,67
Fração mássica de carbono no combustível	[C] (kgC/kgcomb)	2,30.10 ⁻¹

Por fim, são apresentados os cálculos do custo de emissão de CO₂ e do CET, bem como o cálculo da análise do efeito do CET nos custos das energias elétrica (Δ_{cel}) e vapor (Δ_{th}) produzidas pela planta IGCC, conforme tabela 11.

Tabela 11 – Resultados da modelagem da penalidade de emissão de CO₂ da planta IGCC

C _{irr} (\$/s)	5,35
C _w (\$/s)	0,13
P _e (\$/h)	13.520,21
G _{CO2} (kg/h)	275.372
B _p (kW)	345.501
I*c	0,7970
C _{CO2} (\$/h)	10.776
CET (\$/tonCO ₂)	39,13
Δ_{cel} (\$/kWh)	0,03
Δ_{th} (\$/kWh)	1,13

A modelagem apresentada nesta seção não considera a captura de CO₂ pela planta IGCC, permitindo assim uma posterior comparação em igualdade com o ciclo Rankine usado como tecnologia convencional para queima direta do bagaço de cana-de-açúcar. A inclusão do efeito de captura conduziria o resultado a um índice de emissão de CO₂ nulo.

3.5 MODELAGEM DA TECNOLOGIA CONVENCIONAL DE GERAÇÃO COM BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR (Queima direta em caldeira)

De modo semelhante à metodologia de estudo e cálculos da planta IGCC, foi conduzida uma avaliação das características da tecnologia convencional de geração a partir do bagaço no setor sucro-alcooleiro.

Um ciclo Rankine composto por duas turbinas a vapor de condensação SST-700 Siemens (até 175 MW e 165 bar/585°C) com geradores acoplados para atender demanda de 350 MW (ele), sendo a TV_1 com ponto de extração de vapor na condição de 50 bar/320°C e ambas ligadas a condensadores. Os fluxos de saída associados a TV_1 são unidos por um misturador de fluxos antes do retorno ao reservatório. Uma caldeira convencional dimensionada para atender a demanda de vapor das turbinas recebe água bombeada, ar e

bagaço de cana-de-açúcar previamente submetido a processo de preparação e com baixo teor de umidade decorrente de processos físico-químicos característicos do setor sucro-alcooleiro.

A Figura 25 apresenta detalhes da planta proposta em questão, que foi modelada considerando-se o uso do bagaço de cana-de-açúcar após submissão a processos de pré-tratamento e secagem, de modo a permitir um resultado mais expressivo na posterior comparação de desempenho dos ciclos descritos neste estudo. É importante enfatizar que a tecnologia de gaseificação requer um bagaço peletizado de modo a otimizar o processo e garantir um fluxo de alimentação constante, dada a criticidade de variação deste parâmetro afetar diretamente a composição, e conseqüentemente, o PCI do gás de síntese.

Ciclo Rankine - Queima direta do bagaço de cana-de-açúcar

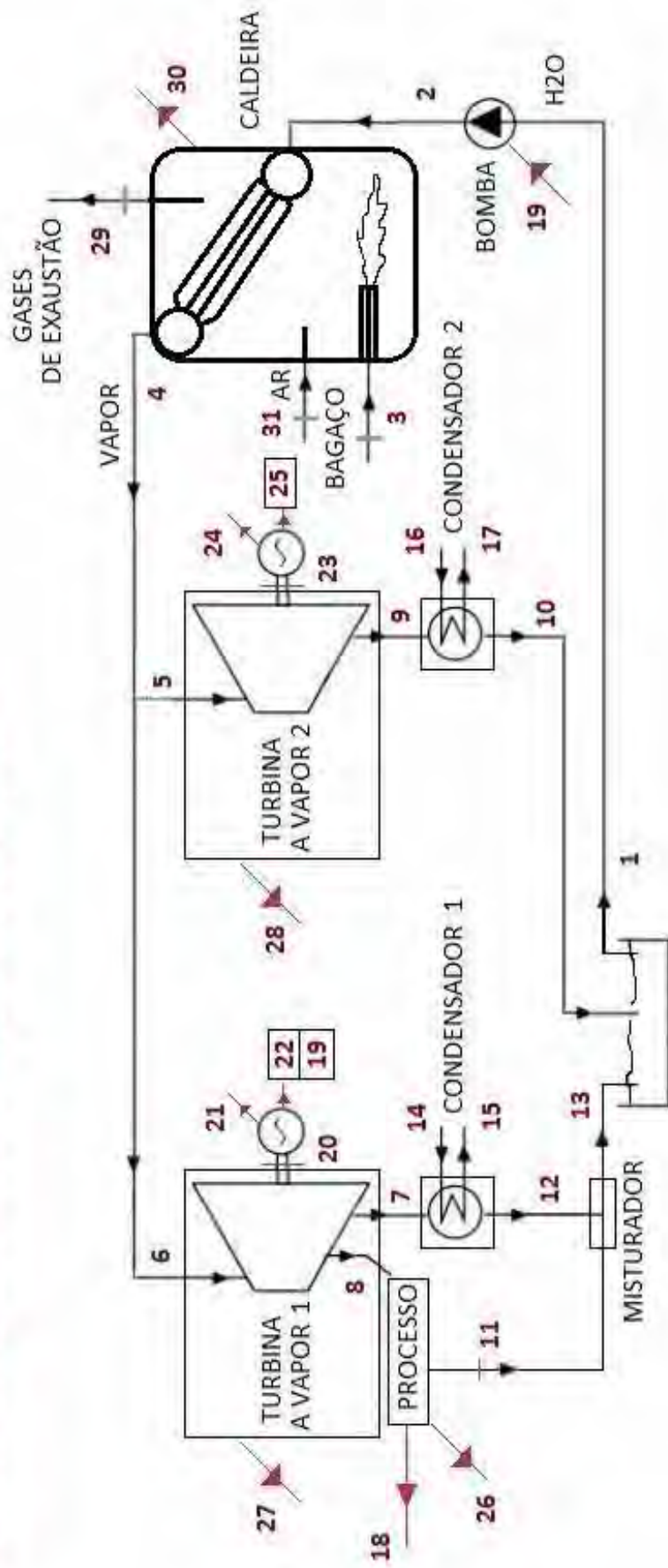


Figura 25 – Ilustração esquemática da planta ciclo Rankine para queima direta do bagaço em caldeira convencional.

Tabela 12 – Propriedades dos fluxos da planta ciclo Rankine para queima direta do bagaço em caldeira convencional

Ponto	Descrição	Estado	m (kg/s)	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	x	B (kW)
1	Água	líquido	346,00	0,10	313,00	167,00	0,57		528,70
2	Água	líquido comprimido	346,00	17,37	316,00	194,60	0,60		6719,00
3	Bagaço	sólido (peletizado)	98,03		303,00				2023000,00
4	Vapor H2O	vapor superaquecido	346,00	16,50	858,00	3528,00	6,57		544358,00
5	Vapor H2O	vapor superaquecido	169,30	16,50	858,00	3528,00	6,57		266277,00
6	Vapor H2O	vapor superaquecido	176,80	16,50	858,00	3528,00	6,57		278081,00
7	Vapor H2O	vapor saturado	161,80	0,01	306,00	2439,00	8,00		9828,00
8	Vapor H2O	vapor (PROCESSO)	15,00	5,00	593,00	2984,00	6,31		16618,00
9	Vapor H2O	vapor saturado	169,30	0,01	306,00	2439,00	8,00	0,95	10283,00
10	Água	líquido comprimido	169,30	0,01	306,00	137,70	0,48	0,00	58,93
11	Água	líquido comprimido	15,00	0,01	305,50	135,60	0,47		4,42
12	Água	líquido comprimido	161,80	0,01	306,00	137,70	0,48		56,32
13	Água	líquido comprimido	176,80	0,01	305,50	135,60	0,47		60,75
14	Água	líquido comprimido	2972,00	0,30	298,00	104,40	0,36		596,10
15	Água	líquido	2972,00	0,10	328,00	229,70	0,77		17597,00
16	Água	líquido comprimido	3110,00	0,30	298,00	104,40	0,36		623,70
17	Água	líquido	3110,00	0,10	328,00	229,70	0,77		18412,00
18	Q_proc				383,90				9560,00
19	Wb_TV								9573,00
20	W_TV_1								184211,00
21	I_gerTV_1								9211,00
22	Ep_TV_1								165427,00
23	W_TV_2								184211,00
24	I_gerTV_2								9211,00
25	Ep_TV_2								175000,00
26	I_proc								7054,00
27	I_TV_1								67425,00
28	I_TV_2								71783,00
29	GASES EXAUS.	gasoso	1062,00	0,10	375,00				65867,00
30	I_gerTG								1419000,00
31	AR caldeira	gasoso	882,00	0,10	300,00	300,30	6,87		6,47

De modo semelhante ao desenvolvido para o IGCC, foi estabelecido um conjunto de equações para o cálculo dos fluxos exergeticos, conforme listadas a seguir:

Número	Proposição	Equações
1	1	$B^*_{1} - B^*_{2} + B^*_{19} = 0$ (Bomba do ciclo a vapor)
2	1	$B^*_{2} + B^*_{31} + B^*_{3} - B^*_{29} - B^*_{4} - B^*_{30} = 0$ (Caldeira)
3	1	$B^*_{6} - B^*_{7} - B^*_{8} - B^*_{20} - B^*_{27} = 0$ (Turbina a vapor 1)
4	1	$B^*_{5} - B^*_{9} - B^*_{23} - B^*_{28} = 0$ (Turbina a vapor 2)
5	1	$B^*_{20} - B^*_{22} - B^*_{19} - B^*_{21} = 0$ (Gerador TV ₁)
6	1	$B^*_{23} - B^*_{25} - B^*_{24} = 0$ (Gerador TV ₂)
7	1	$B^*_{8} - B^*_{11} - B^*_{18} - B^*_{26} = 0$ (Processo)
8	1	$B^*_{7} - B^*_{12} + B^*_{14} - B^*_{15} = 0$ (Condensador 1)
9	1	$B^*_{9} - B^*_{10} + B^*_{16} - B^*_{17} = 0$ (Condensador 2)
10	1	$B^*_{11} + B^*_{12} - B^*_{13} = 0$ (Misturador na saída TV e processo)
11	1	$B^*_{13} + B^*_{10} - B^*_{1} = 0$ (Reservatório c/ Recirculação água)
12	2	$B_1^* = B_1$ (Água para Bomba do ciclo a vapor (recirculada))
13	2	$B_3^* = B_3$ (Bagaço → combustível)
14	2	$B_{31}^* = B_{31}$ (AR para combustão na caldeira)
15	3	$\underline{B_{12}}$ $\underline{B_{11}}$ $B_{11}^* - B_{12}^* = 0$ (Água dispersada do ciclo a vapor)
16	3	$\underline{B_{22}}$ $\underline{B_{19}}$ $B_{19}^* - B_{22}^* = 0$ (Wb _{TV} e Ep _{TV1} no Gerador da TV ₁)
17	3	$\underline{B_5}$ $\underline{B_4}$ $B_4^* - B_5^* = 0$ (Fluxo de derivação de vapor)
18	3	$\underline{B_6}$ $\underline{B_5}$ $B_5^* - B_6^* = 0$ (Fluxos de vapor de mesma origem na caldeira)
19	3	$\underline{B_{14}}$ $\underline{B_{16}}$ $B_{16}^* - B_{14}^* = 0$ (Água de resf. condensad. mesma origem)
20	3	$\underline{B_{13}}$ $\underline{B_{10}}$ $B_{10}^* - B_{13}^* = 0$ (Fluxos de entrada no reservatório)
21	4	$B_{10}^* - B_{9}^* = 0$ (Condensador 2)
22	4	$B_{14}^* - B_{15}^* = 0$ (Água resfr do Condensador 1)
23	4	$B_{16}^* - B_{17}^* = 0$ (Água resfr do Condensador 2)
24	4	$B_8^* - B_7^* = 0$ (Fluxos de saída de vapor da TV_1)
25	5	$B_{29}^* = 0$ (Gases da combustão na caldeira dispersados)
26	5	$B_{30}^* = 0$ (I _{caldeira})
27	5	$B_{27}^* = 0$ (I _{TV1})
28	5	$B_{28}^* = 0$ (I _{TV2})
29	5	$B_{26}^* = 0$ (I _{processo})
30	5	$B_{21}^* = 0$ (I _{ger_TV1})
31	5	$B_{24}^* = 0$ (I _{ger_TV2})

Uma modelagem de cálculo implementada em software EES foi utilizada na obtenção dos resultados mostrados na Tabela 13, que representam os custos exergeticos unitários dos

fluxos utilizados na determinação da CET. Neste desenvolvimento foi utilizada a equação (32) para determinação dos custos exergeticos unitários.

Tabela 13 – Custos exergeticos unitários k_i da planta ciclo Rankine

k_1	1,00	k_7	4,42	k_{12}	4,42	k_{17}	2,54	k_{22}	5,39	k_{27}	0,00
k_2	7,76	k_8	4,42	k_{13}	4,42	k_{18}	7,68	k_{23}	5,26	k_{28}	0,00
k_3	1,00	k_9	4,42	k_{14}	2,54	k_{19}	5,39	k_{24}	0,00	k_{29}	0,00
k_4	3,81	k_{10}	4,42	k_{15}	2,54	k_{20}	5,12	k_{25}	5,54	k_{30}	0,00
k_5	3,81	k_{11}	4,42	k_{16}	2,54	k_{21}	0,00	k_{26}	0,00	k_{31}	1,00
k_6	3,81										

A Figura 26 apresenta a cadeia de custos exergeticos dos fluxos posicionados na planta IGCC obtidos na modelagem, destacando pontos relevantes que são posteriormente discutidos.

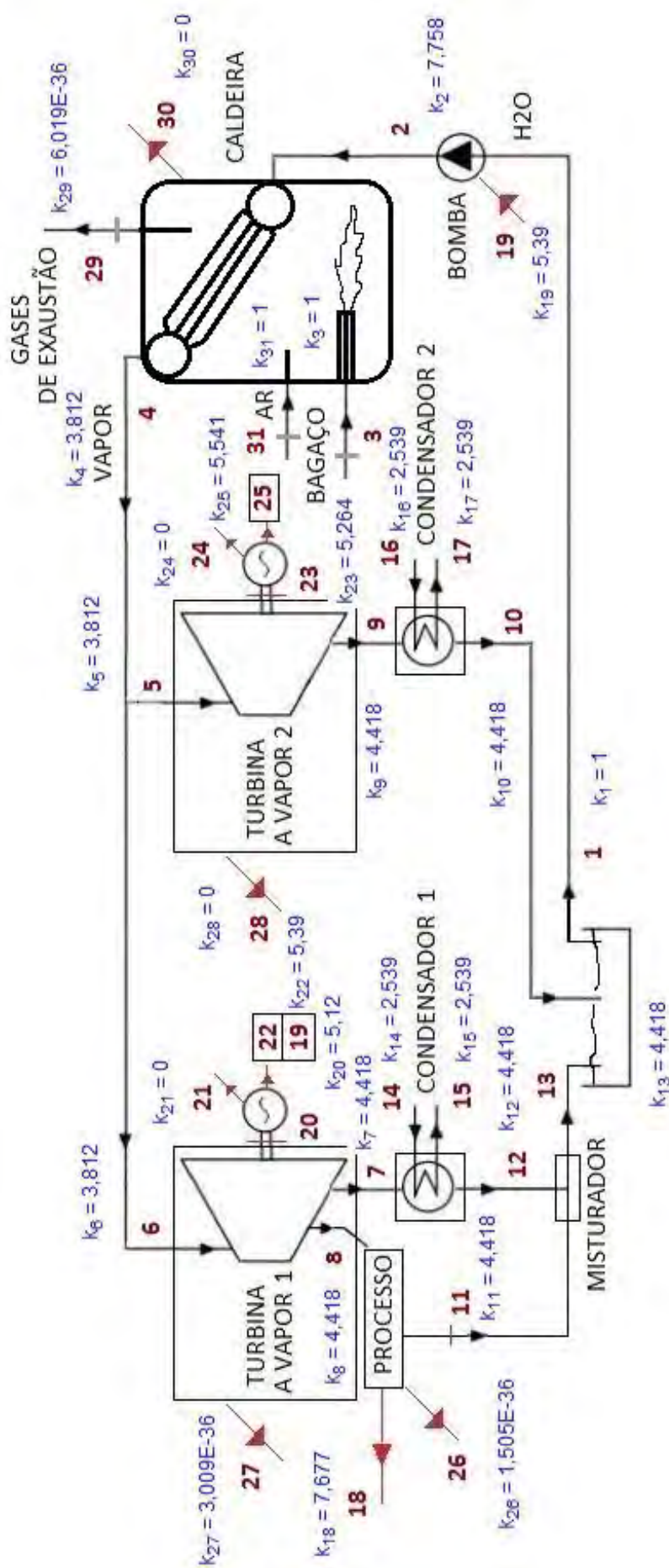


Figura 26 - Fluxos de custo exergético planta ciclo Rankine

Utilizando os itens determinados anteriormente, o próximo passo é aplicar o modelo do CET e calcular seu valor, bem como outros elementos importantes do modelo.

A Tabela 14 apresenta os resultados obtidos através da aplicação das equações (33), (34), (35) e (36) para os custos de exergia rejeitada e destruída sobre o ciclo Rankine.

Tabela 14 – Custos das exergias destruídas e rejeitadas da planta em ciclo Rankine

NC	Equipamentos:	ke,i^*	cirr	B_{ϵ}	B_o	Cirr	kp	c_w	B_o	C_w
1	Bomba do ciclo a vapor	1,000	0,0000	10.101,70	6.719,00	0,0090	7,758	0,0000		0,0000
2	Caldeira	7,758	0,0000	2.029.719,00	610.225,00	29,2936	3,812	0,0000	65.867,00	0,6679
3	Turbina a Vapor 1	3,812	0,0000	278.081,00	210.657,00	0,6836	5,120	0,0000		0,0000
4	Turbina a Vapor 2	3,812	0,0000	266.277,00	194.494,00	0,7278	5,264	0,0000		0,0000
5	Gerador da TV_1	5,120	0,0000	184.211,00	175.000,00	0,1255	5,390	0,0000		0,0000
6	Gerador da TV_2	5,264	0,0000	184.211,00	175.000,00	0,1290	5,541	0,0000		0,0000
7	Processo	4,418	0,0000	16.618,00	9.564,42	0,0829	7,677	0,0000		0,0000
8	Condensador 1	4,418	0,0000	10.424,10	17.653,32	-0,0849	4,418	0,0000		0,0000
9	Condensador 2	4,418	0,0000	10.906,70	18.470,93	-0,0889	4,417	0,0000		0,0000
10	Misturador de fluxos saída TV_	4,418	0,0000	60,74	60,75	0,0000	4,418	0,0000		0,0000
11	Reservatório	4,418	0,0000	119,68	528,70	-0,0048	1,000	0,0000		0,0000
						30,8728				0,6679

Definidos os custos da exergia rejeitada e destruída, o próximo passo é determinar o valor da Penalidade por Ineficiência (Π_e) e o índice de emissão de CO_2 . Para isto, é necessário também determinar o valor da exergia dos produtos e do fluxo de massa de CO_2 produzido pela planta. Por fim, são apresentados, na Tabela 15, os cálculos do custo de emissão de CO_2 e do CET, bem como o cálculo da análise do efeito do CET nos custos das energias elétrica (Δ_{cel}) e vapor (Δ_{th}) produzidas pela planta IGCC.

Tabela 15 – Resultados da modelagem da penalidade de emissão de CO_2 da planta em ciclo Rankine

Cirr (\$/s)	30,87
C_w (\$/s)	0,67
Π_e (\$/h)	77.771,45
G_{CO_2} (kg/h)	297.890
B_p (kW)	349.987
I^*c	0,8511
C_{CO_2} (\$/h)	66.195
CET (\$/ton CO_2)	222,21
Δ_{cel} (\$/kWh)	0,19
Δ_{th} (\$/kWh)	6,92

3.6 DISCUSSÕES

A análise descrita neste estudo foi desenvolvida com base no ciclo proposto por Chiesa e Lozza (1999b) para gaseificação de carvão. Deste modo, foram adotadas diversas considerações de parâmetros usuais nas tecnologias empregadas e adaptações necessárias aos equipamentos comerciais para compatibilizar com o uso do gás de síntese obtido a partir do bagaço de cana-de-açúcar.

A modelagem foi validada, apresentando valores coerentes com as referências citadas no trabalho e foram adequados do ponto de vista de análise energética e exergética.

O ciclo Rankine proposto para comparação do desempenho com a planta IGCC teve metodologia de cálculo semelhante à anteriormente adotada e representa a atual tecnologia empregada para geração de energia a partir do bagaço no setor sucro-alcooleiro. Os resultados da comparação entre os ciclos estão mostrados na tabela 16.

Tabela 16 – Resultados para comparação das plantas propostas

	IGCC	Ciclo Rankine
$\eta_{\text{global ciclo}}$	0,33	0,22
I^*c	0,80	0,85
C_{CO_2} (\$/h)	10.776	66.195
CET (\$/tonCO ₂)	39,13	222,21
Δ_{cel} (\$/kWh)	0,03	0,19
Δ_{th} (\$/kWh)	1,13	6,92

Observa-se um valor de eficiência global de cogeração mais elevado para planta IGCC, sendo este valor ligeiramente menor do que o previsto por Chiesa e Lozza (1999b) para gaseificação de carvão de 39% para relação de pressão de 21 (dada relação de pressão 19,2 no compressor da turbina a gás do IGCC).

Em relação ao Índice de Emissão de Carbono (I^*c), verifica-se maior valor pelo ciclo Rankine, isto sem considerar a remoção de CO₂ a ser efetuada pelo estágio final do IGCC na seção de liquefação e captura de CO₂. Neste último caso, não haveria emissão pois este gás seria armazenado para estocagem ou posterior comercialização em indústrias que o utilizam como matéria-prima.

O Custo de Emissão de Carbono (C_{CO_2}) está associado com o Índice de Emissão e penalidade por ineficiência da planta, sendo este um custo importante a ser considerado na verificação da viabilidade da planta frente ao elevado investimento requerido para os

equipamentos do IGCC. O ciclo Rankine apresenta para este parâmetro um valor 6 vezes maior que o IGCC proposto.

A Taxa de Exergia de Carbono CET, expressa em $\$/\text{tonCO}_2$, também mostrou-se favorável ao IGCC com valor 5,6 vezes menor. Associado a este parâmetro, verifica-se o custo do produto (eletricidade/vapor) devido à imposição do CET, o qual tem valores cerca de 6 vezes maiores para o ciclo Rankine.

Fica demonstrado, através dos resultados expressos acima, a competitividade e vantagens técnico-ambiental do IGCC proposto frente à tecnologia convencional de geração elétrica a partir do bagaço de cana-de-açúcar no setor. Contudo, é necessária uma avaliação econômica mais criteriosa para implantação da planta IGCC face ao elevado investimento inicial nos equipamentos.

4 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

A gaseificação é uma tecnologia chave para utilização de recursos renováveis em substituição aos derivados de petróleo nos equipamentos modernos mais eficientes como turbinas a gás e motores de combustão interna. Possibilita também redução na emissão de poluentes e desenvolvimento econômico rural para a atividade de plantio/colheita ou extração da biomassa a ser empregada. Há que se destacar, porém, que a gaseificação de biomassas ainda carece de desenvolvimento tecnológico, dadas as diferentes características dos produtos a serem processados.

Na análise exergética verificou-se uma elevada irreversibilidade no gaseificador, associada ao fato de os sistemas de conversão energética de combustíveis e de troca térmica apresentarem-se como grandes geradores de entropia, e por consequência terem maiores taxas de destruição da exergia. Deste modo, a estruturação de pesquisas voltadas à melhoria tecnológica das formas de transmissão de calor no interior de sistemas térmicos, envolvendo a melhoria de materiais, arranjos de tubos e processos de convecção, pré-aquecimento dos reagentes, implementação de sistemas de controle para ajuste da relação combustível-oxidante devem fazer parte da política de pesquisa e desenvolvimento, possibilitando o advento de sistemas térmicos cada vez mais eficientes.

O IGCC proposto demonstrou vantagens em relação aos custos de emissões de CO₂, custo de eletricidade e vapor gerados, taxa de exergia de carbono e eficiência global de cogeração; contudo exige complexos equipamentos que elevam seu custo inicial de aquisição e precisam ser atentamente verificados antes de uma efetiva implementação. A carência de equipamentos comerciais para tecnologia de gaseificação dificulta avaliações econômicas mais realista. Cabe destacar também o elevado potencial para emprego em plantas de carvão no Brasil, o qual apresenta elevado teor de cinzas, dadas às vantagens ambientais verificadas com a captura do carbono.

Embora o carbono presente no CO₂ emitido da queima de biomassa faça parte de um ciclo renovável associado à vida do vegetal, o emprego da captura de carbono permite “emissão negativa”, ou seja, a retirada de circulação de gás carbônico da atmosfera, abrindo campo para negociação de créditos de carbono. Isto pode tornar a planta economicamente atrativa, viabilizando os elevados custos de investimento inicial requerido nos equipamentos,

e ampliando assim o papel das tecnologias de geração com biomassa ao adicionar flexibilidade nas estratégias de mitigação de emissão de carbono.

Para futuros trabalhos, propõe-se que sejam desenvolvidos estudos com enfoque na viabilidade econômica do ponto de vista do produtor no setor sucro-alcooleiro, tão logo sejam disponíveis dados para equipamentos comerciais na área de gaseificação, possibilitando a implantação definitiva da tecnologia avaliada no setor industrial com atrativos financeiros que compensem o investimento inicial. Neste sentido, propostas de políticas de financiamento diferenciado para projetos ecologicamente eficientes precisam ser fomentados pelo governo em parceria com investimentos na área em universidades e centros de pesquisa. O desenvolvimento de plantas pilotos para estudos da gaseificação em universidades seria uma forma de consolidar o domínio tecnológico para amadurecimento definitivo da teoria explanada neste trabalho.

Outra possível linha de continuação do presente estudo seria o emprego de modelos de análise de ciclo de vida (ACV, ou em inglês LCA, *life cycle analysis*), uma vez que, a despeito de se demonstrar a superioridade do IGCC sobre a tecnologia convencional em questão no quesito ambiental (em termos de emissão de CO₂), tal análise resulta em aspecto da condição operacional. Do ponto de vista dos projetos de forma global, não se levou em conta, para cada configuração, o impacto de todo o processo de estruturação dos empreendimentos, desde a sua constituição até a desmontagem dos ciclos estudados ao cabo de sua vida útil, e entende-se que isto merece investigação futura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (BRASIL). **Atlas de energia elétrica do Brasil / Agência Nacional de Energia Elétrica**. – Brasília: ANEEL, 2002. 153 p.: il.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (BRASIL). **Atlas de energia elétrica do Brasil / Agência Nacional de Energia Elétrica**. – Brasília: ANEEL, 2005. 243 p.: il.
- ALCÂNTARA, R. **Internalização exergetica do custo de emissão de CO₂ em sistemas de cogeração**. – Guaratinguetá: 2007.
- AMELIO, M., MORRONE, P., GALLUCCI, F., BASILE, A. Integrated gasification gas combined cycle plant with membrane reactors: technological and economical analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 2680-2693, 2007.
- BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração: Geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: Editora UFSC, 2002, 279p.
- BALESTIERI, J. A. P. **Geração de energia sustentável**. São Paulo: Editora da UNESP. 2013 (no prelo).
- BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael J.; **Thermal design and optimization**. Nova York : Wiley, 1996. APUD: TANA, L. F. B.; Análise Exergoeconômica de uma turbina a gás com recuperação química – Guaratinguetá: 2010
- BORCHIPELLINI, R., MASSARDO, A.F., SANTARELLI, M., 2000a. **An analytical procedure for the carbon tax evaluation**. Energy Conversion and Management Journal 41, 1509–1531.
- BORCHIPELLINI, R., MASSARDO, A.F., SANTARELLI, M., 2000b. **A carbon tax evaluation based on the efficient use of energy resources: a case study**. Journal of Applied Thermodynamics 3 (3), 129–145.
- CARVALHO JÚNIOR, J. A.; McQUAY, M. Q. **Princípios de combustão aplicada**. Editora UFSC, Florianópolis - SC, 2007, 176p.
- CHEM SYSTEM. **Assessment of cost of production of methanol from biomass**. Washington D. C.: U.S. Department of Energy, 1990, USDOE Report nº DOE/PE-0079P.
- CHIESA, P., LOZZA, G. CO₂ emission abatement in IGCC power plants by semi-closed cycles: Part A – with oxygen-blown combustion. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 121, p. 635-641, 1999a.
- CHIESA, P., LOZZA, G. CO₂ emission abatement in IGCC power plants by semi-closed cycles: Part B – with air-blown combustion and CO₂ physical absorption. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 121, p. 642-648, 1999b.

CORTEZ, L. A. B., LORA, E. S., OLIVARES GÓMEZ, E. **Biomassa para Energia**. Campinas-SP, UNICAMP, 2008.

DERMIRBAS, M. F., BALAT, M., BALAT, H. Potencial contribution of biomass to the sustainable energy development. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p. 1746-1760, 2009.

DIONYSIO, R. B., MEIRELLES, F. V. P. **Combustíveis: A química que move o mundo**. [Sala de leitura](#) do Museu virtual da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. <<http://web.ccead.puc-rio.br/condigital/mvsl/>> acesso em 28/11/2011.

DUAN, L., LIN, R., DENG, S., JIN, H., CAI, R. A novel IGCC system with steam injected H₂/O₂ cycle and CO₂ recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 45, p. 797-809, 2004.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (BRASIL). **Balanco Energético Nacional 2011: Ano base 2010 / Empresa de Pesquisa Energética**. – Rio de Janeiro : EPE, 2011. 266 p. : il. <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2011.pdf> acesso: 31/10/2011.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (BRASIL). **Balanco Energético Nacional 2013: Ano base 2012: Relatório Síntese** – Rio de Janeiro : EPE, 2011. 55 p. : il. <<https://ben.epe.gov.br/BENRelatorioSintese2013.aspx>> acesso: 25/06/2013.

ESPÍRITO SANTO, Z. N., ALMEIDA, L. T. **Etanol: Impactos Sócio-Ambientais De Uma Commodity Em Ascensão**. VII Encontro da Sociedade Brasileira de Economia Ecológica. Faculdade de Ciências e Letras de Araraquara - São Paulo, 2007. <<http://www.ecoeco.org.br/publicacoes/encontros/111-vii-encontro-nacional-da-ecoeco-fortaleza-ce-2007>> acesso em 28/11/2011.

FELFLI, F. E. F., LUENGO, C. A., SOLER, P. B.. **Torrefação de Biomassa: Características, Aplicações e Perspectivas**. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 3., 2000, Campinas. Proceedings online... Available from: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC00000000220000002000003&lng=en&nrm=abn>. Access on: 18 Oct. 2011.

FERREIRA, E. T. F. **Análise de sistemas de cogeração com gaseificação de licor negro no setor de papel e celulose**. – Guaratinguetá : 2008.

GTW. Outlook for coal-base IGCC power generation. **Gas Turbine World**, v. 37, n.1, p. 20-28, 2007a.

HALL, D. O.; HOUSE, J. I.; SCRASE, I. **Overview of Biomass Energy**. In. ROSILLO-CALLE, F., BAJAY, S. V. e ROTHMAN, H. Industrial Uses of Biomass. APUD: AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (BRASIL). Atlas de energia elétrica do Brasil / Agência Nacional de Energia Elétrica. – Brasília: ANEEL, 2002. 153 p.: il.

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.: il.

KANNICHE, M, BOUALLOU, C. CO₂ capture study in advanced integrated gasification combined cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 2693-2702, 2007.

KLEIN, D., BAUER, N., BODIRSKY, B., DIETRICH, J. P., POPP, A. Bio-IGCC with CCS as a long-term mitigation option in a coupled energy-system and land-use model. **Energy Procedia**, v. 4, p. 2933–2940, 2011.

KOTAS, T. J. **Exergy method of thermal plant analysis**. Essex: Butterworths, 1985. APUD: FERREIRA, E. T. F. Análise de sistemas de cogeração com gaseificação de licor negro no setor de papel e celulose. – Guaratinguetá : 2008.

LORA, E. S., ANDRADE, R. V. Biomass as energy source in Brazil. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, p. 777-788, 2009.

NASA Chemical Equilibrium with Applications (CEA). Disponível em : <<http://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/>> acesso 05/03/2011.

QUIRINO, W. F. **Briquetagem de resíduos ligno-celulósicos**. Rio de Janeiro, 2002 <<http://www.funtec.org.br/arquivos/briquetagem.pdf>> acesso 16/05/2012.

QUIRINO, W. F. **Características de briquetes de carvão vegetal a seu comportamento na combustão**. Piracicaba, 1991. 80 p. (Dissertação de Mestrado apresentada à ESALQ/LISP para obtenção do título de Mestre em Ciências Florestais). APUD: QUIRINO, W. F. Briquetagem de resíduos ligno-celulósicos. Rio de Janeiro, 2002 <<http://www.funtec.org.br/arquivos/briquetagem.pdf>> acesso 16/05/2012.

REN21 (Renewable Energy Network for the 21st Century). Renewable 2005 global status report. Paris/Washington (DC): REN21/Worldwatch Institute; 2005 [March 24]. APUD: DERMIRBAS, M. F., BALAT, M., BALAT, H. Potencial contribution of biomass to the sustainable energy development. *Energy Conversion and Management*, v. 50, p. 1746-1760, 2009.

RHODES, J. S., KEITH, D. W. Engineering economic analysis of biomass IGCC with carbon capture and storage. **Biomass and Bioenergy**, v. 29 ,p. 440–450, 2005.

ROSILLO-CALLE, F., BAJAY, S. V., ROTHMAN, H. **Uso da biomassa para produção de energia na indústria brasileira**. Campinas-SP, UNICAMP, 2005.

SANTARELLI, M., 1998. **Thermodynamic, economic and environmental considerations in the analysis and optimization of energy systems** Ph.D. Thesis, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino, Torino, Italy (in Italian). APUD: ALCÂNTARA, R. Internalização exergetica do custo de emissão de CO₂ em sistemas de cogeração. – Guaratinguetá: 2007.

SANTARELLI, M., BORCHIPELLINI, R., MASSARDO, A.F., 1999a. **Environomic optimization for combined plants including CO₂ influence**. ASME Paper 99-GT-5, Indianapolis. APUD: ALCÂNTARA, R. Internalização exergetica do custo de emissão de CO₂ em sistemas de cogeração. – Guaratinguetá: 2007.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica**, 6ª edição. São Paulo: editora Edgard Blücher Ltda., 2003. 577 p.

SMITH, A.R, KLOSEK, J. A review of air separation technologies and their integration with energy conversion processes. **Fuel Processing Technology**, v. 70, p. 115-134, 2001.

TANA, L. F. B.; **Análise Exergoeconômica de uma turbina a gás com recuperação química** – Guaratinguetá: 2010.

VALERO, A., LOZANO, M. A., SERRA, L. **Structural Theory of Thermoconomics**. Zaragoza, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Zaragoza, brochura, 1993. APUD: ALCÂNTARA, R. Internalização exergética do custo de emissão de CO₂ em sistemas de cogeração. – Guaratinguetá: 2007.

APÊNDICE A – Modelagem dos componentes (análise energética e exergética)

Compressores e unidade de separação de ar (ASU)

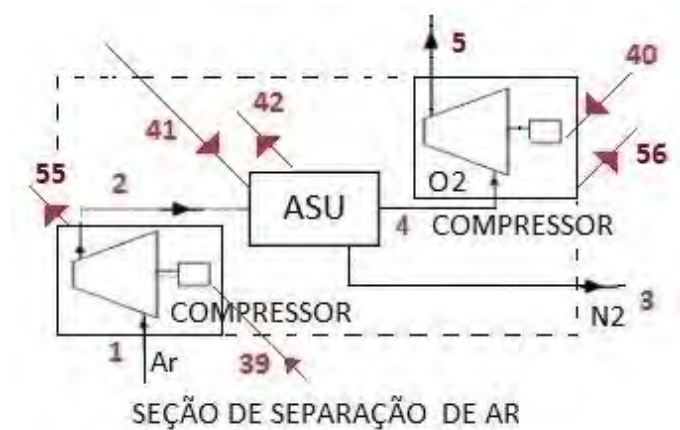


Figura 1 – Diagrama esquemático da seção de separação de ar

Tabela 1 – Propriedades das entradas e saídas da seção de separação de ar

Ponto	Descrição	Estado	m (kg/s)	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	B (kW)
1	ar	gasoso	141,40	0,1013	303,00	303,20	6,87	6,12
2	ar	gasoso	141,40	0,48	521,10	524,90	6,98	28180,00
3	N ₂	gasoso	108,50	0,48	288,00	297,80	6,34	15318,00
4	O ₂	gasoso	32,95	0,48	288,00	-10,62	-0,44	4081,00
5	O ₂	gasoso	32,95	2,50	565,20	252,70	-0,23	10922,00
38	W_Bresf							0,46
39	W_cpAR							31,50
40	W_cpO2							8,67
42	I_ASU							34,16
55	I_cpAR							3,32
56	I_cpO2							1,84

Nesta seção descreve-se o equacionamento utilizado na modelagem e expostos os resultados obtidos.

"Compressor de Ar"

Considerando-se $\eta_{cpAR} = 0,6$, $k_{AR} = 1,3$, a equação (18) para cálculo de exergias e balanços de massa e energia, definem-se na modelagem do compressor de ar as equações:

$$m[1]=m[2]$$

$$RP_AR = P[2]/P[1]$$

$$T[2] = T[1] * (1 + (1/\eta_{cpAR}) * ((P[2]/P[1])^{(k_{AR} - 1) / k_{AR}} - 1))$$

$$W_{cpAR} = m[1] * C_{pAR} * (T[2] - T[1]) = 31500 \text{ kW}$$

$$ex[1] = 0,21 * (C_{pO2} * ((T[1] - T_0) - T_0 * \ln(T[1]/T_0)) + (C_{pO2} - C_{vO2}) * T_0 * \ln(P[1]/P_0)) + 0,79 * (C_{pN2} * ((T[1] - T_0) - T_0 * \ln(T[1]/T_0)) + (C_{pN2} - C_{vN2}) * T_0 * \ln(P[1]/P_0)) = 0,0433 \text{ kJ/kg}$$

$$B[1] = m[1] * ex[1] = 6,124 \text{ kW}$$

$$ex[2] = (0,21 * (C_{pO2} * ((T[2] - T_0) - T_0 * \ln(T[2]/T_0)) + (C_{pO2} - C_{vO2}) * T_0 * \ln(P[2]/P_0)) + 0,79 * (C_{pN2} * ((T[2] - T_0) - T_0 * \ln(T[2]/T_0)) + (C_{pN2} - C_{vN2}) * T_0 * \ln(P[2]/P_0))) = 199,2 \text{ kJ/kg}$$

$$B[2] = m[2] * ex[2] = 28180 \text{ kW}$$

$$B[39] = W_{cpAR}$$

$$I_{CpAR} = B[1] + B[39] - B[2] = 3327 \text{ [kW]}$$

$$B[55] = I_{CpAR}$$

"ASU - Unidade Separadora de Ar"

$$m[2] = m[3] + m[4]$$

$$m[4] = m[5]$$

$$\{1O_2 + 3,76N_2 = \text{AR em n}^\circ \text{ de moles --> } 0,21*32 + 0,79*28 = 28,8 \text{ kg/kmol}$$

$$\text{Logo, } m_{O_2} = 32/137,28 = 0,233 \text{ e } m_{N_2} = 0,767\}$$

$$m[3] = 0,767 * m[2]$$

$$T_{criog} = 103 \text{ [K]} \quad \{T_{criog} = -170 \text{ }^\circ\text{C}\}$$

$$Q_{criog} = -m[2] * h[2] + m[3] * h_{N_2_criog} + m[4] * h_{O_2_criog} = -76160 \text{ kW}$$

$$W_{criog_SRC} * COP_SRC = -Q_{criog}$$

$$W_{criog_SRC} = 25387 \text{ kW}$$

$$COP_SRC = 3,0 \quad \{\text{Considerando Sistema de Refrigeração por Compressão}\}$$

$$B[3] = m[3] * (c_{p3} * (T[3] - T_0) - T_0 * (c_{p3} * \ln(T[3]/T_0) - R_3 * \ln(P[3]/P_0))) = 15318 \text{ kW}$$

$$\eta_{cpO2} = 0,7$$

$$T[5] = T[4] * (1 + (1/\eta_{cpO2}) * ((P[5]/P[4])^{(k_4 - 1) / k_{AR}} - 1))$$

$$W_{cpO2} = m[4] * (h[5] - h[4]) = 8677 \text{ [kW]}$$

$$B[4] = m[4] * (c_{p4} * (T[4] - T_0) - T_0 * (c_{p4} * \ln(T[4]/T_0) - R_4 * \ln(P[4]/P_0))) = 4081 \text{ kW}$$

$$B[5] = m[5] * (c_{p5} * (T[5] - T_0) - T_0 * (c_{p5} * \ln(T[5]/T_0) - R_5 * \ln(P[5]/P_0))) = 10922 \text{ kW}$$

$$I_{CpO2} = B[4] + B[40] - B[5] = 1836 \text{ [kW]}$$

$$B[56] = I_{CpO2}$$

$$I_{ASU} = B[2] + B[41] - B[3] - B[4] = 34167 \text{ [kW]}$$

$$B[40] = W_{cpO2}$$

$$B[41] = W_{criog_SRC}$$

$$B[42] = I_{ASU}$$

Gaseificador

A figura 2 representa a configuração dos equipamentos e com os fluxos que cruzam a seção de gaseificação do IGCC proposto.

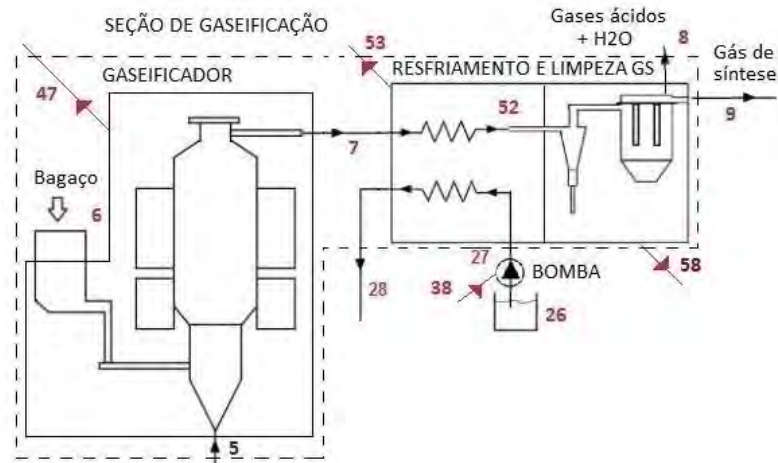


Figura 2 – Diagrama esquemático da seção de gaseificação

Tabela 2 – Propriedades das entradas e saídas da seção de gaseificação

Ponto	Descrição	Estado	m (kg/s)	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	B (kW)
5	O ₂	gasoso	32,95	2,50	565,20	252,7	-0,2309	10922,00
6	Bagaço	sólido (peletizado)	90,62		303,00			1870000,00
7	Gás de síntese	gasoso	123,60	2,20	1123			1334000,00
8	Gases ácidos + vapor H ₂ O	gasoso	13,01	2,00	673			10243,00
9	Gás de síntese	gasoso	110,60	2,00	673			1.132.000,00
27	Água	líquido comprimido	30,31	12,05	306,50	150,90	0,48	390,90
28	Água	vapor superaquecido	30,31	10,72	623	2896,00	5,88	34.845,00
52	Gás de síntese	gasoso	123,60	2,10	673			1.270.000,00
53	I_limp/resfGS							157081,00
58	I_limpGS							125884,00

"Gaseificador"

$m[7] = m[5] + m[6]$ "Desprezando-se as cinzas residuais"

$m = 0,3077$

$w = 0,082$

$m[6] = ((25,6 + w*18)/(m*2*16 + 25,6 + w*18)) * m[7]$

$m[6] = ((25,6 + w*18)/(m*2*16 + 25,6 + w*18)) * m[7]$

$exF[7] = Cp_{GS_7}m*((T[7] - T_0) - T_0*\ln(T[7]/T_0)) + R_7*T_0*\ln(P[7]/P_0)$

$exQ[7] = y_{CO}*269419 + y_{CO2}*14175 + y_{H2}*235250 + y_{N2}*640 + y_{H2O}*8635 +$

$R*T_0*(y_{CO}*\ln(y_{CO}) + y_{CO2}*\ln(y_{CO2}) + y_{H2}*\ln(y_{H2}) + y_{N2}*\ln(y_{N2}) +$

$y_{H2O}*\ln(y_{H2O}))$ {kJ/kmol} {Desconsiderada exQ_gases CH4, C2H4 e SO2}

{onde y_{XX} representa a razão entre número de mols do componente e o número de mols total dos produtos da reação}

$ex[7] = exF[7] + exQ[7]/MM_7$ {kJ/kg}

$B[7] = m[7]*ex[7]$ {kW}

$exF[52] = Cp_{GS_52}m*((T[52] - T_0) - T_0*\ln(T[52]/T_0)) + R_{52}*T_0*\ln(P[52]/P_0)$

$$\begin{aligned} \text{exQ}[52] &= y_{\text{CO}} \cdot 269419 + y_{\text{CO}_2} \cdot 14175 + y_{\text{H}_2} \cdot 235250 + y_{\text{N}_2} \cdot 640 + y_{\text{r_H}_2\text{O}} \cdot 8635 + \\ &R \cdot T_0 \cdot (y_{\text{CO}} \cdot \ln(y_{\text{CO}}) + y_{\text{CO}_2} \cdot \ln(y_{\text{CO}_2}) + y_{\text{H}_2} \cdot \ln(y_{\text{H}_2}) + y_{\text{N}_2} \cdot \ln(y_{\text{N}_2}) + \\ &y_{\text{r_H}_2\text{O}} \cdot \ln(y_{\text{r_H}_2\text{O}})) \quad \{\text{kJ/kmol}\} \quad \{\text{Desconsiderada exQ_gases CH}_4, \text{C}_2\text{H}_4 \text{ e SO}_2\} \\ \text{ex}[52] &= \text{exF}[52] + \text{exQ}[52]/\text{MM}_7 \quad \{\text{kJ/kg}\} \\ \text{B}[52] &= m[52] \cdot \text{ex}[52] \quad \{\text{kW}\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{exF}[9] &= C_{p_GS_9} m \cdot ((T[9] - T_0) - T_0 \cdot \ln(T[9]/T_0)) + R \cdot T_0 \cdot \ln(P[9]/P_0) \\ \text{exQ}[9] &= y_{\text{CO}} \cdot 269419 + y_{\text{CO}_2} \cdot 14175 + y_{\text{H}_2} \cdot 235250 + y_{\text{N}_2} \cdot 640 + R \cdot T_0 \cdot (y_{\text{CO}} \cdot \ln(y_{\text{CO}}) + \\ &y_{\text{CO}_2} \cdot \ln(y_{\text{CO}_2}) + y_{\text{H}_2} \cdot \ln(y_{\text{H}_2}) + y_{\text{N}_2} \cdot \ln(y_{\text{N}_2})) \quad \{\text{kJ/kmol}\} \quad \{\text{Desconsiderada exQ_gases} \\ &\text{CH}_4, \text{C}_2\text{H}_4 \text{ e SO}_2\} \\ \text{ex}[9] &= \text{exF}[9] + \text{exQ}[9]/\text{MM}_9 \quad \{\text{kJ/kg}\} \\ \text{B}[9] &= m[9] \cdot \text{ex}[9] \quad \{\text{kW}\} \end{aligned}$$

"Limpeza e Resfriamento dos gás de síntese"

{Remoção do SO₂ e do vapor de água na limpeza do gás de síntese}

$$\begin{aligned} m[7] &= m[9] + m[8] \\ m[7] &= m[52] \\ m[8] &= ((e + f)/(a + b + c + d + e + f + g + i)) \cdot m[7] \end{aligned}$$

"Coeficientes do Gás de Síntese (obtidos da modelagem do gaseificador utilizando O₂ puro)"

$$\begin{aligned} a &= 0,7491 \\ b &= 0,2504 \\ c &= 0,6653 \\ d &= 0,0004571 \\ e &= 0,1958 \\ f &= 0,00083 \\ i &= 8,604\text{E-}09 \\ g &= 0,0055 \end{aligned}$$

"Bomba de resfriamento do gás de síntese"

$$\begin{aligned} m[26] &= m[27] \\ W_{bR} &= m[27] \cdot (h[27] - h[26]) = 460,8 \text{ kW} \\ \eta_{bR} \cdot m[27] \cdot (h[27] - h[26]) &= m[27] \cdot (h_{s27} - h[26]) \\ \text{B}[38] &= W_{bR} \end{aligned}$$

"Trocador de calor para resfriamento"

$$\begin{aligned} m[27] &= m[28] \\ \eta_{\text{resf}} \cdot (m[7] \cdot C_{p_GS_7} \cdot (T[7] - T[52])) &= m[27] \cdot (h[28] - h[27]) \\ \eta_{\text{resf}} &= 0,85 \\ P[28] &= 0,95^3 \cdot P[27] \\ C_{p_GS\text{méd}} &= 1,676 \text{ {kJ/kg-K}} \\ Q_{\text{resf}} &= m[27] \cdot (h[28] - h[27]) = 83214 \text{ kW} \\ Q_{GS} &= m[7] \cdot C_{p_GS_7} \cdot (T[7] - T[52]) = 97899 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{exF}[26] &= h[26] - h_0 - T_0 \cdot (s[26] - s_0) \quad \{\text{Água Líquida}\} \\ \text{ex}[26] &= \text{exF}[26] \\ \text{B}[26] &= m[26] \cdot \text{ex}[26] \\ \text{exF}[27] &= h[27] - h_0 - T_0 \cdot (s[27] - s_0) \quad \{\text{Água Líquida}\} \\ \text{ex}[27] &= \text{exF}[27] \\ \text{B}[27] &= m[27] \cdot \text{ex}[27] \\ \text{exF}[28] &= h[28] - h_0 - T_0 \cdot (s[28] - s_0) \quad \{\text{Vapor de água}\} \\ \text{ex}[28] &= \text{exF}[28] \\ \text{B}[28] &= m[28] \cdot \text{ex}[28] \end{aligned}$$

$$I_{\text{gaseif}} = \text{B}[5] + \text{B}[6] - \text{B}[7] = 547154 \text{ kW}$$

$$\text{B}[47] = I_{\text{gaseif}}$$

{Seção de gaseificação total = Gaseif + resfriamento/limpeza}

$$\varepsilon_{\text{gaseificação}} \cdot (\text{B}[5] + \text{B}[6]) = \text{B}[8] + \text{B}[9] + \text{B}[28] - \text{B}[27]$$

$$\varepsilon_{\text{gaseificação}} = 0,6256$$

$$\varepsilon_{\text{gaseificador}} \cdot (B[5] + B[6]) = B[7]$$

$$\varepsilon_{\text{gaseificador}} = 0,7091$$

$$I_{\text{resfGS}} = B[7] - B[52] + B[27] - B[28] = 31198 \text{ kW}$$

$$B[53] = I_{\text{resfGS}}$$

$$\varepsilon_{\text{resf}} = (B[28] - B[27]) / (B[7] - B[52]) = 0,5248$$

$$I_{\text{limpGS}} = B[52] - B[8] - B[9] = 125884 \text{ kW}$$

$$B[58] = I_{\text{limpGS}}$$

Ciclo Combinado

- Ciclo a Gás

A figura 3 e tabela 3 representam, respectivamente a configuração dos equipamentos e a tabela de propriedades dos fluxos que cruzam o ciclo a gás do IGCC proposto.

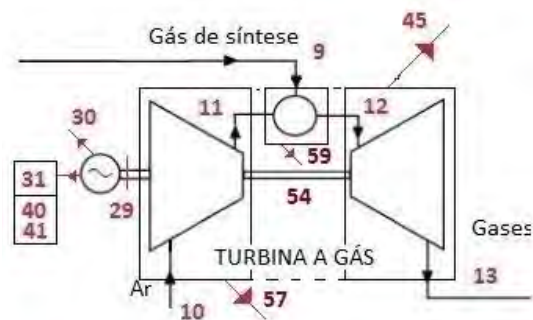


Figura 3 – Diagrama esquemático do conjunto a gás

Tabela 3 – Propriedades das entradas e saídas do conjunto a gás

Ponto	Descrição	Estado	m (kg/s)	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	B (MW)
9	Gás de síntese	gasoso	110,60	2,00	673			1.132,00
10	Ar	gasoso	1397,00	0,1013	298	298,20	6,86	0,00001
11	Ar	gasoso	1397,00	1,945	910	945,60	7,17	798,37
12	Gases	gasoso	1508,00	1,85	1573			1.985,00
13	Gases exaust.	gasoso	1508,00	0,12	898			584,95
29	Wliq_TG							389,47
30	I_gertg							19,47
31	Ep_TG							335,94
40	W_cpo2							8,67
41	Q_criog							25,39
45	I_tg							157,51
54	W_tg							1.250,00
57	I_cptg							66,25
59	I_cctg							54,95

"Compressor da TG"

$$m[10] = m[11]$$

$$W_{\text{cpTG}} = m[10] \cdot C_{p_AR_10} \cdot (T[11] - T[10]) = 864615 \text{ kW}$$

$$\eta_{cpTG} = 0,7$$

$$RP_{cpTG} = P[11] / P[10] = 19,2 \text{ \{fornecido nos catálogo do fabricante TG\}}$$

$$k_{AR_10} = C_{p_AR_10} / C_{v_AR_10}$$

$$exF[10] = C_{p_AR_10} m * ((T[10] - T_0) - T_0 \ln(T[10]/T_0)) + R_{10} T_0 \ln(P[10]/P_0)$$

$$ex[10] = exF[10]$$

$$B[10] = m[10] * ex[10]$$

$$exF[11] = C_{p_AR_11} m * ((T[11] - T_0) - T_0 \ln(T[11]/T_0)) + R_{11} T_0 \ln(P[11]/P_0)$$

$$ex[11] = exF[11]$$

$$B[11] = m[11] * ex[11]$$

$$I_{CpTG} = B[10] - B[11] + B[54] - B[29] = 66249 \text{ kW}$$

$$B[57] = I_{CpTG}$$

"Camara de Combustão"

$$m[12] = m[11] + m[9]$$

$$\Delta_P = 0,05 \quad \{\Delta_P = 3 \text{ a } 5\%\}$$

$$P[12] = P[11] * (1 - \Delta_P)$$

$$\eta_{cc} = 0,99$$

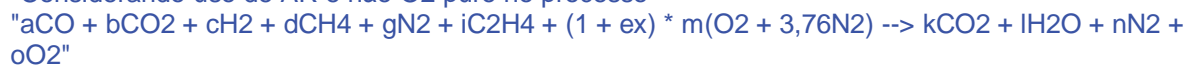
$$C_{p_gases} = 1,232 \text{ kJ/kg-K \{Obtido de cálculos da combustão do gás de síntese\}}$$

$$PCI_{GS} = 11253 \text{ \{kJ/kg --> fazer conversão qnd acoplar c/ calculos do PCI usando O2 na gaseificação da outra modelagem\}}$$

$$m[12] * C_{p_gases} * (T[12] - T[11]) = m[9] * \eta_{cc} * PCI_{GS}$$

"Equação de Reação Global para o processo de combustão do Gás de Síntese:"

"Considerando uso de AR e não O2 puro no processo"



$$k = 0,5986 \quad \{\text{coeficientes obtidos da modelagem da queima do gás de síntese na TG}\}$$

$$l = 0,3987$$

$$n = 3,483$$

$$o = 0,7204$$

$$exF[12] = C_{p_GS_12} * ((T[12] - T_0) - T_0 \ln(T[12]/T_0)) + R_{12} T_0 \ln(P[12]/P_0)$$

$$exQ[12] = y_{g_CO_2} * 14175 + y_{g_H_2O} * 8635 + y_{g_N_2} * 640 + y_{g_O_2} * 8682 +$$

$$R * T_0 * (y_{g_CO_2} \ln(y_{g_CO_2}) + y_{g_H_2O} \ln(y_{g_H_2O}) + y_{g_N_2} \ln(y_{g_N_2}) + y_{g_O_2} \ln(y_{g_O_2}))$$

$$\{\text{kJ/kmol}\}$$

{onde y_g_{XX} representa a razão entre número de mols do componente e o número de mols total dos produtos da reação de combustão}

$$ex[12] = exF[12] + exQ[12]/MM_{13}$$

$$B[12] = m[12] * ex[12]$$

$$exF[13] = C_{p_GS_13} m * ((T[13] - T_0) - T_0 \ln(T[13]/T_0)) + R_{13} T_0 \ln(P[13]/P_0)$$

$$exQ[13] = y_{g_CO_2} * 14175 + y_{g_H_2O} * 8635 + y_{g_N_2} * 640 + y_{g_O_2} * 8682 +$$

$$R * T_0 * (y_{g_CO_2} \ln(y_{g_CO_2}) + y_{g_H_2O} \ln(y_{g_H_2O}) + y_{g_N_2} \ln(y_{g_N_2}) + y_{g_O_2} \ln(y_{g_O_2}))$$

$$\{\text{kJ/kmol}\}$$

$$ex[13] = exF[13] + exQ[13]/MM_{13} \quad \{\text{kJ/kg}\}$$

$$B[13] = m[13] * ex[13] \quad \{\text{kW}\}$$

$$I_{ccCG} = B[11] + B[9] - B[12] = -54946 \text{ kW}$$

$$B[59] = I_{ccCG}$$

"Turbina a gás"

$$m[12] = m[13]$$

$$W_{TG} = m[12] * C_{p_gases} * (T[12] - T[13]) = 1,254E+06 \text{ kW}$$

$$T[13] = T[12] * (1 - \eta_{TG} * (1 - (P[13] / P[12])^{(k_g - 1) / k_g}))$$

$$k_g = 1,295 \quad \{\text{calculado na modelagem da combustão do GS, sendo } k_g = C_{p_gases} / C_{v_gases}\}$$

$$W_{TGliq} = W_{TG} - W_{cpTG} = 389474 \text{ kW}$$

"Ponto de projeto de Ep_{TG} definido através de estudo paramétrico para compatibilizar Q_{GS} com o Q_{resf}"

$$Ep_{TG} = 370000 \quad \{\text{kW para atender demanda elétrica, sendo } \eta_{ger} = 0,97\}$$

$$\text{razão_ARCOMB} = m[11] / m[9]$$

$$\text{HR} = 11500 \text{ kJ/kWh} \quad \{\text{Heat Rate estimado usando GS ; valor do conjunto a gás selecionado } 9000 \text{ p/ GN --> } 40\% \text{ efic_CC}\}$$

$$\eta_{\text{CG}} = 3600 / \text{HR}$$

$$\eta_{\text{CG}} * m[9] * \text{PCI_GS} = W_{\text{TGLiq}}$$

$$I_{\text{TG}} = B[12] - B[13] - B[54] = 146207 \text{ kW}$$

$$\varepsilon_{\text{CG}} * (B[10] + B[9] - B[13]) = W_{\text{TGLiq}} = 0,712$$

$$I_{\text{gerTG}} = B[29] - B[31] - B[40] - B[41] = 19474 \text{ kW}$$

$$B[29] = W_{\text{TGLiq}}$$

$$B[30] = I_{\text{gerTG}}$$

$$B[31] = E_{\text{p_TG}} - W_{\text{criog_SRC}} - W_{\text{cpO2}}$$

$$B[45] = I_{\text{TG}}$$

$$B[54] = W_{\text{TG}}$$

• Ciclo a Vapor

- A figura 4 representa a configuração dos equipamentos e os fluxos referentes à unidade de vapor do ciclo IGCC.

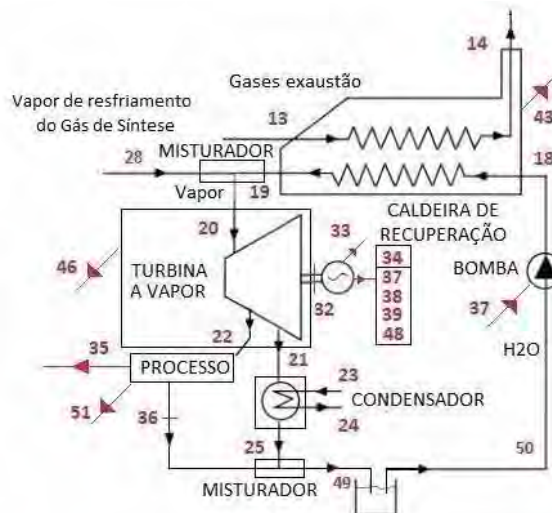


Figura 4 – Diagrama esquemático do ciclo a vapor

Tabela 4 – Propriedades das entradas e saídas do ciclo a vapor

Ponto	Descrição	Estado	m (kg/s)	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	x	B (MW)
18	Água	líquido comprimido	304,10	12,5	307	153,1	0,49		3,94
19	Vapor Água	vapor superaquecido	304,10	10,72	623	2896	5,88		349,55
20	Vapor Água	vapor superaquecido	334,40	10,72	623	2896	5,88		384,39
21	Vapor Água	vapor saturado	319,40	0,005	306	2439	7,99	0,95	19,40
22	Vapor Água	vapor (PROCESSO)	15,00	5	593	2984	6,31		16,62
23	Água	líquido comprimido	5868,00	0,3013	298	104,4	0,36		1,18

24	Água	líquido	5868,00	0,1013	328	229,70	0,77		34,74
25	Água	líquido comprimido	319,40	0,005	306	137,70	0,48	0	0,11
26	Água	líquido	30,31	0,1013	305,5	135,70	0,47		0,01
27	Água	líquido comprimido	30,31	12,50	306,5	150,90	0,48		0,39
28	Água	vapor superaquecido	30,31	10,72	623	2896,00	5,88		34,84
32	W_tv								144,51
33	I_gertv								7,23
34	Ep_TV (excedente)								0,005
35	Q_processo				383,9				9,56
36	Água	líquido comprimido	15,00	0,005	305,5	135,60	0,47		0,004
37	W_btv								5,32
38	W_bresf								0,46
39	W_cpar								31,50
43	I_hrsg								135,53
46	I_tv								203,86
49	Água	líquido comprimido	334,40	0,005	305,5	135,60	0,47		0,12
50	Água	líquido comprimido	304,10	0,005	305,5	135,60	0,47		0,09
51	I_proc								7,05

"Caldeira de recuperação - HRSG s/ queima suplementar"

$$m[13] = m[14]$$

$$m[18] = m[19]$$

$$P[19] = 0,95^3 * P[18] \quad \{\text{Admitindo-se 5\% de perda de carga na HRSG}\}$$

$$P[14] = 0,95 * P[13]$$

$$\eta_{CR} * m[13] * Cp_{gases} * (T[13] - T[14]) = m[18] * (h[19] - h[18])$$

$$Q_{gCR} = \eta_{CR} * (m[13] * Cp_{gases} * (T[13] - T[14]))$$

$$Q_{gCR} = 834087 \text{ kW}$$

$$Q_{CRaTV} = m[19] * (h[19] - h[18]) = 834087 \text{ kW}$$

$$exF[14] = Cp_{GS_14} * ((T[14] - T_0) - T_0 * \ln(T[14]/T_0)) + R_{14} * T_0 * \ln(P[14]/P_0)$$

$$exQ[13] = exQ[14]$$

$$ex[14] = exF[14] + exQ[14]/MM_{13} \quad \{\text{kJ/kg}\}$$

$$B[14] = m[14] * ex[14] \quad \{\text{kW}\}$$

$$exF[18] = h[18] - h_0 - T_0 * (s[18] - s_0) \quad \{\text{Água Líquida}\}$$

$$ex[18] = exF[18]$$

$$B[18] = m[18] * ex[18]$$

$$exF[19] = h[19] - h_0 - T_0 * (s[19] - s_0) \quad \{\text{Vapor de água}\}$$

$$ex[19] = exF[19]$$

$$B[19] = m[19] * ex[19]$$

$$I_{HRSG} = B[13] + B[18] - (B[14] + B[19]) = 135535 \text{ kW}$$

$$\varepsilon_{HRSG} * (B[13] - B[14]) = B[19] - B[18]$$

$$\varepsilon_{HRSG} = 0,7183$$

$$B[43] = I_{HRSG}$$

{" Temperatura do Pinch-Point --> Delta_pp = 10 a 30 °C"

$$\frac{(T[14]-273)-(T[13]-273)}{(Q_g)=(((T_{sat}-273)+dtp)-(T[13]-273)))/(Q_l)}$$

$$Q_g = m[13] * Cp_{gases} * (T[13] - T[14])$$

$$Q_a = m[18] * (h[19] - h[18])$$

$$Q_l = m[18] * (h[19] - h_l) \quad \{h_l \rightarrow \text{entalpia do líquido saturado}\}$$

$$Q_v = m[18] * (h[19] - h_v) \quad \{h_v \rightarrow \text{entalpia do vapor saturado}\}$$

"Bomba do ciclo vapor"

$$m[50] = m[18]$$

$$W_{bTV} = m[18] * (h[18] - h[50]) = 5320 \text{ kW}$$

$$\eta_{bTV} * m[18] * (h[18] - h[50]) = m[18] * (hs18 - h[50])$$

$$\eta_{bTV} = 0,716$$

$$B[37] = W_{bTV}$$

$$exF[50] = h[50] - h_0 - T_0 * (s[50] - s_0) \quad \{\text{Água Líquida}\}$$

$$ex[50] = exF[50]$$

$$B[50] = m[50] * ex[50]$$

"Turbina a vapor"

$$m[22] = 15 \quad \{\text{Simplificando para calculos iniciais}\}$$

$$m[20] = m[19] + m[28]$$

$$m[20] = m[22] + m[21]$$

$$m[28] * h[28] + m[19] * h[19] = m[20] * h[20] \quad \{\text{Existe TC tipo misturador}\}$$

$$W_{TV} = m[20] * h[20] - m[22] * h[22] - m[21] * h[21] = 144511 \text{ kW}$$

$$\{Ep_{TV} = 250000 \text{ [kW] Limite máximo de geração}\}$$

$$\eta_{TV} * (m[20] * h[20] - m[21] * hs21 - m[22] * hs22) = W_{TV}$$

$$\eta_{TV} = 0,85$$

$$Ep_{TV} = 0,95 * W_{TV}$$

$$m[36] = m[22]$$

$$Q_{Processo} = m[22] * (h[22] - h[36]) = 42723 \text{ kW}$$

$$exF[20] = h[20] - h_0 - T_0 * (s[20] - s_0)$$

$$ex[20] = exF[20]$$

$$B[20] = m[20] * ex[20]$$

$$exF[21] = h[21] - h_0 - T_0 * (s[21] - s_0) \quad \{\text{caso de saturação}\}$$

$$ex[21] = exF[21]$$

$$B[21] = m[21] * ex[21]$$

$$exF[22] = h[22] - h_0 - T_0 * (s[22] - s_0) \quad \{\text{Vapor de água}\}$$

$$ex[22] = exF[22]$$

$$B[22] = m[22] * ex[22]$$

$$I_{TV} = B[20] - (B[21] + B[22] + B[32]) = 203863 \text{ kW}$$

$$\varepsilon_{TV} * (B[20] - B[22] - B[21]) = W_{TV}$$

$$\varepsilon_{TV} = 0,4148$$

$$I_{gerTV} = B[32] - (B[34] + B[37] + B[38] + B[39] + B[48]) = 7226 \text{ kW}$$

$$B[32] = W_{TV}$$

$$B[33] = I_{gerTV}$$

$$B[34] = Ep_{TV} - W_{bTV} - W_{bR} - W_{cpAR} - W_{cpCO2} \quad \text{"pnt[34] --> representa excedente da Ep_{TV} a ser entregue na rede"}$$

$$B[46] = I_{TV}$$

$$B[35] = Q_{Processo} * (1 - T_0/T[35])$$

$$I_{PROC} = B[22] - B[35] - B[36] = 7054 \text{ kW}$$

$$B[51] = I_{PROC}$$

$$exF[36] = h[36] - h_0 - T_0 * (s[36] - s_0) \quad \{\text{Água Líquida}\}$$

$$ex[36] = exF[36]$$

$$B[36] = m[36] * ex[36]$$

$$T_{ML} * \ln((T[22] - T_0)/(T[36] - T_0)) = (T[22] - T_0) - (T[36] - T_0)$$

$$T[35] = T[36] + T_{ML}$$

"Condensador"

"SEÇÃO DE REMOÇÃO DE CO2"

"Compressores de CO2 --> Processos de Absorção física e Liquefação"

$$m[14] = m[15] + m[16] + m[17]$$

{Reação de combustão do GS: $a\text{CO} + b\text{CO}_2 + c\text{H}_2 + d\text{CH}_4 + g\text{N}_2 + i\text{C}_2\text{H}_4 + (1 + ex) * m(\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2) \rightarrow k\text{CO}_2 + l\text{H}_2\text{O} + n\text{N}_2$ }

{ $k*(12 + 2*16) + l*(2*1 + 16) + n*(2*14) = 44*k + 18*l + 28*n$ kg/mol de GASES, sendo $m_{(\text{N}_2 + \text{H}_2\text{O})} = m[14]$ e $m_{\text{CO}_2} = m[15]$ }

$$m[15] = m[14] * (18*l) / (44*k + 18*l + 28*n)$$

$$m[16] = m[14] * (28*n) / (44*k + 18*l + 28*n)$$

$W_{\text{cpCO}_2} = 100000 \text{ kW}$ {Aplicou-se interpolação linear para determinar W_{cpCO_2} na vazão requerida pelo IGCC em relação ao proposto em Chiesa & Lozza (42380 [kW])}

$$\text{ex}[15] = h[15] - h_0 - T_0*(s[15] - s_0)$$

$$\text{ex}[15] = \text{ex}[15]$$

$$B[15] = m[15]*\text{ex}[15]$$

$$\text{ex}[16] = (Cp_{\text{N}_2})*((T[16] - T_0) - T_0*\ln(T[16]/T_0)) + R_{16}*T_0*\ln(P[16]/P_0)$$

$$\text{ex}[16] = \text{ex}[16]$$

$$B[16] = m[16]*\text{ex}[16]$$

$$\text{ex}[17] = (Cp_{\text{N}_2})*((T[17] - T_0) - T_0*\ln(T[17]/T_0)) + R_{17}*T_0*\ln(P[17]/P_0)$$

$$\text{ex}[17] = \text{ex}[17]$$

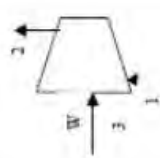
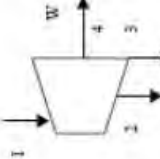
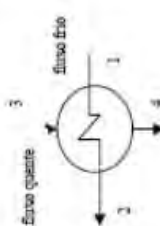
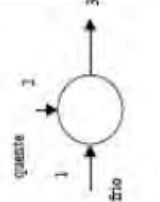
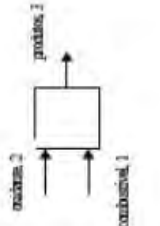
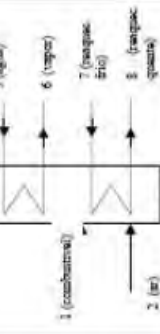
$$B[17] = m[17]*\text{ex}[17]$$

$$I_{\text{LiquefCO}_2} = B[14] + B[48] - (B[15] + B[16] + B[17]) = 22552 \text{ kW}$$

$$B[44] = I_{\text{LiquefCO}_2}$$

$$B[48] = W_{\text{cpCO}_2}$$

APÊNDICE B – Relações auxiliares para a determinação dos custos exeréticos

componente	compressor, bomba ou ventilador	turbina ou expensor	trocador de calor	unidade de mistura	gaseificador ou câmara de combustão	caldeira
esquema						
Exergia dos Insumos (F)	W	$B_1 - B_2 - B_3$	$B_3 - B_4$	$B_1 + B_2$	$B_1 + B_2$	$(B_1 + B_2) - (B_3 + B_4)$
Exergia dos Produtos (P)	$B_2 - B_1$	W	$B_2 - B_1$	B_3	B_3	$(B_6 - B_5) + (B_8 - B_7)$
Custo dos Insumos	C_W	$C_1 - C_2 - C_3$	$C_3 - C_4$	$C_1 + C_2$	$C_1 + C_2$	$(C_1 + C_2) - (C_3 + C_4)$
Custos dos Produtos	$C_2 - C_1$	C_W	$C_2 - C_1$	C_3	C_3	$(C_6 - C_5) + (C_8 - C_7)$
Relações adicionais	--	$C_2 = C_3 = C_1$	$C_4 = C_3$	--	--	$\frac{C_6 - C_5}{B_6 - B_5} = \frac{C_8 - C_7}{B_8 - B_7}$
Variável calculada pelo balanço de custo	C_2	C_W	C_2	C_3	C_3	C_5 OU C_8

Fonte: Bejan et al., 1996 (pgs. 152 e 421)

Nota: para simplificar apresentaram-se os elementos de Exergia (B) e de Custo (C) sem anotação da unidade de tempo

