

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Antonio Garrido
Gallego APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 20/12/2004
Llagostera
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Modelagem Computacional e Análise
Termodinâmica de Sistemas de Geração de
Potência utilizando Gaseificação de Licor Negro

Autor : **Antonio Garrido Gallego**
Orientador: **Jorge Isaias Llagostera Beltran**

01/04

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

**Modelagem Computacional e Análise
Termodinâmica de Sistemas de Geração de
Potência utilizando Gaseificação de Licor Negro**

Autor : Antonio Garrido Gallego

Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran

Curso: Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

**Campinas, 2004
S.P. - Brasil**

UNIVERSIDADE	BC
CHAMADA	T/UNICAMP
	G135m
EX	
OMBO BCI	63598
ROC.	16.P00086-05
C	☐
D	☒
PREÇO	1100
DATA	19/05/05
Nº CPD	

BIBID - 349341

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Antonio Garrido Gallego

Gallego, Antonio Garrido

G135m

G135m

Modelagem computacional e análise termodinâmica
de sistemas de geração de potência utilizando
gaseificação de licor negro / Antonio Garrido Gallego.--
Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Modelagem. 2. Termodinâmica. 3. Engenharia
térmica. 4. Gaseificação. 5. Indústria Celulose. 6.
Simulação (Computadores). I. Beltran, Jorge Isaias
Llagostera. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

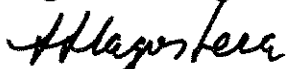
Modelagem Computacional e Análise

Termodinâmica de Sistemas de Geração de

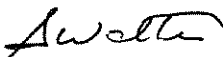
Potência utilizando Gaseificação de Licor Negro.

Autor: **Antonio Garrido Gallego**

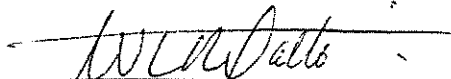
Orientador: **Jorge Isaias Llagostera Beltrán**



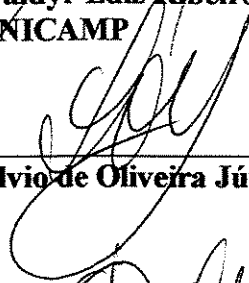
**Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltrán, presidente
DE/FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Arnaldo César da Silva Walter
DE/FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo
DE/FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior
EPUSP**



**Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
UNESP-Guaratinguetá**

Campinas, 20 de dezembro de 2004

Agradecimentos

Ao meu pai (in memorian) e a minha mãe pela motivação para vencer as barreiras.

A minha esposa e as minhas filhas que sempre me apoiaram nesta caminhada.

Aos professores da Faculdade de Engenharia Arquitetura e Urbanismo (UNIMEP), pelo apoio durante esta caminhada.

Aos professores e amigos Faria e Paulo Jorge pelo apoio e pelas importantes contribuições nas áreas de termodinâmica e meio ambiente.

Ao professor Jorge Llagostera, pela orientação, pela dedicação e pela amizade.

Resumo

Gallego, Antonio Garrido; Modelagem computacional e análise termodinâmica de sistemas de geração de potência utilizando gaseificação de licor negro. Campinas: FEM, UNICAMP, 2004. 202p. Tese (Doutorado)

O setor de papel e celulose é um grande consumidor de energia, na forma de eletricidade e vapor de processo. Sistemas de cogeração têm sido utilizados em fábricas de produção de celulose, em particular o processo Kraft, sendo responsável por aproximadamente 50 por cento do total de eletricidade consumida em empresas de produção de celulose e em empresas integradas. O sistema geralmente usado é composto de caldeira de biomassa, queimando cavacos, cascas e resíduos de madeira, e caldeira de recuperação Tomlinson, queimando licor negro, que contém substâncias orgânicas (lignina) dissolvidas provenientes das fibras de celulose. Como a produção de ambos combustíveis depende da produção de celulose, o aumento da geração de potência é limitado com a tecnologia atual. Vários centros de pesquisa propõem novas tecnologias como: Sistema Integrado de Gaseificação de Biomassa e Ciclo Combinado (BIG/CC) e Gaseificação de Licor Negro e Ciclo Combinado (BLG/CC) estas são tecnologias em desenvolvimento em países como Estados Unidos, Finlândia e Suécia. Estudos realizados indicam que a tecnologia de BLGCC tem potencial de aumentar significativamente a quantidade de eletricidade produzida a partir do licor negro. O Sistema de Gaseificação de Licor Negro e Ciclo Combinado (BLGCC) possui potencial de dobrar a energia elétrica a ser fornecida à indústria de celulose Kraft, além de melhores perspectivas ambientais e de custo se comparado com a caldeira de recuperação (caldeira Tomlinson) com turbina a vapor. Neste trabalho, diferentes configurações de Gaseificação de Licor Negro e Ciclo Combinado (BLGCC) foram propostas: gaseificador a baixa temperatura operando a 700°C e ar a baixa pressão (0,2 MPa), gaseificador a alta temperatura operando a 950°C e ar pressurizado a 2,5 MPa, gaseificador a alta temperatura operando a 1000°C e oxigênio pressurizado a 2,5 MPa, e gaseificador a alta temperatura operando a 1400°C e oxigênio pressurizado a 2,5 MPa. Essas quatro configurações são comparadas ao sistema com Caldeira Tomlinson e turbina a vapor. Para avaliar as características termodinâmicas das diferentes configurações de ciclos, um programa computacional foi desenvolvido para modelar os equipamentos do ciclo de potência como gaseificador, turbina a gás, caldeira de recuperação, e turbina a vapor. Os resultados permitiram avaliar a influência dos vários parâmetros de desempenho do ciclo a partir do uso da primeira lei e da segunda lei da Termodinâmica. O modelo desenvolvido possibilitou identificar as irreversibilidades nos sistemas e sub-sistemas, as vantagens e na discussão sobre perspectivas para implantação da Gaseificação de Licor Negro e Ciclo Combinado (BLGCC) no setor de papel e celulose.

Palavras chave:

Licor Negro, Gaseificação, Modelagem Computacional, Análise Termodinâmica, Análise Exergética.

Abstract

Gallego, Antonio Garrido; Computational Modeling and Thermodynamics analysis of Power Cycle Systems using Black Liquor Gasification. Campinas: FEM, UNICAMP, 2004. 164p. Tese (Doutorado)

The pulp and paper industry is a large energy consumer, mainly in the forms of electricity and process steam. Cogeneration systems have long been applied in pulp mills, particularly in Kraft process, where they are responsible for roughly 50 per cent of the total of the electricity consumed by an pulp plant and integrated plant. The most generally used system is composed of a biomass boiler, burning bark, branches and waste wood and recovery Tomlison boiler, burning black liquor which contains most of the organic substances (lignin) that must be dissolved in order to release the cellulose fibbers. Since the production of both fuels depend on the pulp production, the increase in power generation is limited with the present technology. Many research centers have been proposing new technologies: the Biomass Integrated Gasifier/Combined Cycle (BIG/CC) and Black Liquor Gasifier/ Combined Cycle (BLG/CC) are technologies in development in countries like United States, Finland and Sweden. Studies have indicated that BLG/CC technology have the potential for a significant increase in the amount of electricity produced from the black liquor. Black Liquor Gasification with an integrated Combined Cycle (BLGCC) has the potential to double the amount of net electricity in a Kraft Pulp mill, with prospective environmental and capital cost benefits compared to a Recovery Boiler (Tomlison Boiler) with a steam turbine. In this work, a thermodynamic analysis of different proposals of Black Liquor Gasifier/ Combined Cycle (BLGCC) is made: low temperature gasifier, which operates at 700°C and the air is blown at low pressure (0,2 MPa), high temperature gasifier operating at 950°C and pressurized air is blown at 2,5 MPa, high temperature gasifier operating at 1000°C and pressurized oxygen at 2,5 MPa and high temperature gasifier operating at 1400°C and pressurized oxygen at 2,5 MPa. These four proposals are compared to a Tomlison Boiler with a steam turbine. To assess the thermodynamic characteristics of the different cycle configurations, a computer program was developed to model a power cycle equipped with a gasifier, a gas turbine, a heat recovery steam generator and a steam turbine. The results permit to evaluate the influence of several parameters on the cycle performance according to the First and Second Laws of Thermodynamics. The developed modeling allowed the evaluated to identify the irreversibilities in the systems and sub-systems, their advantages and to discuss the perspectives for the implementation of Black Liquor Gasifier/ Combined Cycle (BLGCC) in the pulp and paper sector.

Key words:

Black liquor, Gasification, Computational Modeling, Thermodynamic Analysis, Exergetic Analysis.

ÍNDICE

Lista de Figuras	iii
Lista de Tabelas	v
Nomenclaturas	vi
1. Introdução	01
2. Revisão da literatura	05
2.1. Desenvolvimento e evolução da gaseificação de licor negro	08
2.2. Modelagem do processo de gaseificação de licor negro	27
2.3. Utilização de gaseificação de licor negro	28
3. Setor de Papel e Celulose e o processo Kraft	45
3.1. O setor de papel e celulose: produção e consumo de energia	45
3.2. Análise do Setor de Papel e Celulose	52
3.3. Processo Kraft	57
4. Descrição dos ciclos de potência estudados.....	61
4.1. Descrição de ciclo combinados utilizando gaseificação de licor negro	69
4.1.1. Fluxograma do sistema BLGCC, com gaseificação atmosférica utilizando ar	70
4.1.2. Fluxograma do sistema BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando ar	71
4.1.3. Fluxograma do sistema BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando oxigênio	72
4.1.4. Fluxograma do sistema Caldeira de Recuperação e ciclo a vapor	74
4.2. Descrição das características dos equipamentos que compõe às configurações.....	75
4.2.1. Equipamentos que são comuns às configurações.....	75

4.2.2. Equipamentos Específicos de cada configuração.....	78
4.2.2.1. Configuração BLGCC, com gaseificação atmosférica utilizando ar	79
4.2.2.2. Configuração BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando ar	80
4.2.2.3. Configuração BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando oxigênio	80
4.2.2.4. Sistema utilizando caldeira de recuperação Tomlinson e ciclo Rankine	81
5. Metodologia de modelagem computacional e de análise termodinâmica	82
5.1. Características dos algoritmos	82
5.2. Características da modelagem dos principais equipamentos das propostas	83
5.3. Aplicação do modelo à análise termodinâmica do ciclo	90
5.4. Análise termoeconômica	99
6. Capítulo 6 - Resultados	112
7. Capítulo 7 - Conclusões	138
8. Referências Bibliográficas.....	143
9. Anexos	153

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Conversão de carbono em função da temperatura de gaseificação do licor negro para duas pressões de trabalho (1 bar e 20 bar) e diferentes relações ar/combustível (0 para relação ar/combustível na condição estequiométrica e 0,3 referente a 30% do ar estequiométrico). No eixo y está a fração total de carbono do gás em equilíbrio.	11
Figura 2.2 - Gaseificador de Leito Fluidizado similar ao desenvolvido pela ABB.	14
Figura 2.3 - Gaseificador NSP.	15
Figura 2.4 - Gaseificador desenvolvido pela Champion e Rockwell.	16
Figura 2.5 - Gaseificador desenvolvido pelo VTT.	17
Figura 2.6 - Gaseificador Tampella.	19
Figura 2.7 - Gaseificador MTCL.	21
Figura 2.8 - Reformador de vapor que será instalado na Universidade de Utah.	22
Figura 2.9 - Gaseificador Chemrec.	23
Figura 2.10 - Esquema do processo de gaseificação instalado em Weyerhaeuser.	24
Figura 2.11 - Proposta de sistema BLGCC utilizando gaseificador Chemrec.	30
Figura 2.12 - Proposta de Sistema Híbrido de Energia.	34
Figura 2.13 - Gaseificador Ideal.	39
Figura 3.1 - Produção de Papel/Celulose e Demanda de Energia.	46
Figura 3.2 - Representatividade da produção de Celulose de alguns dos grandes produtores de papel e celulose do mundo.	47
Figura 3.3 - Perfil de consumo de celulose no Brasil - período de 1981/2002.	49
Figura 3.4 - Principais produtores de papel no Brasil - período de 1995/1999.	50
Figura 3.5 - Consumo de papel no Brasil.	51
Figura 3.6 - Representatividade dos energéticos no setor de Papel e Celulose.	55
Figura 3.7 - Fluxograma do processo de pasta Kraft.	59
Figura 3.8 - Diagrama esquemático de uma caldeira de recuperação.	61
Figura 3.9 - Fluxograma do sistema de Recuperação do Processo "Kraft".	61
Figura 4.1 - Sistema integrado de gaseificação de licor negro e ciclo combinado.	63
Figura 4.2 - Potência produzida em função da conversão do carbono em 3 níveis de temperatura de gaseificação.	65
Figura 4.3 - Potência produzida em função da temperatura de gaseificação (700°C e 900°) e da temperatura do gás na saída do sistema de limpeza.	65

Figura 4.4 - Simulações realizadas para configurações BLGCC.	66
Figura 4.5 - Configuração BLGCC: gaseificação com ar, pressão 200kPa e temperatura de 700°C.	70
Figura 4.6 - Configuração BLGCC: gaseificação com ar, pressão de 2,5MPa e temperatura de 950°C.	72
Figura 4.7 - Sistema de BLGCC: gaseificação com oxigênio, pressão de 2,5MPa e temperatura de 1000 a 1400°C.	73
Figura 4.8 - Caldeira de recuperação "Tomlinson" e ciclo de turbina a vapor.	74
Figura 4.9 - Estimativa dentre a capacidade de configurações de BLGCC e alguns modelos específicos de modelos de turbinas a gás. Turbinas a gás modificadas para uso em ciclos bombinados integrados de gaseificação (IGCC) estão representadas nos blocos sombreados.	76
Figura 5.1 - Fluxograma de operação do programa para simulação das configurações.	89
Figura 5.2 - Distribuição de temperatura no interior do HRSG.	94
Figura 5.3 - Fluxograma das correntes e dos componentes que compõem a turbina a gás.	96
Figura 6.1 - Relação trabalho e calor em função da quantidade de celulose que cada proposta de geração proporciona. A linha cheia é referente à extração 0% e a linha tracejada à extração de 50%.	122
Figura 6.2 - Eficiência de 1ª Lei de cada uma das configurações em função da extração de vapor na turbina a vapor e a quantidade de energia adicionada com a biomassa.	124
Figura 6.3 - Eficiência de 2ª Lei de cada uma das propostas em função da extração de vapor na turbina a vapor e a quantidade de energia adicionada com a biomassa.	125
Figura 6.4 - Diagrama de Grassmann da proposta com Caldeira de Recuperação "Tomlisson".	135
Figura 6.5 - Diagrama de Grasmann da proposta de BLGCC com ar atmosférico.	135

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Tabela resumo com alguns dos gaseificadores de licor negro desenvolvidos.	26
Tabela 2.2 - Composição dos gases obtidos na gaseificação de licor negro a partir do equilíbrio químico e dados fornecidos por fabricante do gaseificador de licor negro.	28
Tabela 2.3 - Simulação dos sistemas convencional e com gaseificação.	32
Tabela 2.4 - Características dos cenários de BLGCC e do sistema convencional.	42
Tabela 2.5 - Estimativa de custo de capital dos quatro cenários de BLGCC e do sistema convencional, base US\$ de 1997.	42
Tabela 2.6 - Perspectivas para o Estados Unidos devido aos benefícios da comercialização de sistemas de BLGCC.	44
Tabela 3.1 - Produção de papel e celulose no Brasil e a participação de cada um deles na produção total do país.	48
Tabela 3.2 - Representatividade do setor de Papel e Celulose na matriz energética.	52
Tabela 3.3 - Produção, consumo de energia, consumo específico, PIB e consumo per capita do setor de papel e celulose.	53
Tabela 3.4 - Consumo de energia do setor nos anos de 1973/80/1991, para países da OECD e para o Brasil	54
Tabela 3.5 - Produção de lixívia (licor negro) e de energia a partir da lixívia (licor negro).	56
Tabela 4.1 - Simulação - sistema convencional e gaseificação.	64
Tabela 4.2 - Dados de produção de celulose de empresas do Brasil-período 97/99.	69
Tabela 5.1 - Características da turbina KWU 64.3a da Siemens.	86
Tabela 5.2 - Características de turbinas a gás utilizadas por Berglin.	87
Tabela 5.3 - Composição dos gases e do material fundido.	92
Tabela 5.4 - Parâmetros utilizados na simulação do HRSG, Caldeira de Biomassa e trocadores de calor.	93
Tabela 5.5 - Parâmetros utilizados para modelar a turbina a gás, turbina a vapor, ventilador e bombas.	95
Tabela 5.6 - Tabela elaborada para comparação dos resultados apresentados por Consonni et. AL (1998) e os obtidos no programa elaborado neste trabalho.	98
Tabela 5.7 - Insumos e produtos para cada um dos componentes do configuração BLGCC com ar atmosférico.	101
Tabela 5.8 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração BLGCC ar pressurizado.	109
Tabela 5.9 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração BLGCC	

oxigênio pressurizado.	110
Tabela 5.10 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração Caldeira de Recuperação e Ciclo Rankine.	111
Tabela 6.1 - Características do licor negro e da biomassa.	112
Tabela 6.2 - Características de operação do reator de licor negro.	113
Tabela 6.3 - Características do gás produzido na gaseificação.	113
Tabela 6.4 - Características do condensado formado na gaseificação.	114
Tabela 6.5 - Características do gás utilizado na turbina a gás.	114
Tabela 6.6 - Características dos principais equipamentos utilizados nas propostas analisadas.	116
Tabela 6.7 - Características das utilidades requeridas e fornecidas pelo processo.	117
Tabela 6.8 - Critério utilizado para a simulação das propostas.	118
Tabela 6.9 - Valores médios e desvios apresentados entre as simulações.	119
Tabela 6.10 - Consumo de energia térmica e elétrica por unidade de celulose produzida em várias empresas de papel e celulose.	120
Tabela 6.11 - Taxa de variação da quantidade de calor e de trabalho produzido em relação à quantidade de biomassa adicionada nas propostas.	123
Tabela 6.12 - Potência produzida pelas turbinas a gás nas configurações analisadas.	126
Tabela 6.13 - Eficiências de 1ª Lei e de 2ª Lei das configurações analisadas para diferentes pressões e temperatura de operação da caldeira de biomassa e do HRSG.	126
Tabela 6.14 - Principais características dos sistemas de cogeração para atender a demanda de energia requerida pela empresa de papel e celulose avaliada.	128
Tabela 6.15 - Principais características termodinâmicas e ambiental das configurações analisadas.	129
Tabela 6.16 - Tabela apresentado ciclos termodinâmicos e o nível de emissões de CO ₂ correspondente.	130
Tabela 6.17 - Custo exergético unitário do vapor de baixa e média pressão, e potência produzida nas diversas propostas de sistema de cogeração.	132
Tabela 6.18 - Custo exergético unitário do gás produzido, do gás combustível, potência da turbina e eficiência da turbina.	134

Nomenclatura

η_{cog}	Eficiência global para sistemas de cogeração	[%]
η	Eficiência térmica para ciclo combinado	[%]
PCI	Poder Calorífico Inferior	[kJ/kg]
PCS	Poder Calorífico Superior	[kJ/kg]
$\dot{W}$	Potência	[kW]
$\dot{m}$	Fluxo de massa	[kg/s]
$\dot{Q}$	Taxa de calor	[kW]
Ψ	Eficiência racional	[%]
$\dot{Ex}$	Fluxo de exergia	[kW]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
T	Temperatura	[K ou °C]
s	Entropia específica	[kJ/kg.K]
e	Exergia específica	[kJ/kg]
Ex	Exergia total	[kJ/s]
$\dot{\sigma}$	Geração de entropia	[kJ/s.K]
K	Custo exergético unitário	
Ex*	Custo exergético	[kJ/s]
PCI	Poder Calorífico Inferior	[kJ/kg]
BLGCC	Black Liquor Gasification Combined Cycle	
admt	Tonelada de produto em base seca (Air dry metric tonne product)	
$\bar{R}$	Constante universal dos gases (8,314 kJ/kmol.K)	
y	Fração molar	
z_w	Concentração de água	[%]
h_{vp}	Entalpia de vaporização	[kJ/kg]

β	Relação exergia química e o poder calorífico de uma substância	[%]
z_s	Concentração de enxofre	[%]
z_{H_2}	Concentração de hidrogênio	[%]
z_{O_2}	Concentração de oxigênio	[%]
z_{N_2}	Concentração de nitrogênio	[%]

Subscritos

comb	Índice referente ao combustível
prod	Índice referente ao produto
s	Saída
e	Entrada
vc	Volume de controle
j	Índice referente ao número de equipamentos analisados
0	Índice que indica Ambiente de referência
eco	Economizador
super	Superaquecedor

Capítulo 1

Introdução

O licor negro é um resíduo proveniente do processamento industrial da celulose, que é utilizado como fonte de energia para a produção de energia térmica e de potência para o setor de papel e celulose. O licor negro, em 2003, representou 42,7% da energia total consumida pelo setor de papel e celulose (Ministério de Minas e Energia, 2004). Dessa forma, a indústria de papel e celulose consegue suprir atualmente a demanda térmica total e parte da demanda elétrica requerida pelo processo. Dentro do setor de papel e celulose existem as empresas que só produzem celulose e empresas que produzem celulose e papel (empresas integradas), que possuem disponibilidade de resíduos como cascas de árvores e o licor negro, que podem ser utilizados como combustíveis. O setor utiliza sistemas de cogeração¹ para atender às suas necessidades de energia. O tipo de configuração usualmente utilizado é constituído de uma Caldeira de Recuperação "Tomlinson" e ciclo de potência a vapor "Rankine", que atende totalmente a demanda térmica das empresas de celulose e integrada, e apenas parte da demanda elétrica necessária, obrigando as empresas do setor a adquirir energia das concessionárias de energia elétrica.

¹ Segundo Balestieri (2002) " A cogeração corresponde à produção simultânea de diferentes formas de energia útil, como energias eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, seja ela do setor industrial, agrícola, terciário ou sistema isolado, a partir de uma mesma fonte de energia primária. Em outras palavras, seria o aproveitamento de uma parcela de energia que teria de ser obrigatoriamente rejeitada por força da Segunda Lei da Termodinâmica, resultando em um aumento da eficiência global do ciclo térmico".

O setor vem buscando alternativas para atingir a auto-suficiência energética, motivado pela instabilidade do setor energético e pela falta de garantia de fornecimento de energia elétrica com qualidade, além da própria necessidade da substituição das caldeiras de recuperação "Tomlinson" com mais de 30 anos de operação. A caldeira de recuperação é um equipamento caro, que oferece risco de explosão, principalmente quando existe água em excesso no licor negro. A caldeira de recuperação requer sistemas de limpeza sofisticados para evitar a emissão de odores e gases ácidos, apresentam dificuldades de manutenção devido a problemas de corrosão nos tubos de troca de calor, baixa flexibilidade na composição química dos produtos que saem da caldeira, e a recuperação ou a compra de uma caldeira nova custa muito caro. Esses são alguns dos fatores que motivam os grandes fabricantes de papel, localizados na Finlândia, Suécia, Canadá e Estados Unidos, a desenvolverem novas tecnologias de recuperação e de produção de energia, com o objetivo de melhorar o processo de fabricação de celulose e papel, de atender as rígidas normas ambientais e de qualidade, assim como elevar a produtividade com menor consumo energético.

Na caldeira de recuperação "Tomlinson" inicia-se o processo de recuperação do carbonato de sódio (Na_2CO_3) e do sulfato de sódio (Na_2S) a partir da queima do material orgânico presente no licor negro. Com a energia liberada é gerado vapor na pressão e temperatura adequadas para ser utilizado nas turbinas a vapor que permitem a geração de energia elétrica suficiente para atender de 40 a 55% da demanda de energia elétrica das empresas produtoras de celulose e integradas, sendo a energia térmica requerida pelo processo obtida a partir de extrações de vapor realizadas nas turbinas a vapor.

Entre as várias propostas existentes, o setor vem buscando alternativas para substituição do sistema atual de geração de energia. O sistema de gaseificação de licor negro é um dos projetos que possibilitaria operar em faixas de temperatura e pressão que viabilizariam a recuperação do carbonato de cálcio e do óxido de cálcio de forma a diminuir a capacidade do sistema de calcinação e a separação do hidróxido de enxofre (H_2S) do gás produzido, evitando o uso de sistemas de lavagem de gases (Sadowski et al., 1999). Além disso, com a necessidade de reduzir os custos com energia, a necessidade da garantia da qualidade de suprimento de energia elétrica, e a necessidade de aumentar a auto-suficiência na geração de energia elétrica, a proposta de utilizar a gaseificação de licor negro em ciclo combinado vem sendo muito pesquisada.

Estudos realizados indicam que, utilizando a mesma quantidade de licor negro, o sistema de gaseificação de licor negro acoplado a um ciclo combinado pode produzir o dobro de energia elétrica em relação ao sistema atual, que utiliza caldeira de recuperação “Tomlinson” com ciclo Rankine. Também é possível obter a flexibilização do sistema a partir da variação da concentração do licor negro, diminuição da emissão de óxidos de nitrogênio e de enxofre, além de maior segurança devido ao menor risco de explosão e da menor necessidade de manutenção.

Este trabalho tem como objetivo geral o desenvolvimento de programas computacionais que possam ser utilizados para analisar e comparar propostas de sistemas de cogeração para o setor de papel e celulose a partir da análise termodinâmica desses sistemas. Como objetivos específicos podem ser citados: a utilização do modelo desenvolvido para simular condições operacionais de diferentes configurações de sistemas de gaseificação de licor negro e ciclo combinado; contribuir para a discussão, o estudo e a aplicação desses sistemas em empresas de papel e celulose, participando do debate sobre a viabilidade de implantação de tais sistemas. O presente trabalho está estruturado da seguinte forma:

1. Apresentação de forma sintética, no capítulo 2, da evolução das pesquisas e estudos relacionados a sistemas de gaseificação de licor negro e o seu uso em ciclos combinados;
2. Apresentação, no capítulo 3, das principais características do setor de papel e celulose mundial e brasileiro, assim como uma breve descrição do processo “Kraft”, que é o processo mais utilizado no país e no mundo;
3. Apresentação, no capítulo 4, das configurações estudadas de gaseificação de licor negro e ciclo combinado, descrevendo os principais equipamentos desses sistemas, características de operação e particularidades;
4. No capítulo 5, são descritas as hipóteses utilizadas, a metodologia de levantamento de dados e a modelagem matemática das propostas.
5. No capítulo 6, apresentam-se os parâmetros utilizados nas simulações, os resultados obtidos e sua análise, desenvolvida a partir da comparação entre as configurações de

gaseificação e a condição atual de operação com caldeira de recuperação e turbina a vapor;

6. No capítulo 7 são apresentadas as conclusões e considerações finais.
7. Nos anexos são apresentadas tabelas com as características dos fluxos e equipamentos das configurações analisadas, tabelas com as características de consumo de energia e produção de papel e celulose de empresas do Brasil e de países considerados grandes fabricantes e consumidores, além da modelagem utilizada na elaboração dos programas.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

A gaseificação de licor negro é o processo de oxidação parcial deste fluido que, a partir da reação das substâncias orgânicas e inorgânicas contidas no licor, produz gás combustível. O poder calorífico do gás produzido permite sua utilização como combustível em equipamentos como caldeiras, turbinas a gás, ou como fonte de extração de hidrogênio. A gaseificação de licor negro é uma tecnologia que pode ser utilizada no setor de papel e celulose como forma de substituir parcial ou totalmente a caldeira de recuperação “Tomlinson” dentro do processo de recuperação na produção de papel.

A gaseificação de licor negro pode ser utilizada como tecnologia para aumento da eficiência da utilização de energia no setor. Devido a essa possibilidade, o governo americano, com o suporte do "Forest Products Industry", fundou um programa de incentivo ao desenvolvimento da tecnologia de gaseificação, e a Associação Americana de Papel e Celulose (American Forest & Paper Association -AF&PA) definiu critérios e objetivos com relação à gaseificação de licor negro. Essa definição foi elaborada a partir de critérios estabelecidos em 1994 pela comunidade industrial e da Agenda 2020 implantada pelo Departamento de Energia do Governo Americano (U. S. Department of Energy - DOE). Esse departamento estabeleceu as principais metas que devem ser atingidas a partir do desenvolvimento de processos mais eficientes de utilização de energia e também a redução de impactos ambientais (Hood e Henningsen, 2000).

O programa desenvolvido pelo governo americano inclui a pesquisa e o desenvolvimento da gaseificação de licor negro, com o suporte dos setores acadêmico e privado. A Agenda 2020 promove o incentivo ao desenvolvimento em larga escala do uso da tecnologia de gaseificação de licor negro e de biomassa acoplada a ciclos combinados no setor de papel e celulose. Esta visão da Agenda 2020 representa o primeiro movimento da Indústria de Papel e Celulose Americana na pesquisa de sistemas de gaseificação como função estratégica para o setor. Com esse objetivo foram destinados 200 milhões de dólares para as pesquisas, sendo metade proveniente do Departamento de Energia (DOE) e a outra parcela do setor privado (Hood e Henningsen, 2000).

Alguns dos motivos que levam os pesquisadores a propor o uso do gaseificador como substituto da caldeira de recuperação são: o alto custo de fabricação da caldeira de recuperação “Tomlinson”; a baixa flexibilidade da caldeira de recuperação com relação à composição e concentração do licor negro, tornando este equipamento crítico para o processo; o risco de explosão devido à presença de água em excesso no licor negro; odor e emissão de gases ácidos; e problemas de corrosão (Ihrén, 1994).

Larson e Consonni (1997), destacam que a gaseificação de licor negro é uma proposta interessante para as empresas de papel e celulose localizadas nos Estados Unidos, porque nesse país existem muitas caldeiras de recuperação que apresentam mais de 30 anos de operação. Considerando-se que o tempo de vida útil de uma caldeira de recuperação é de 30 a 40 anos, isso motiva o estudo da gaseificação de licor negro como proposta de substituição da caldeira de recuperação e a utilização de ciclos combinados na produção de calor e potência em substituição ao ciclo Rankine, sistema utilizado na maioria das empresas de papel e celulose.

Atualmente, na maioria das empresas do setor de papel e celulose, a pressão de trabalho da caldeira de recuperação está limitada em 60 bar (6 MPa), devido a possíveis problemas de corrosão na fornalha e no superaquecedor. Os fabricantes limitam a pressão da caldeira para evitar rompimento dos tubos e, por consequência, a explosão da caldeira. A gaseificação de licor é interessante para o setor de celulose e papel, porque como o gaseificador não possui tubos para produção de vapor, oferece menores riscos de explosão e de corrosão se comparado com a caldeira de recuperação, possibilita a diminuição da carga de trabalho nos evaporadores de multiestágio, pois permite o uso do licor negro menos concentrado, possibilitando diminuir o

consumo de vapor desses equipamentos. Quando o gaseificador opera acoplado a um ciclo combinado existe a possibilidade de atender a demanda elétrica da empresa com possibilidade de venda de energia excedente (Larson e Consonni, 1997).

Dahlquist e Jacobs (1992) destacam que o gerador de vapor, ou caldeira de recuperação, utilizado na queima de licor negro é maior do que as caldeiras que utilizam outros combustíveis. Com a presença de elementos como o sódio, potássio e cloro no licor negro existe a possibilidade da formação de sais de baixo ponto de fusão que se depositam sobre as paredes dos tubos da caldeira, reduzindo a área de transferência de calor da fornalha, havendo com isso a necessidade de aumentar o número de tubos na região de convecção para suprir tal deficiência. Estes autores ainda destacam que, devido aos efeitos corrosivos promovidos pela presença do sódio e do enxofre sobre o metal a alta temperatura, a temperatura de superaquecimento na caldeira fica limitada a 496 °C, limitando também o aumento da eficiência do ciclo de turbina a vapor (Ciclo Rankine).

Whitty e Baxter (2001) apresentam as vantagens de se utilizar gaseificador no lugar da caldeira de recuperação, destacando que existe potencial de aumentar em pelo menos duas vezes a produção de potência com o mesmo consumo de licor negro se comparado com o sistema convencional, aumento da eficiência global e melhora no desempenho ambiental da planta de papel e celulose a partir de menores emissões. Com o aumento da produção de energia existe a possibilidade da implantação de métodos e sistemas mais avançados de produção de celulose, aumentando a relação celulose/madeira.

McKeough (1993) destaca que a relação potência e calor proporcionada pela gaseificação de licor negro acoplado com ciclo combinado (Black Liquor Gasification Combined Cycle -BLGCC) é superior à obtida com sistema convencional utilizando caldeira de recuperação "Tomlinson" e ciclo Rankine, e que a partir do momento que o sistema BLGCC estiver sendo produzido em escala industrial, poderá apresentar menor custo de investimento em comparação ao sistema com caldeira de recuperação "Tomlinson" e ciclo Rankine. As afirmações apresentadas por McKeough (1993) foram baseadas em simulações de um sistema utilizando gaseificação de licor negro pressurizada em três níveis de temperaturas (700, 800 e 900°C).

Com relação aos problemas técnicos que podem ocorrer e que devem ser evitados na gaseificação de licor negro, Saviharju (1993) destaca:

1. problemas de corrosão, especialmente quando se opera acima do ponto de fusão dos sais de sódio (650 - 850°C);
2. formação de escória e fuligem devido ao baixo ponto de fusão dos sais e dos aerossóis formados;
3. redução do enxofre a sulfato de sódio (Na_2S), de alto ponto de fusão, que dificulta o processo de recuperação, ou a redução do enxofre para sulfeto de hidrogênio (H_2S) de baixo do ponto de fusão, ocorrendo a necessidade de limpeza do gás que sai do gaseificador;
4. para uma boa conversão do carbono e elevada eficiência do gaseificador é recomendado que o teor de sólidos secos no licor negro seja alto após a concentração;
5. o gás produzido no gaseificador deve passar por um sistema de limpeza no caso de ser utilizado como combustível para turbina a gás, devido à necessidade de baixos teores de compostos alcalinos, conforme recomendações de fabricantes;
6. cuidados com a atomização do licor negro devido a sua alta viscosidade;
7. segurança do gaseificador, principalmente em sistema pressurizado.

Com a gaseificação de licor negro os problemas apresentados pela caldeira de recuperação podem ser minimizados, e por isso vários centros de pesquisa estão trabalhando no desenvolvimento do melhor gaseificador para operar com o licor negro. A seguir é feita uma breve descrição do processo da gaseificação de licor negro, e das principais pesquisas realizadas sobre o assunto.

2.1 - Desenvolvimento e evolução da gaseificação de licor negro

O princípio básico de gaseificação de licor negro é similar ao usado para carvão e para biomassa. A tecnologia de gaseificação de combustíveis sólidos já vem sendo utilizada há vários

anos, tendo como principal combustível o carvão. Existem algumas plantas espalhadas pelo mundo que utilizam esta tecnologia acoplada a ciclos combinados de potência. As principais dificuldades no desenvolvimento da gaseificação de licor negro envolvem a necessidade de trabalhar com combustível na fase líquida, sendo que os primeiros trabalhos realizados são do início da década de setenta (Frederick et al., 1993).

Whitty e Baxter (2001) apresentam um levantamento detalhado das pesquisas realizadas em sistemas de gaseificação de licor negro. Por ser um trabalho atualizado sobre o assunto, e devido à dificuldade de se encontrar dados atualizados e disponíveis na literatura aberta sobre o assunto, este trabalho foi utilizado como referência para demonstrar a evolução da tecnologia, além da visão dos vários pesquisadores sobre o assunto.

A gaseificação de licor negro pode ser classificada de acordo com o nível de pressão de operação, como atmosférico ou pressurizado; pelo nível de temperatura de operação, baixa temperatura (menor que 750°C) e alta temperatura (superior a 750°C); além do tipo de oxidante utilizado no processo de gaseificação, como ar, oxigênio ou vapor d'água. A combinação dos fatores apresentados caracterizam o tipo de projeto que pode ser desenvolvido.

Considera-se um gaseificador trabalhando a baixa temperatura o equipamento que opera abaixo da temperatura de fusão do material inorgânico existente no licor negro, que é de aproximadamente 750°C. Os sistemas de gaseificação a baixa temperatura operam na faixa de temperatura entre 600 a 700°C, utilizando na maioria dos projetos desenvolvidos gaseificadores de leito fluidizado. As principais vantagens de operar nesta temperatura são: a alta eficiência de obtenção de gás resfriado e a facilidade na separação de inorgânicos sólidos. Como desvantagem pode-se citar a necessidade de um reator grande, devido ao volume do gás. Isso pode resultar em uma baixa taxa de conversão do carbono, ou na redução do enxofre para compostos que afetam posteriormente o processo de recuperação, havendo a necessidade de adicionar enxofre para repor o que foi perdido no processo de gaseificação (Berglin, 1996). Além disso, também ocorre a necessidade de operar dentro de uma faixa de temperaturas perigosa, principalmente devido à presença do sódio (Saviharju, 1993).

Ainda com relação a este sistema, Dickinson et al. (1998) apresenta como vantagem a baixa vaporização de álcalis, simplificando o sistema de limpeza dos gases. Devido à baixa temperatura de operação, é necessário um menor consumo de licor negro para manter as reações endotérmicas. Também, o baixo consumo de ar requerido diminui a diluição do gás produzido e as perdas de calor sensível, e como não existe material fundido, a vida do refratário e da carcaça do reator é maior. Desvantagens apresentadas por este pesquisador são: a baixa velocidade de reação, havendo necessidade de maior tempo de residência no reator, sistema de limpeza necessário para maior remoção do hidrosulfito (H_2S) produzido, e a alta formação de alcatrão e de componentes de enxofre de alto peso molecular que comprometem as operações de descarga ou retirada de material pela parte inferior do gaseificador.

Na maioria dos sistemas de gaseificação de licor negro, parte do enxofre existente no licor é convertido em hidrosulfito (H_2S). Por isso, dependendo da aplicação do gás produzido, existe a necessidade de utilizar sistemas de limpeza. Entre as tecnologias utilizadas existe o lavador de gases tipo Venturi (Venturi - Scrubber) que pode ser instalado na saída do gaseificador, e que utiliza carbonato de sódio ou soda para reação e conversão do hidrosulfito em sulfato de sódio e hidrogênio. Outra tecnologia em desenvolvimento é o uso de filtros cerâmicos que evitam a necessidade de resfriamento do gás produzido. Mais à frente serão discutidas outras formas de sistemas de limpeza.

O sistema de gaseificação a alta temperatura opera entre 950°C e 1400°C . Os projetos desenvolvidos utilizavam gaseificadores de leito fluidizado, leito borbulhante, leito circulante e leito em contra corrente ("entrained flow gasifier"). Operar nesta faixa de temperatura tem como vantagem a menor taxa de conversão do enxofre em relação ao sistema que opera em baixa temperatura. Como a taxa de reação é maior, o tempo de residência torna-se menor e, portanto, menor é o tamanho do reator. As desvantagens são a baixa eficiência na obtenção de gás resfriado, cuidado com o processo corrosivo promovido pela presença do material inorgânico no estado fundido, preocupação essa que também se aplica à caldeira de recuperação na queima do licor negro. Se o gaseificador for do tipo leito fluidizado, deve-se ter cuidado com a formação de aglomerados de partículas no interior do leito (Berglin e Berntsson, 1998).

Como foi citado anteriormente, os gaseificadores podem operar com baixa pressão, ou seja, pressão próxima à pressão atmosférica (usualmente 200 a 400 kPa), ou com alta pressão (acima de 2000 kPa). Uma das vantagens de se operar com sistemas pressurizados é a possibilidade de integrar o gaseificador a um ciclo combinado sem a necessidade de utilizar um compressor do gás combustível entre o gaseificador e a câmara de combustão da turbina, isso aumenta a eficiência do ciclo desde que sistema de limpeza do gás combustível seja compatível para trabalhar em sistemas pressurizados. Operar com sistema pressurizado proporciona uma substancial redução do tamanho dos equipamentos devido ao menor volume específico do gás combustível, se comparado com o sistema atmosférico.

Ao estudar sistemas de gaseificação pressurizados e atmosféricos, Backman et al. (1993) verificaram que a taxa de gaseificação diminui à medida que a pressão total aumenta. Este fenômeno é particularmente significativo em pressões absolutas abaixo de 10 bar. Como pode ser visto na figura 2.1, a conversão do carbono, ou a quantidade de carbono encontrado nos gases que saem do gaseificador, é função da temperatura de gaseificação, além da relação ar-combustível e da pressão em que se encontra o gaseificador.

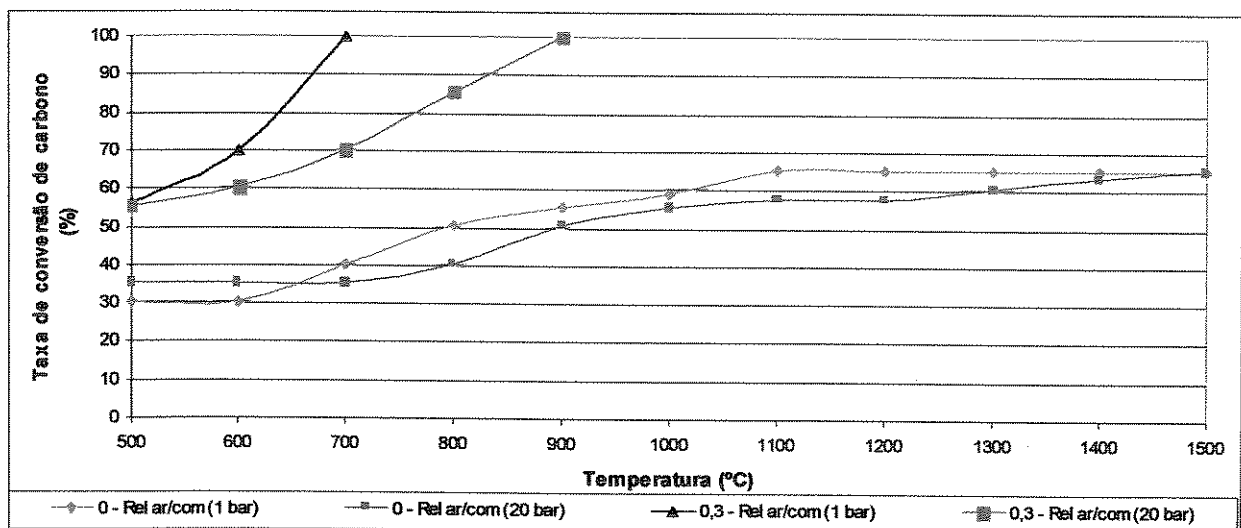


Figura 2.1 – Conversão de carbono em função da temperatura de gaseificação do licor negro para duas pressões de trabalho (1 bar e 20 bar) e diferentes relações ar/combustível (0 para relação ar/combustível na condição estequiométrica e 0,3 referente a 30% do ar estequiométrico). No eixo y está a fração total de carbono do gás em equilíbrio. (Fonte: Backman et al., 1993).

Percebe-se que em baixa pressão (1 bar), para a mesma taxa de conversão de carbono, existe a necessidade de menor temperatura de gaseificação, em comparação com sistemas operando a alta pressão de gaseificação. Com a relação ar/combustível estequiométrica percebe-se que mesmo aumentando a temperatura de gaseificação, a máxima taxa de conversão de carbono não é atingida em nenhum dos casos. A máxima conversão de carbono é atingida para a condição atmosférica a 700°C, e para a pressão de 20 bar a 900°C, caracterizando como estas as melhores temperaturas para as pressões analisadas.

O tipo de agente gaseificador também é importante na operação do sistema, sendo os mais utilizados o ar, o oxigênio e o vapor d'água. Sistemas de gaseificação que operam com ar atmosférico são muito utilizados, devido à sua facilidade de operação e segurança. Quando aplicado em conjunto com um ciclo de turbina a gás, existe a necessidade de sistema de compressão do gás combustível para ser utilizado na câmara de combustão da turbina a gás. Com relação aos sistemas pressurizados existem várias propostas sendo desenvolvidas, entre as quais a proposta de se utilizar parte do ar pressurizado do compressor de alta pressão da turbina a gás zá-lo no gaseificador, evitando com isso a compressão intermediária do gás combustível. Com o uso do oxigênio, o poder calorífico do gás produzido é superior ao do gás produzido com gaseificação com ar. O problema de se utilizar oxigênio é a necessidade de se utilizar uma planta de produção de oxigênio, que requer um consumo de potência adicional. O gás produzido a partir da utilização de vapor d'água no processo de gaseificação possui poder calorífico menor que nos casos anteriores, mas como a massa de gases produzidos é maior. O vapor necessário para a gaseificação deve ser suprido pelo sistema de cogeração, o que diminui a produção total de vapor disponível do sistema, reduzindo a eficiência global do ciclo.

Ao longo dos últimos 30 anos, doze projetos foram desenvolvidos. Devido à dificuldade na obtenção de informações sobre todos os projetos, apresenta-se a seguir o histórico de alguns projetos desenvolvidos, destacando inicialmente a evolução dos gaseificadores que operavam a baixa temperatura e em seguida os que operam a alta temperatura.

Os projetos de gaseificação com baixa temperatura mais conhecidos foram os desenvolvidos pelo Technical Research Center of Finland (VTT), na Finlândia, pela Asea Brown Boveri (ABB), na Suécia, e pela Babcock & Wilcox Company, nos Estados Unidos.

O sistema proposto pelo VTT operou entre os anos 1988 e 1992. O projeto piloto foi construído e instalado na fábrica de papel e celulose em Äänekoski, Finlândia, com o apoio do “Finnish National Research Program on Fuel Conversion” (JALO) da Finlândia e operado pelo VTT. O gaseificador era do tipo leito fluidizado circulante, com capacidade de 1,5 tonelada de licor negro seco, pressão variando desde 100 a 2000 kPa e temperatura de 700°C. Os principais problemas encontrados no gaseificador foram a presença de material aglomerado no leito fluidizado e baixa conversão do carbono contido no licor negro. As pesquisas desenvolvidas nesse gaseificador tinham como objetivos: verificar os efeitos da pirólise na formação do carbono residual durante a gaseificação; a relação entre a massa e o volume da partícula gaseificada; e obter informações mais detalhadas sobre os produtos obtidos durante a pirólise rápida a alta temperatura (Mckeough et al., 1995).

O gaseificador em escala piloto desenvolvido pela ABB era do tipo leito fluidizado circulante, composto basicamente de carbonato de sódio (Na_2CO_3) e sulfato de sódio (Na_2S), que operava com temperatura de 700°C e usava ar à pressão atmosférica. O material sólido (licor verde) era retirado pelo fundo do reator. Os gases produzidos passavam por um resfriador e por um sistema de retirada de material particulado antes de chegar ao lavador de gases. O gaseificador operou durante o período de 1990 a 1997 no centro de pesquisas de Vasteras, na Suécia.

Os resultados apresentados foram satisfatórios, como a presença de menos de 1% de carbono não queimado nas cinzas, alta eficiência na redução do enxofre (> 95%) e o gás produzido apresentou poder calorífico de aproximadamente 4 MJ/Nm³. Apresentou problemas, como uma pequena formação de aglomerados, que surgiam devido à alta velocidade de fluidização, e o atrito presente, que obrigavam a paradas freqüentes da instalação para manutenção. O projeto foi abandonado por falta de recursos e falta de perspectiva de mercado para instalação do sistema. (Whitty e Baxter, 2001). Na figura 2.2 está representado o sistema de gaseificação proposto pela ABB.

Durante o período de 1989 a 1998 a Babcock & Wilcox desenvolveu um gaseificador de leito fluidizado borbulhante, usando ar a baixa pressão e temperatura de operação entre 482 e 538°C. O sistema construído em escala piloto apresentou bons resultados, mas ao serem

realizados testes em equipamento de maior dimensão apresentou problemas de perda de calor excessiva, o que fazia cair a temperatura na região do leito fluidizado. Essa queda de temperatura ocasionava problemas de conversão de carbono e a presença de condensação de alcatrão, originando a formação de aglomerados que causavam perdas parciais da fluidização e canais preferenciais no interior do leito (Dickinson et al., 1998). Devido à continuidade dos problemas apresentados, o sistema não foi produzido em escala comercial, sendo o projeto abandonado em 1998 (Whitty Baxter, 2001).

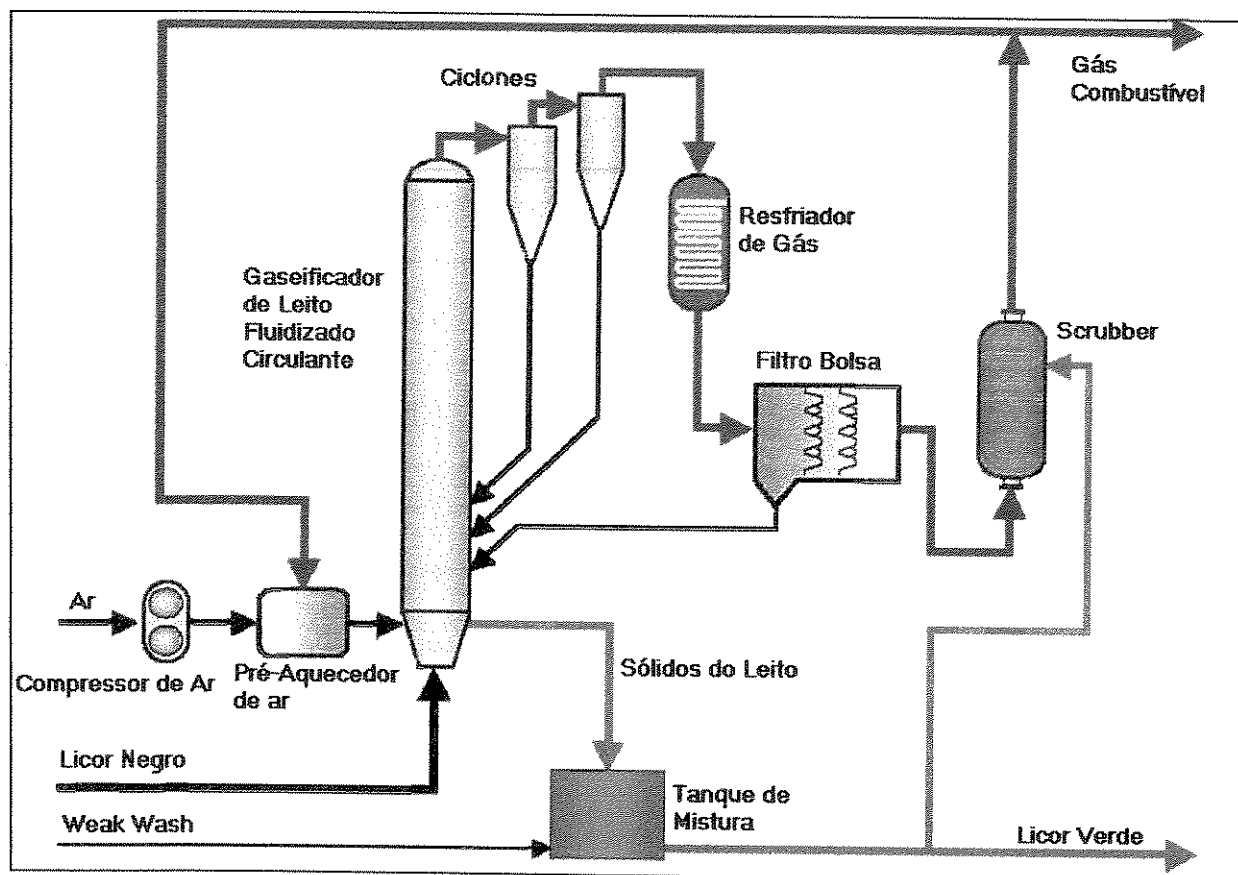


Figura 2.2 - Gaseificador de Leito Fluidizado similar ao desenvolvido pela ABB (Whitty et al., 1998)

Com relação aos sistemas que trabalham a alta temperatura, o Instituto de Pesquisas de Papel e Celulose da Suécia (The Swedish Pulp and Paper Research Institute - STFI) desenvolveu, durante o período de 1971 a 1985, o sistema NSP (Ny Sodahus Process), de recuperação de licor negro. O sistema operava a partir da injeção do licor negro junto com o óleo combustível em um

ciclone inclinado, onde ocorria a pirólise² na faixa de temperatura entre 950 a 1050°C. O material fundido (“smelt”) formado era retirado pela parte inferior do ciclone. O gás combustível que reagia com ar na câmara posterior, transferia calor em uma caldeira de recuperação convencional. Na Figura 2.3 está representado o esquema da instalação do NSP, que operou entre 1983 e 1984. O sistema operava com uma capacidade de 78 tds/dia³. O equipamento apresentou problemas com o sistema de alimentação de licor negro, além de severos problemas de corrosão no ciclone. O projeto foi abandonado em 1985 devido a dificuldades técnicas e falta de suporte financeiro (Whitty et al., 2001).

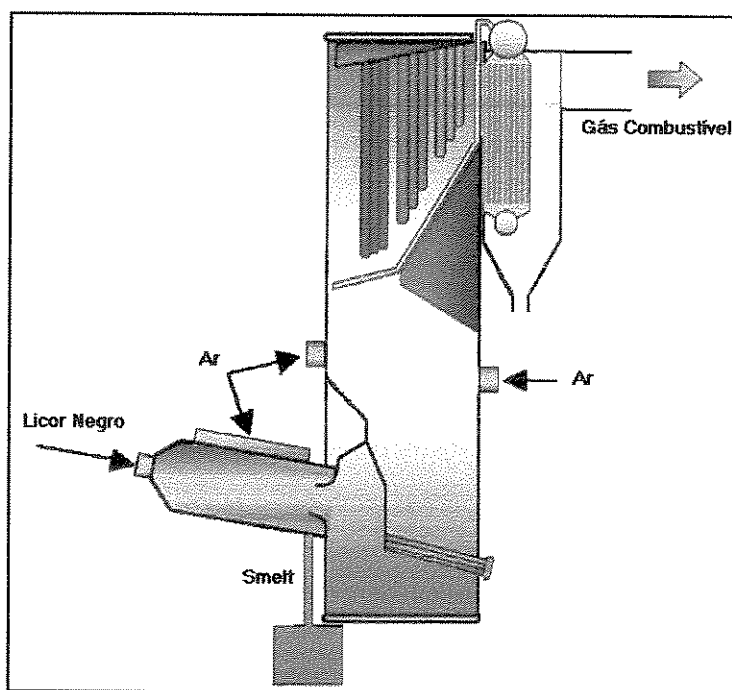


Figura 2.3 - Gaseificador NSP (Whitty et al., 1998)

As empresas Rockwell International Corporation e Champion International Corporation, durante o período de 1978 a 1985, desenvolveram um sistema no qual o licor negro era seco e pirolisado a partir do fluxo de gases quentes em contra corrente. Quando o licor negro entrava na

² Pirólise: é a degradação térmica de um combustível, por exemplo biomassa, em ausência total ou quase total de agente oxidante a temperaturas relativamente baixas, por exemplo, para biomassa, entre 500 a 1000°C, havendo a transformação em outro combustível. O calor requerido pode ser fornecido pela combustão da biomassa, porém o produto não resulta desta combustão, mas sim da ação térmica. (Nogueira et al., 2000).

³ Tds/dia- tonelada de sólido seco por dia

câmara reagia com ar em quantidade abaixo da proporção estequiométrica, ocorrendo o processo de gaseificação. Neste processo havia a formação de material fundido, o qual ainda continha componentes que podiam ser gaseificados ao cair no fundo do reator, ocorrendo a conversão completa.

Foi desenvolvido um sistema piloto que operou com a capacidade de 350 kg/h, com temperatura na faixa de 900 a 1000°C e baixa pressão. Apresentou bons resultados nos testes realizados: conversão completa do carbono, conversão do enxofre superior a 95 %, e o gás produzido apresentou poder calorífico de 4,5 MJ/Nm³. Como a perda de calor no reator era muito alta, houve a necessidade de aumentar a relação ar/combustível quando da produção do reator em escala comercial, e com isso diminuindo o poder calorífico dos gases produzidos, além da baixa taxa de redução do enxofre. O projeto foi abandonado em 1985, não se sabe o motivo (Whitty et al., 1998). Na Figura 2.4 está representado o esquema do gaseificador desenvolvido pela Champion e Rockwell.

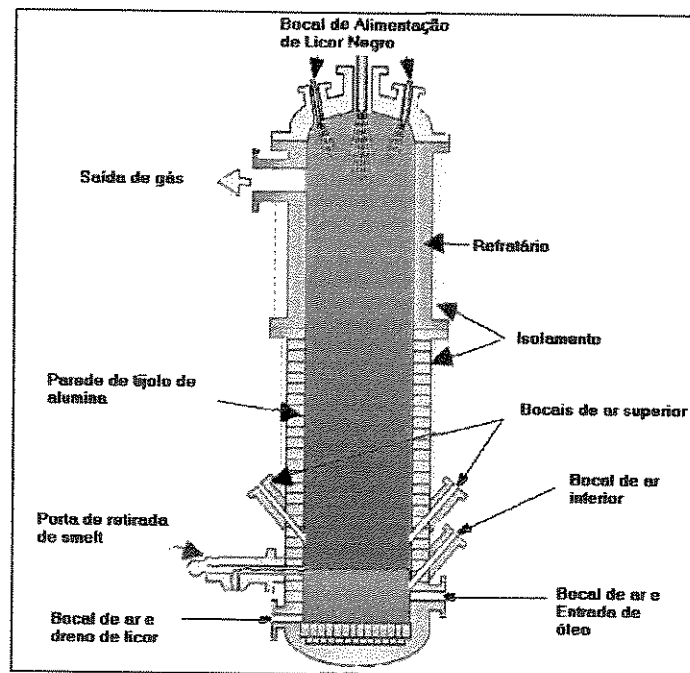


Figura 2.4 - Gaseificador desenvolvido pela Champion e Rockwell (Whitty et al., 1998).

O VTT da Finlândia também desenvolveu um gaseificador para trabalhar a alta temperatura. Conforme Saviharju (1993), um gaseificador tipo "entrained-flow" foi instalado em

1992 na empresa de papel de celulose de Aänekoski na Finlândia, que operou com temperatura superior a 1000°C e baixa pressão. O reator era composto de duas partes, o gaseificador e o lavador de gases (“scrubber”), como pode ser visto na Figura 2.5. Os gases, ao saírem pela parte inferior do gaseificador, passavam através do lavador, e o licor negro, alimentado pelo topo, era atomizado com vapor ou ar. O sistema operou apenas um ano, mas por motivos operacionais e falta de verba o projeto foi abandonado.

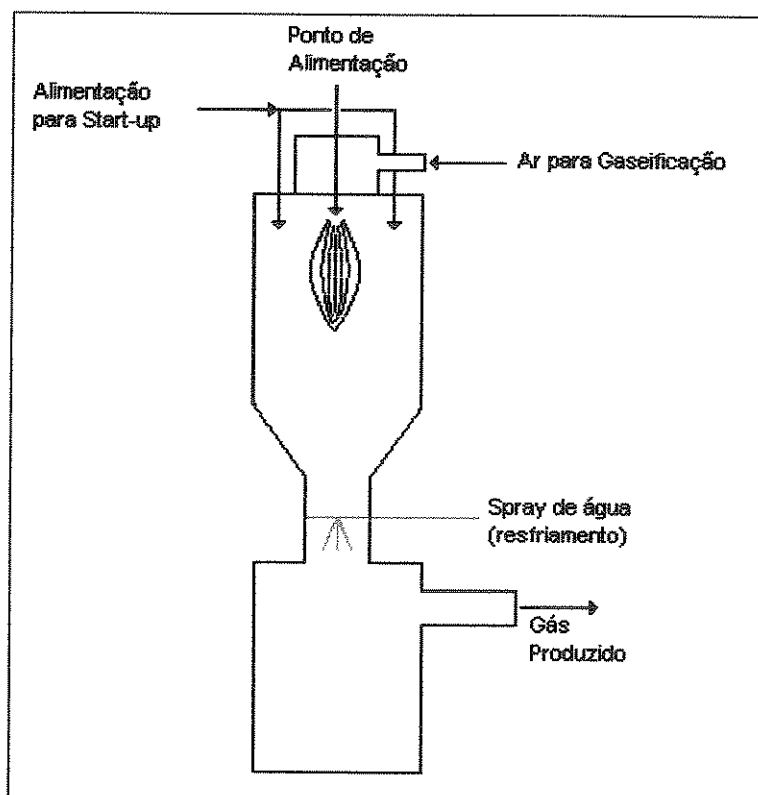


Figura 2.5 - Gaseificador desenvolvido pelo VTT (Saviharju, 1993).

A empresa Ahlstrom Machinery da Finlândia desenvolveu um gaseificador que funcionou durante os anos de 1989 a 1993. O gaseificador operava a alta temperatura e pressurizado, sendo que uma planta piloto foi instalada e operada também na empresa de celulose Aänekoski, na Finlândia, como o projeto anterior. Detalhes sobre o projeto e operação do sistema podem ser encontrados em IEA (1997).

Conforme Grace e Timmer (1995), antes do sistema ser desmontado, o gaseificador operou 20 vezes durante quatro dias, apresentando facilidade na gaseificação do licor negro, além de alta eficiência de conversão de carbono. O fabricante aprendeu muito com o projeto, principalmente no desenvolvimento de novos materiais para o sistema de limpeza de gases, e a partir da experiência obtida foi realizada a previsão de que o custo de um sistema de gaseificação de licor negro ficaria por volta de 30% acima do custo de um sistema de gaseificação de biomassa de mesmo porte. Esse acréscimo é devido ao sistema de limpeza de gases requerido pelo sistema de gaseificação de licor negro, o qual deve ser mais complexo do que o utilizado no caso do sistema de biomassa.

A empresa finlandesa Tampella Power Inc desenvolveu um gaseificador de licor negro que operou entre 1989 e 1994. O sistema piloto tinha capacidade de 2,7 toneladas de sólido seco por dia e foi instalado na fábrica de celulose Sunila, em Kotka, na Finlândia. O sistema operou durante o período de testes com temperatura na faixa de 900-1000°C, os gases produzidos eram resfriados até 510°C e um trocador de calor utilizado para pré-aquecer o ar de gaseificação até a temperatura de 400°C. O sistema operava durante um período de 2 a 4 horas por dia, consumindo o equivalente a 441 kg por hora de licor negro seco. A relação ar/combustível utilizada estava entre 0,6 e 0,7 do ar estequiométrico e o sistema apresentou uma eficiência entre 50-70%. O poder calorífico do gás produzido ficou entre 1,5 e 2 MJ/Nm³ (Whitty e Baxter, 2001). Conforme Salmenoja (1993a), a conversão de carbono obtida foi considerada alta e ficou entre 95 a 98%, sendo que não foram encontrados alcatrão e condensados pesados. As condições de operação deste sistema são similares às usadas no gaseificador Chemrec, que será detalhado posteriormente. O sistema apresentou sérios problemas de corrosão no ciclone devido ao seu contato com o "smelt" fundido. Devido a esses problemas, o projeto foi abandonado em 1994. Na figura 2.6 pode ser visto o esquema do Projeto Tampella.

Durante o período de 1995 - 2000, a empresa alemã Noel desenvolveu um gaseificador que trabalhava com alta temperatura e alta pressão. Este projeto foi baseado na tecnologia desenvolvida para gaseificação de carvão. O gaseificador era do tipo "entrained flow" com resfriamento utilizando água em contracorrente, similar ao desenvolvido no sistema "Chemrec". As paredes do gaseificador eram recobertas com material refratário, e eram resfriadas por uma parede de tubos. Uma camada de licor negro fundido e resfriado recobria a parede, protegendo a

parede do gaseificador contra corrosão. Foram realizados alguns testes até o ano de 2000, quando o projeto foi interrompido, devido ao fato de que a empresa Babcock Borsig Power, que controla a Noel, tornou-se a maior acionista da empresa Chemrec AB, e iniciou o desenvolvimento de um novo sistema Chemrec, utilizando tecnologia adquirida pela Noel em seu projetos (Whitty e Baxter, 2001).

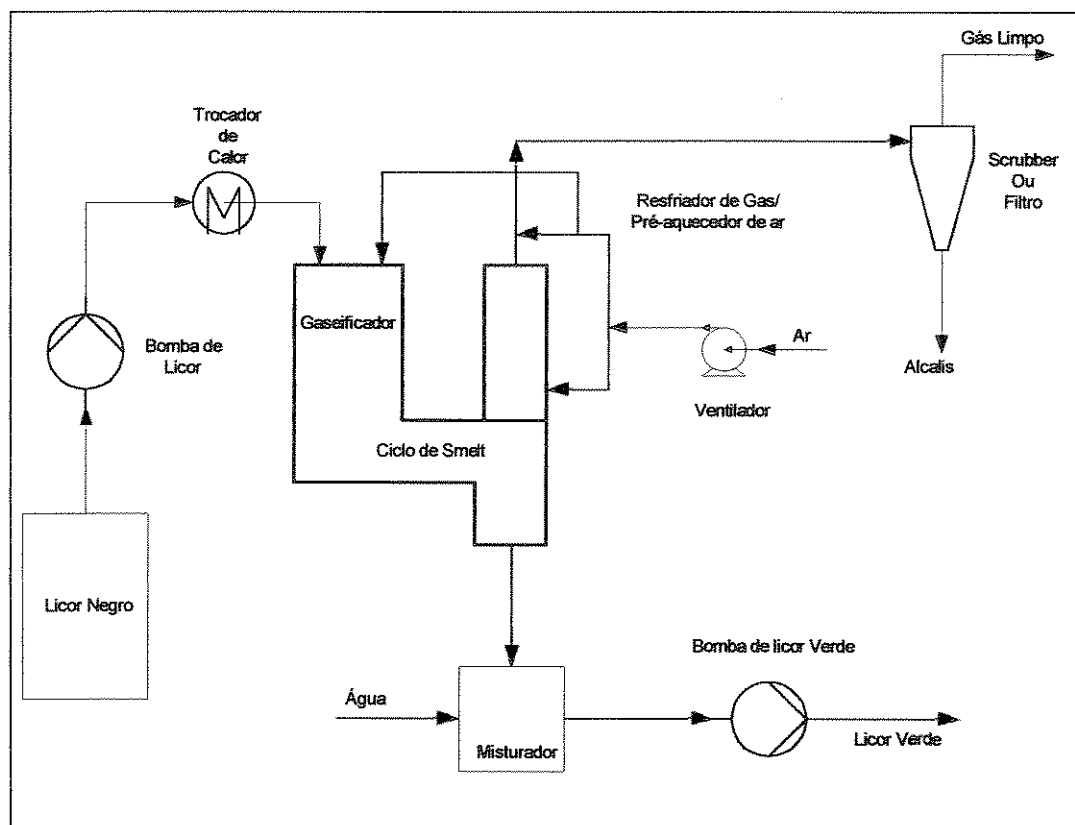


Figura 2.6 - Gaseificador Tampella (Whitty e Baxter, 2001).

Atualmente existem empresas que estão desenvolvendo gaseificadores para licor negro, tais como: a ABB na Suécia, que propõe um sistema que opera com pressão de 500kPa, baixa temperatura e utilizando ar como comburente; o MTCI (Manufacturing and Technology Conversion International, Inc) em conjunto com ThermoChem Recovery International (TRI), nos Estados Unidos, que possui um projeto de gaseificador a baixa temperatura, que envolve o pré-aquecimento do licor negro em um reator a pressão atmosférica; e a “Kvaerner” e “Noell”, empresas suecas, que desenvolvem sistemas que trabalham com gaseificadores pressurizados a altas temperaturas (Larson et al., 2000a).

A seguir são apresentadas algumas características dos gaseificadores desenvolvidos pelo MTCI e o projeto Chemrec, que foi inicialmente desenvolvido pela empresa Kamir (antiga Kvaener) e que atualmente pertence à Babcock Borsig Power, que são os projetos que ainda continuam em desenvolvimento.

O projeto do MTCI utiliza vapor como forma de aquecimento indireto do leito fluidizado borbulhante de partículas de carbonato de sódio, que são formadas a partir das reações obtidas no gaseificador, sendo que a temperatura de operação está entre 580 e 620°C. Uma parte dos gases produzidos no gaseificador circula externamente ao gaseificador, com o objetivo de gerar vapor necessário para o seu próprio consumo. O licor negro é injetado na forma de "spray" no leito, ocorrendo rapidamente a secagem e a pirólise. As reações que acontecem no gaseificador são endotérmicas, e por isso, são instalados trocadores de calor de superfície internamente ao gaseificador; os inorgânicos entram nos trocadores atingindo o ponto de fusão e promovendo as conversões desejadas. Os gases produzidos passam através de um ciclone que tem a função de retirar o material particulado. Devido à baixa temperatura, 90% do enxofre existente no licor negro se converte em hidrosulfito (H_2S), sendo absorvido no lavador de gases, onde a solução utilizada contém carbonato de sódio. O gás produzido é rico em hidrogênio, apresentando um poder calorífico entre 9 e 11 MJ/Nm³ (Grace, 1995).

Whitty e Baxter (2001) descrevem mais detalhes sobre a operação do sistema MTCI e mencionam que foram realizados testes em 2001 utilizando este sistema como equipamento auxiliar para a produção de vapor aplicado a uma célula combustível. O teste de operação do gaseificador foi realizado em Baltimore, nos Estados Unidos, e o gás produzido foi utilizado por uma célula combustível que gerava 161 watts de potência. Existem atualmente cinco projetos em vários estágios de desenvolvimento, com capacidades variando entre 61 a 454 tds/dia. Na Figura 2.7 está representado o sistema MTCI.

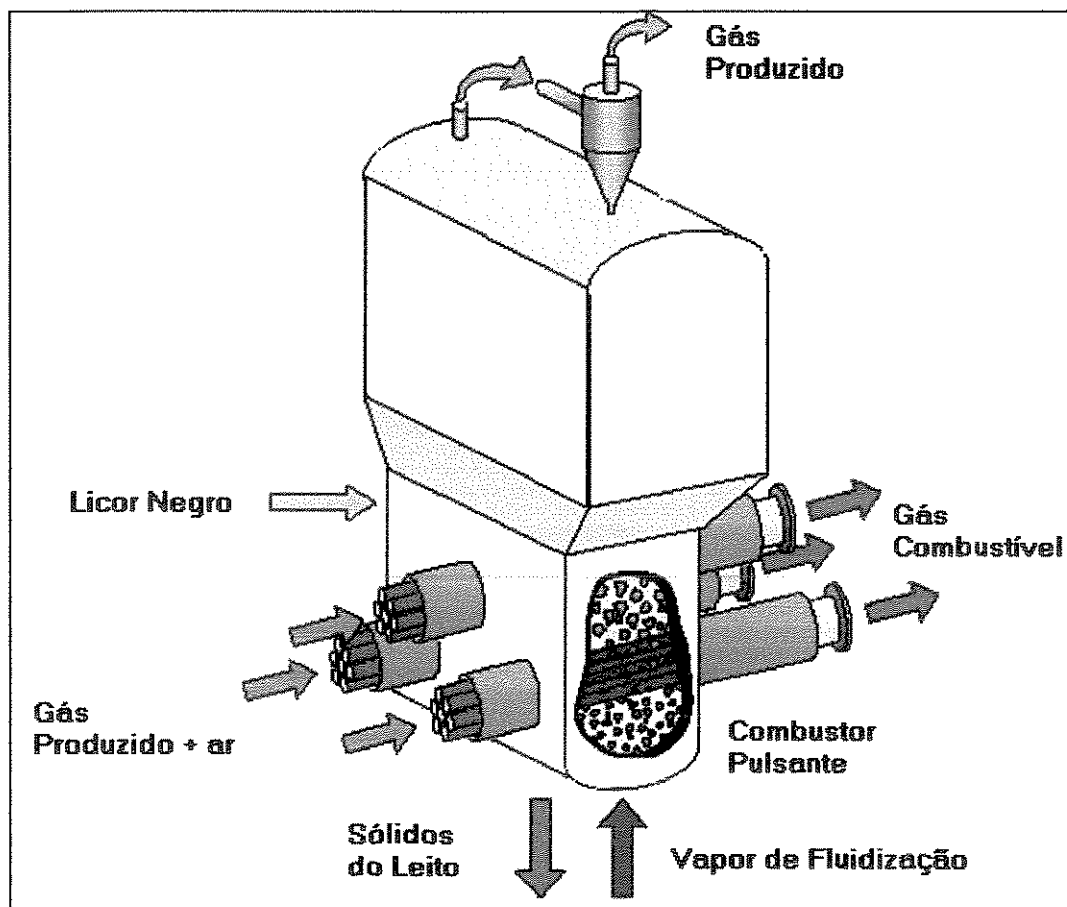


Figura 2.7 - Gaseificador MTCL (Whitty e Baxter, 2001).

Ainda com relação ao projeto desenvolvido pelo MTCL, um reformador de vapor foi projetado após longos testes realizados com gaseificador de licor negro desenvolvido pela "Industrial Combustion" e pelo Centro de Pesquisa de Gaseificação da Universidade de Utah. A obra civil foi iniciada em janeiro de 2004, em julho do mesmo ano foi iniciada a montagem do gaseificador e do sistema de alimentação, e 42% do projeto foi concluído, com a previsão de finalização do projeto no ano de 2005. O projeto é composto de cinco fases: (1) construção e teste do gaseificador de leito fluidizado; (2) avaliação do comportamento do leito sobre várias condições operacionais; (3) avaliação da qualidade do gás produzido; (4) análise da conversão do licor negro; e (5) modelagem computacional do gaseificador que será instalado na empresa de celulose "George-Pacific's Big Island" (Whitty, 2004). Na figura 2.8 está representado o esquema construtivo do projeto desenvolvido na universidade de Utah.

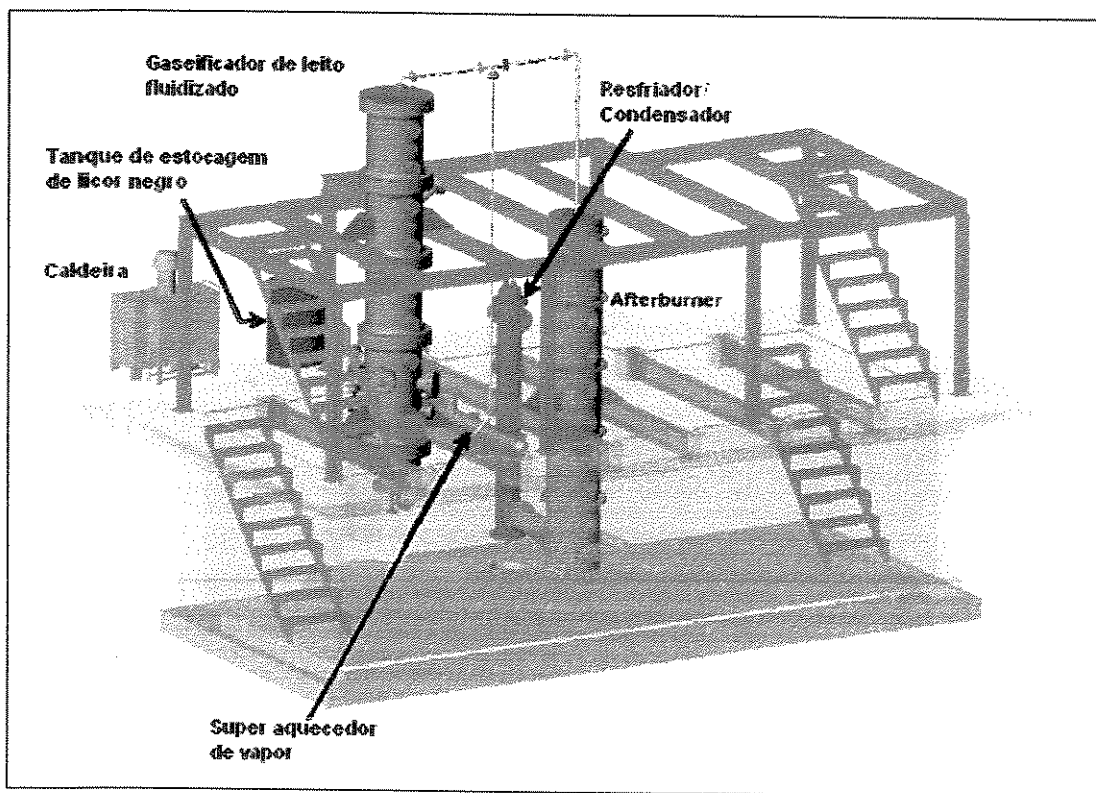


Figura 2.8 - Reformador de vapor que será instalado na Universidade de Utah (Whitty, 2004).

O outro projeto em desenvolvimento é o Chemrec, que foi criado pela empresa Kamyr em 1985, e que pertence agora à empresa Babcock Borsig Power. O gaseificador é do tipo "downflow entrained flow", similar ao gaseificador Texaco destinado à gaseificação de carvão. O gaseificador opera com temperatura entre 950 e 1000°C. O licor negro concentrado é reduzido após reagir com ar ou oxigênio puro na condição sub-estequiométrica. O ar ou o oxigênio puro entra no reator na temperatura de 500°C, aquecido a partir dos gases produzidos, gás natural ou óleo combustível. O material fundido é separado dos gases produzidos no "quench", onde se dissolve formando o licor verde⁴ que é enviado para o setor de calcinação. A eficiência do sistema é superior a 95% e a conversão de carbono é superior a 98%. O gás resfriado no "quench" é limpo no lavador de gases tipo Venturi, para retirada do H₂S (Grace, 1995).

⁴ Licor verde: é o nome dado ao licor do processo sulfato, resultante da diluição em água dos produtos recuperados na caldeira de recuperação, antes de serem caustificados. A coloração verde é atribuída a presença de sulfetos de sódio e ferro.

Chemrec foi o primeiro sistema comercial de gaseificação de licor em operação, com capacidade de 72,5 toneladas por dia de licor negro sólido, e está instalado desde 1991 na empresa Frovifors, na Suécia. Inicialmente o processo apresentou problemas na manutenção do refratário, que foram solucionados. A quantidade de hidrossulfeto (H_2S) encontrado no gás na saída do lavador de gases está entre 200 - 700 ppm, e a capacidade atual do sistema é de 250 toneladas por dia de licor negro seco para um sistema de 15,2 m de altura, e 12 m x 18 m de área. A pressão de trabalho está entre 4 e 5 bar. Na Figura 2.9, está representado o funcionamento do gaseificador do projeto Chemrec.

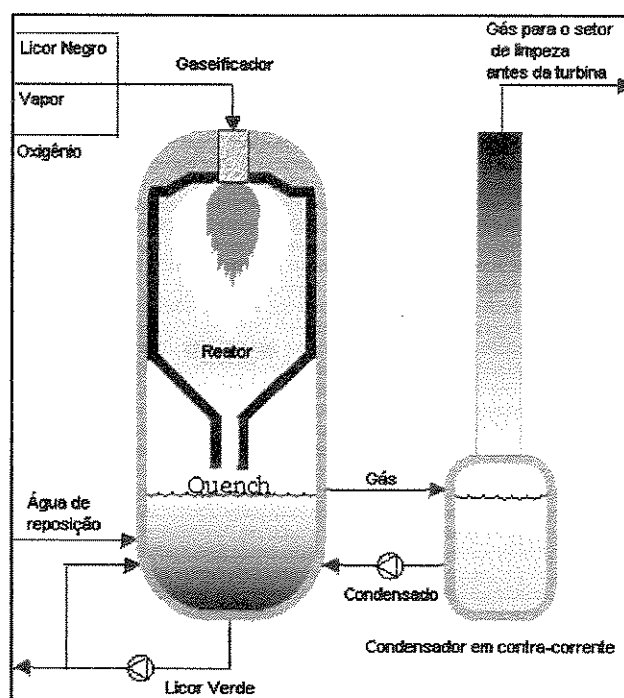


Figura 2.9 - Gaseificador Chemrec (Whitty e Baxter, 2001).

Em 1994 foi instalado na empresa Skoghall, na Suécia, um gaseificador Chemrec com capacidade de operação entre 50 e 100 toneladas por dia de licor negro seco e sistema de limpeza dos gases, com o objetivo de produzir combustível para turbina a gás. O poder calorífico do gás produzido depende da composição do licor negro e da quantidade de ar utilizado, e valores típicos estão na ordem de 2,8 - 3,5 MJ/Nm³, mas atualmente o gás é utilizado como combustível para ser utilizado em caldeiras de vapor (Grace, 1995).

Hood e Henningsen (2000) destacam que a operação do gaseificador com baixa temperatura não foi uma boa proposta comercial, e por isso foram realizadas alterações que possibilitaram o aumento da temperatura de gaseificação, aumentando a eficiência térmica e gerando um gás de médio poder calorífico (13 a 14 MJ/m³). Entretanto, esta modificação penalizou a conversão do carbono existente no licor negro, a qual foi melhorada posteriormente. Conforme Whitty e Baxter (2001), os dois sistemas instalados na Suécia continuam em operação.

No final de 1996 foi instalado um sistema de 350 toneladas/dia de licor negro em base seca, representando 20% da produção da empresa de celulose Weyerhaeuser New Bern, na Carolina do Norte, Estados Unidos. O gás produzido, após sair do sistema de limpeza, é queimado junto com óleo combustível em uma caldeira que produz vapor de processo. O sistema possui tratamento dos gases de combustão, como pode ser visto na Figura 2.10. No início, o gaseificador apresentou problemas com o revestimento refratário do reator, limitando a capacidade de operação da planta. Atualmente, o problema está sob controle e as pesquisas continuam sendo realizadas no desenvolvimento de um refratário que suporte as condições de trabalho do equipamento, diminuindo o número de paradas da planta de gaseificação para manutenção (Erickson e Brown, 1999).

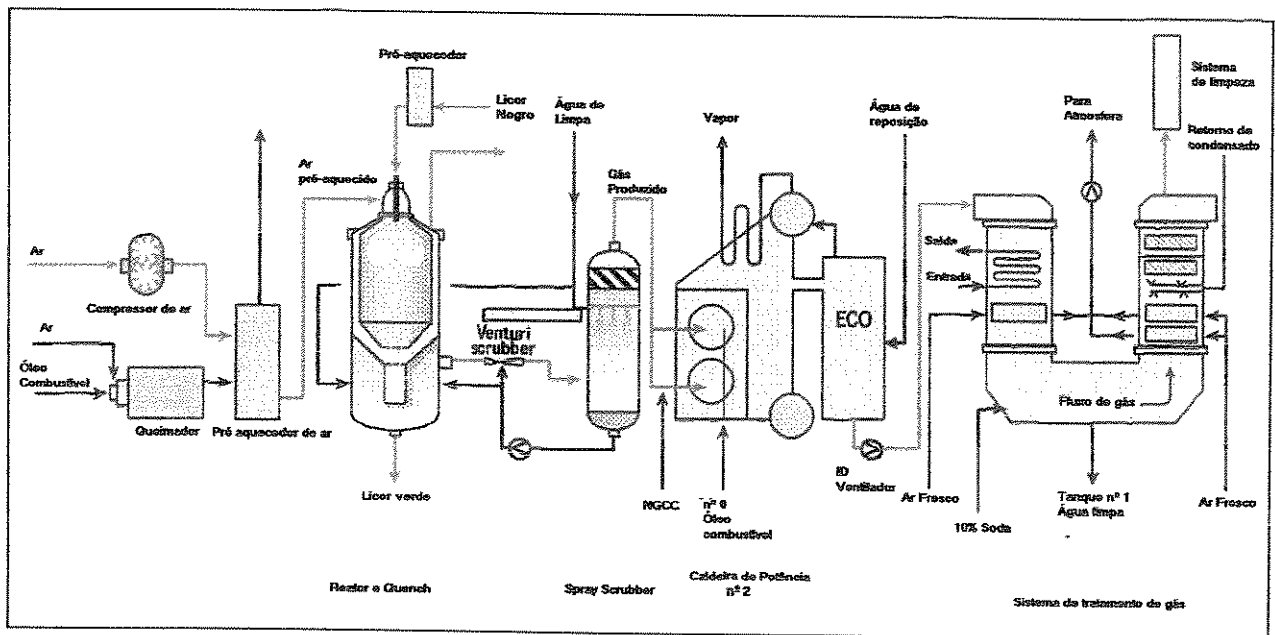


Figura 2.10 - Esquema do processo de gaseificação instalado em Weyerhaeuser (Erickson e Brown, 1999).

Devido à grande variedade de sistemas propostos, na tabela 2.1 são apresentados alguns dos projetos de gaseificadores de licor negro desenvolvidos nos últimos 30 anos. Nesta tabela destaca-se o local onde o projeto foi desenvolvido, o período de operação do sistema, o tipo de gaseificador utilizado no projeto, a capacidade, pressão e temperatura de operação, o poder calorífico inferior do gás produzido e alguns comentários sobre cada projeto.

Pelo estágio de desenvolvimento das tecnologias de gaseificação de licor negro verifica-se que os sistemas estudados estão divididos basicamente em dois tipos de processos:

- a gaseificação de licor negro a alta temperatura (acima de 850°C), com o sistema trabalhando na fase fundida, sendo que o principal exemplo é a planta de “Chemrec”;
- a gaseificação de licor negro a baixas temperaturas, na qual o gaseificador opera com temperaturas abaixo do ponto de fusão dos sais inorgânicos (700 a 750°C) e com composição por volta de 30% de sólido no licor negro, obtendo-se carbonato de sódio na forma sólida. Todo o enxofre é reduzido a hidrosulfito (H_2S), e utiliza basicamente gaseificadores com leito fluidizado. Exemplos deste tipo de sistema são os processos do MTCI (USA) e da ABB (Suécia).

Tabela 2.1 – Tabela resumo com alguns dos gaseificadores de licor negro desenvolvidos.

Local/ Projeto	Ano	Gaseif. Tipo	Capac (t/dia)	Pressão (kPa)	Temp. (°C)	PCI MJ/Nm ³	Comentários
Finlândia (VTT)	1988 a 1992	Leito fluidizado circulante	1,5	100 a 2000	700	—	Presença de material aglomerado no leito fluidizado; Baixa conversão do carbono contido no licor negro.
Suécia (ABB)	1990 a 1997	Leito fluidizado circulante	—	100	700	4	Formação de aglomerados e problemas de erosão devido à alta velocidade.
EUA (Babcock & Wilcox)	1989 a 1998	Leito fluidizado borbulhante	—	100	482 a 538	—	Formação de aglomerados que causavam perdas parciais da fluidização e canais preferenciais no interior do leito.
Suécia (NSP)	1971 a 1985	Ciclone Mais Caldeira	78	100	950 a 1050	—	Equipamento apresentou problemas com o sistema de alimentação de licor negro, e problemas de corrosão (ciclone).
EUA (RockWell Champion)	1978 a 1985	Sistema Híbrido	8,4	100	900 a 1000	4,5	Perda de calor no reator era muito alta e baixa taxa de redução do enxofre.
Finlândia (VTT)	1992	Entrained- flow	—	100	1000	—	O sistema operou apenas um ano, mas por motivos operacionais e falta de verba o projeto foi abandonado.
Finlândia (Tampella)	1989 a 1994	Downflow entrained flow	2,7	100	900 a 1000	1,5 – 2	O sistema apresentou sérios problemas de corrosão no ciclone devido ao seu contato com o material fundido.
Alemanha (Noel)	1995 a 2000	Entrained flow	—	—	—	—	Foram realizados alguns testes até o ano de 2000, quando o projeto foi interrompido.
EUA (MTCI)	—	Leito fluidizado	61 a 454	500	580 a 620	9 – 11	O gás produzido foi utilizado em uma célula combustível que gerava 161 W de potência.
Finlândia (Chemrec)	—	Downflow entrained flow	72,5	400 a 500	950 a 1000	2,8 - 3,5	Possui sistema de limpeza e Atualmente o gás é utilizado em caldeiras de vapor.

2.2- Modelagem do processo de gaseificação de licor negro

Por se tratar de uma tecnologia que está em desenvolvimento, existem poucos resultados experimentais disponíveis na literatura, por isso vários pesquisadores estão desenvolvendo programas computacionais voltados à modelagem do processo de gaseificação, assim como vários pesquisadores estão voltados na realização de testes em plantas em escala piloto. Existem também pesquisadores preocupados em discutir a utilização do gaseificador de licor negro, modelando a aplicação destes equipamentos do ponto de vista termodinâmico.

Pesquisadores como Frederick (1999), Frederick et al. (1993) e Backman et al. (1993), estão estudando o processo de gaseificação em escala piloto. Um dos objetivos destes pesquisadores é entender como o processo ocorre, principalmente a fluidização desenvolvida durante o processo. Os resultados obtidos por estes pesquisadores têm servido como parâmetros para outros pesquisadores realizarem testes em laboratórios e também aferir os modelos teóricos desenvolvidos.

Marklund (2002) pertence ao primeiro grupo de pesquisadores, sendo que no seu trabalho de doutorado, a partir de pacotes computacionais baseados em CFD ("Computational Fluid Dynamics"), elaborou um programa destinado a estudar os perfis de velocidade e de temperatura no interior do gaseificador. Esse programa pode servir como instrumento para a elaboração do projeto preliminar de gaseificadores de licor negro.

Consonni et al. (1998), Irén (1994), Berglin (1996), Berglin et al. (1995, 1996, 1998, 1999), Larson et al. (1997, 1998), apresentam resultados de modelagens do processo de gaseificação do ponto de vista termodinâmico, admitindo que o processo de gaseificação atinge o equilíbrio químico. Eles justificam sua hipótese principalmente quando se trabalha com temperaturas elevadas e também pela presença de elementos com sódio e potássio que funcionam como catalisadores da reação de gaseificação, permitindo que os valores encontrados nos experimentos estejam próximos aos valores encontrados no equilíbrio químico. Na tabela 2.2, Consonni et al. (1998) apresentam os resultados da composição dos gases obtidos na gaseificação de licor negro obtidos a partir da simulação, admitindo equilíbrio químico, utilizando dados obtidos em uma planta que operava em escala piloto. Deve ser destacado que somente na formação de metano

existe uma diferença entre os dois critérios. Para superar esse problema o autor usa critérios de correção baseados em dados experimentais. Apesar da quantidade de metano ser importante para o valor do poder calorífico dos gases, a mesma tem pequeno efeito especialmente no balanço de energia do sistema (Berglin, 1996).

Tabela 2.2 - Composição dos gases obtidos na gaseificação de licor negro a partir do equilíbrio químico e dados fornecidos por fabricante do gaseificador de licor negro (Consonni et al., 1998).

	Ar	CH ₄	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	H ₂ S	N ₂
Equilíbrio Químico (mol%)	0,47	0,05	11,16	12,94	20,27	14,58	0,74	39,79
Fabricante (mol%)	--	2,50	10,50	13,50	19,40	14,60	1,40	38,10

Solantausta et al. (1994) utilizaram o modelo de reator RGIBBS existente no programa ASPEN para calcular o equilíbrio químico a partir da energia mínima livre de Gibbs. É feita uma restrição no cálculo do equilíbrio químico por meio da definição de uma quantidade fixa de metano (CH₄) na saída do reator, porque na condição de equilíbrio químico a concentração do metano formado é muito baixa, o que não ocorre na reação de gaseificação real. Fogelhom e Mckeough (1991) adotam como metodologia para simulação do processo de gaseificação a relação de conversão, fator passível de medição a partir de dados experimentais, como a relação CO/CO₂ nos gases produzidos.

Pelo exposto, a maioria das informações utilizadas pelos pesquisadores no estudo de propostas de utilização da gaseificação de licor negro estão baseadas em modelos teóricos obtidos a partir do balanço termodinâmico do processo. Também existem trabalhos que estão voltados à modelagem da gaseificação com base no perfil de escoamento e no perfil térmico ao longo do gaseificador. Este tipo de modelagem pode ser utilizado no dimensionamento e na escolha do tipo de reator mais adequado a cada proposta.

2.3- Utilização da gaseificação de licor negro

Diversas propostas que utilizam a gaseificação de licor negro estão direcionadas ao uso desta tecnologia acoplada a um ciclo combinado com o objetivo de produção de potência e de calor, privilegiando os sistemas com características de cogeração. A viabilidade desses projetos é

mais significativa quando empresas do setor de papel e celulose têm o objetivo de trocar o sistema atual de geração (caldeira de recuperação/turbina a vapor) por esta nova tecnologia.

Berglin et al. (2003) apresentam uma proposta de utilização da gaseificação de licor negro na produção de metanol, que pode ser utilizado como combustível. Em 2001 teve início o projeto Altener⁵, originando em 2002 um consórcio de várias empresas no desenvolvimento do sistema de Gaseificação de Licor Negro com o objetivo de produzir combustíveis para uso veicular (Black Liquor Gasification with Motor Fuels Production - BLGMF).

O sistema é composto basicamente de uma planta de separação de oxigênio, sistema de remoção de gases ácidos, sistema de retirada de hidrosulfito, gaseificador, caldeira de recuperação e turbina a vapor. Maiores detalhes operacionais podem ser vistos no trabalho de Berglin et al. (2003). Os resultados obtidos a partir das simulações realizadas indicam a viabilidade econômica da produção de metanol a partir desta tecnologia. Vários pesquisadores propõem o acoplamento do gaseificador de licor negro a um ciclo combinado de potência, ou seja, o sistema “Black Liquor Gasification Combined Cycle” (BLGCC). Por não existir nenhuma planta instalada em escala industrial, os estudos realizados são executados a partir de modelos teóricos do gaseificador e do ciclo combinado. As principais diferenças entre as propostas estão relacionadas ao tipo de gaseificador utilizado, o nível de temperatura e de pressão de operação do gaseificador, o tipo de oxidante utilizado (ar ou oxigênio), uso ou não de sistema de aproveitamento de energia, tipo de sistema de limpeza de gases e o tipo de turbina a gás a ser utilizada.

Na Figura 2.11 está representada uma proposta de sistema BLGCC utilizando gaseificador tipo Chemrec. O sistema inclui uma planta de oxigênio e sistema de resfriamento do gás antes de ser direcionado ao absorvedor, que tem a função de retirar o hidrosulfito. Deve ser observado também que o condensado formado retorna ao “quench” para limpeza e resfriamento do gás formado.

⁵ Altener: projeto voltado ao desenvolvimento de fontes de energia renovável, em especial eólica, hidráulica, energia solar e biomassa, sendo um dos principais projetos da Comissão Europeia de Política Energética. Alguns dos motivos para o incentivo ao projeto são a redução de emissões de CO₂, o aumento do uso de fontes renováveis e seu desenvolvimento economicamente competitivo em relação aos atuais recursos disponíveis.

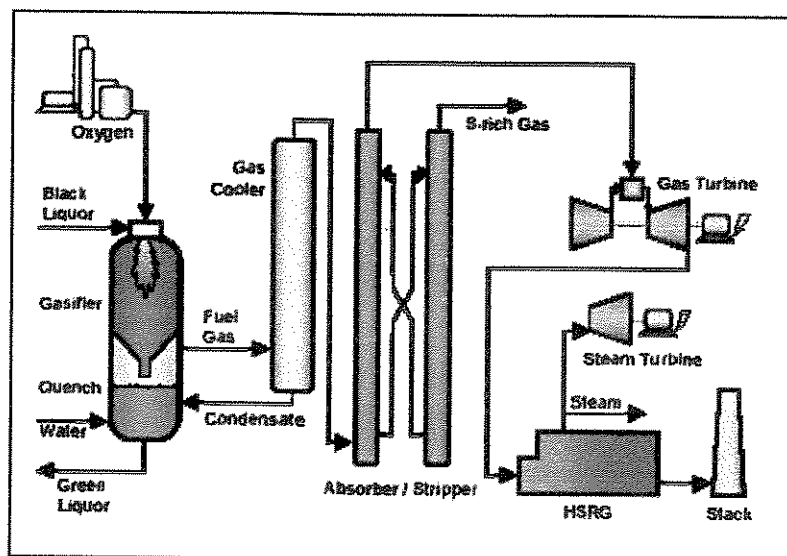


Figura 2.11 - Proposta de sistema BLGCC utilizando gaseificador Chemrec (Whitty e Baxter, 2001)

Berglin (1996) realizou a simulação de dois processos de gaseificação admitindo a condição de equilíbrio químico na gaseificação. Um dos processos foi simulado na fase sólida, com temperatura de gaseificação de 700°C e pressão atmosférica; o gás obtido tinha poder calorífico superior (PCS) de 4,35 MJ/m³ para um teor de 67% de sólidos secos no licor negro. O segundo processo foi simulado na fase fundida, com temperatura de 950°C e pressão de 2,5 MPa; o gás obtido tinha poder calorífico superior (PCS) de 3,4 MJ/m³ com o mesmo teor de sólidos secos considerado no processo anterior. Este autor comenta que, apesar do baixo valor do poder calorífico apresentado, os fabricantes de turbinas a gás têm utilizado combustíveis com poder calorífico superior inferior a 3,3 MJ/m³ sem acréscimo das emissões de monóxido de carbono.

Consonni et al. (1998) realizaram análise comparativa entre o sistema convencional contendo caldeira de recuperação, turbina a vapor e caldeira de biomassa, com três propostas de ciclo BLGCC: gaseificação com pressão de 0,2 MPa e temperatura de 700°C utilizando ar; gaseificação com pressão 2,5 MPa e temperatura de 950°C utilizando ar; e gaseificação com pressão 2,5 MPa e temperatura de 1000°C utilizando oxigênio. Na modelagem o gaseificador foi considerado no equilíbrio químico, utilizando sistema de limpeza de gases tipo venturi

"scrubber"⁶, recuperação de calor a partir de trocadores de calor, turbina a gás KWU modelo 64.3, assumindo que as mudanças necessárias⁷ para uso de um gás de baixo poder calorífico sejam realizadas, caldeira de recuperação, ciclo de turbina a vapor e caldeira de biomassa. Nas simulações foi admitido que a turbina a gás trabalha em plena carga, sendo a variação de potência suprida pela turbina a vapor. Maiores detalhes podem ser vistos no trabalho de Consonni et al. (1998).

Antes de apresentar os resultados obtidos pelos pesquisadores que realizaram simulações das propostas de gaseificação de licor negro, é importante definir alguns parâmetros utilizados por esses autores e que foram utilizados neste trabalho. No caso de ciclos de cogeração foi definida a eficiência global, equação 2.1, que leva em conta a soma da potência líquida produzida pela planta com a energia térmica disponível para o processo, cujo valor é obtido a partir da variação da entalpia do vapor e do condensado multiplicada pelo fluxo de massa de vapor.

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}} + \dot{Q}_{\text{processo}}}{\sum \dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI}_{\text{comb}}} \quad (2.1)$$

Para ciclos combinados, foi definida a eficiência térmica, equação 2.2, que leva em conta a potência líquida produzida pela planta, dividida pela energia total fornecida pelo combustível consumido.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}}{\sum \dot{m}_{\text{comb}} \times \text{PCI}_{\text{comb}}} \quad (2.2)$$

A eficiência racional definida por Kotas (1995), equação 2.3, é a relação entre a exergia total dos produtos e a exergia total dos combustíveis utilizados.

⁶ Scrubber: lavador químico de gases em contracorrente ao fluxo de gases

⁷ Algumas mudanças necessárias: alteração do ponto de operação do compressor da turbina a gás, alteração do diâmetro dos bocais da turbina devido ao aumento da massa de combustível que deve ser queimado na câmara de combustão para manter a mesma potência que é obtida quando é usado gás natural.

$$\Psi = \frac{\sum \dot{Ex}_{produto}}{\sum \dot{Ex}_{combustível}} \quad (2.3)$$

Destaca-se no estudo que, utilizando o mesmo consumo de licor negro, todas as propostas de BLGCC apresentaram 2 a 3 vezes mais potência produzida que o sistema convencional. Com relação à produção de energia térmica, vapor para o processo, todas as propostas de BLGCC precisaram da queima de alguma quantidade de biomassa para atingir valores correspondentes ao sistema convencional. Consonni et al. (1998) utilizam em seu trabalho para análise comparativa dos sistemas o termo eficiência global. A proposta que apresentou maior eficiência global foi o ciclo que opera com baixa pressão e baixa temperatura (81,4 % com base no Poder Calorífico Superior) e a proposta que apresentou menor eficiência foi o ciclo que opera com alta pressão e alta temperatura utilizando oxigênio (69,5% com base no PCS). Destaca-se que esta última proposta foi a que apresentou maior quantidade de energia disponível.

Näsholm e Westermark (1997) realizaram estudo comparativo entre um sistema de recuperação com Caldeira "Tomlinson" e ciclo "Rankine", e um sistema com ciclo combinado e gaseificação pressurizada (25 bar), temperatura de 950°C, para atender a uma empresa com produção de celulose de 1320 toneladas de celulose por dia, demanda de vapor de baixa pressão (3 e 5 bar) de 154 MW e do vapor de média (12 bar) de 48 MW. Foi previsto um consumo 108 t/h de licor negro (PCS = 14,4 MJ/kg), com 75% de sólidos. Foi admitido que a eficiência isoentrópica para as turbinas de vapor de alta e de média pressão era de 85% e para a de baixa pressão, de 84%, além de eficiência mecânica de 99%. As condições do ambiente externo foram de 5°C e 1 atm. Na tabela 2.3, são apresentados os valores obtidos nas simulações dos sistemas.

Tabela 2.3 – Simulação dos sistemas convencional e gaseificação(Näsholm e Westermark, 1997).

Características	Unidade	Caldeira de Recuperação	Gaseificador a 900°C
Licor Negro	MW	432	432
Potência Útil	MW	52	96,6
Obtida na turbina a gás	MW	0	84,2
Obtida da turbina a vapor	MW	52	17,1
Demanda do compressor de gás	MW	0	-4,7
Eficiência Térmica	%	12	27,3
Eficiência global	%	66	76,7
Eficiência exergetica total (3)	%	28	37,8

Pelos valores obtidos na simulação observa-se que a produção de potência para o sistema BLGCC é aproximadamente 85% superior ao do sistema com caldeira de recuperação. Todas as eficiências calculadas (de 1ª Lei e de 2ª Lei da Termodinâmica) para o sistema BLGCC foram superiores ao sistema com caldeira de recuperação. A relação energia térmica por potência produzida do sistema IGCC (2,42 MWt/MWe) foi menor que a do sistema com caldeira de recuperação, apesar de que ambos sistemas tenham apresentado valores por volta de 234 MW de energia na forma de calor de processo, o que atenderia com folga o desejado pela empresa (202MW).

Larson et al. (1997, 1999), Eriksson et al. (2000) e Isaksson et al. (1998) apresentam propostas de utilização da gaseificação de licor negro em paralelo com gaseificação de biomassa. Destaca-se nos trabalhos que, além da geração de potência atender a demanda da empresa, existe a possibilidade de venda do excesso produzido, aumento na eficiência na geração de energia se comparado com o sistema convencional, e a discussão sobre o uso de recursos renováveis (licor negro e a biomassa) que contribui para a diminuição das emissões de dióxido de carbono (CO₂). Tais autores destacam que a tecnologia de gaseificação para produção de potência pode alcançar custos comercialmente viáveis, o que deve tornar esta tecnologia futuramente competitiva com as caldeiras de recuperação.

Ahlroth (1998) apresenta uma proposta de sistema chamado Sistema Híbrido de Energia, que consiste de um gaseificador de licor negro que produz o gás que é utilizado como combustível em um combustor que fica após a turbina a gás, a qual utiliza gases provenientes da gaseificação de biomassa. Os gases de combustão são direcionados para uma caldeira de recuperação (HRSG-Heat Recovery Steam Generator) onde é produzido vapor que é direcionado às turbinas a vapor. Este sistema opera em paralelo com o sistema convencional que utiliza caldeira de recuperação e ciclo Rankine para produção de potência e calor de processo. Destaca-se que esta proposta visa aproveitar o sistema atual de geração, possibilitando operar com sistema de gaseificação e ciclo combinado menor, diminuindo os custos de instalação. Destaca-se que a proposta chamada Sistema Híbrido de Energia apresentou eficiência térmica de 33% contra 13% do sistema convencional. Na Figura 2.12, está representada a proposta de sistema Híbrido de Energia apresentada por Ahlroth (1998).

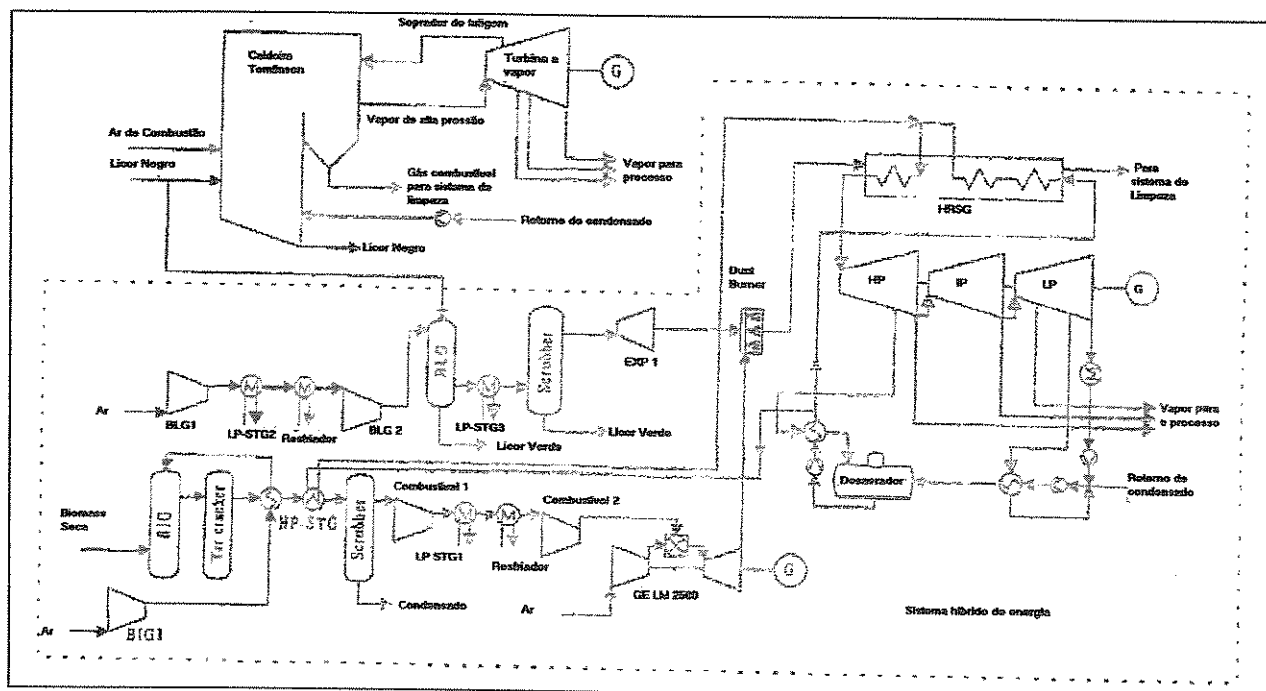


Figura 2.12 - Proposta de Sistema Híbrido de Energia (Ahloth, 1998)

Näsholm e Westermarck (1997) apresentam também uma proposta de Sistema Híbrido que utiliza parte do gás produzido no gaseificador de licor negro para a queima em uma caldeira de vapor para o ciclo Rankine e para a geração de vapor de processo. O restante do gás é misturado com gás natural e queimado em uma turbina a gás. Esta proposta apresentou eficiência em torno de 27,5%, levando em consideração somente a potência produzida. Os autores apontam como dificuldade para a implantação da proposta o estágio no qual se encontra o desenvolvimento dos sistemas de limpeza do gás e a dificuldade de encontrar turbinas a gás com capacidade apropriada para a demanda das empresas de papel e celulose.

Maunsbach et al. (2001) realizaram estudo comparativo de sistemas utilizando gaseificação de licor negro e de biomassa acoplados a um ciclo combinado com turbina a gás simples e turbina com injeção de vapor ("steam injected gas turbine" - STIG), caldeira de recuperação e combustão externa em uma turbina a gás evaporativa ("evaporative gas turbine" - EvGT). As simulações realizadas consideraram as turbinas trabalhando em carga parcial e na carga nominal da máquina. Em carga parcial, analisando a demanda de energia e os custos, a alternativa do ciclo com injeção

de vapor (STIG) se apresentou mais adequada para o uso na indústria de papel, em comparação com o ciclo combinado simples. Em carga parcial, o consumo de vapor de processo pode diminuir, com isso a carga das turbinas a vapor também, mas o ciclo pode operar com a produção normal de vapor, porque o vapor excedente pode ser direcionado para o ciclo STIG e trabalhar na sua melhor faixa de operação. O estudo apontou também que o sistema com queima externa e turbina a gás evaporativa (EvGT) foi o que apresentou maior eficiência, considerando somente a potência útil disponível.

Vale destacar que na maioria dos estudos realizados os pesquisadores consideram os sistemas operando em regime permanente, admitindo que a produção de licor negro é constante e que as turbinas a gás da classe "F" da "General Electric" e o modelo KWU 64.3 da Siemens, projetadas para trabalhar com gás natural, trabalham de forma similar quando utilizam gás pobre.

Para o desenvolvimento de turbinas aplicadas a ciclos BLGCC Stigsson e Berglin (1999) recomendam trabalhar com os seguintes conceitos: (a) modificar a câmara de combustão para combustível de baixo e de médio poder calorífico, melhorando a estabilidade da chama em condições de baixa carga, e para acomodar a alta velocidade de chama existente devido à grande quantidade de hidrogênio presente no gás; (b) adequar as margens de trabalho do compressor, já que experiências realizadas com sistemas IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle) apresentaram significativo aumento na potência de saída do ciclo, devido ao fato de o compressor possuir grande margem de flexibilidade de operação. Por exemplo, uma turbina da General Electric que produzia 159 MW com gás natural passou a produzir 193 MW usando gás proveniente da gaseificação de carvão; (c) remoção dos compostos de alcalinos como o sódio e o potássio contidos nos gases, pois devido às altas temperatura às quais estão sujeitas as pás dos primeiros estágios da turbina, as mesmas ficam susceptíveis a corrosão. Em consequência, os fabricantes especificam baixos teores de sódio e de potássio no combustível.

Harvey e Facchini (2004) realizaram um estudo prevendo o comportamento do ciclo BLGCC utilizando dois modelos: a) modelagem realizada fora do ponto de projeto da turbina; b) modelo simplificado, assumindo que as características da turbina na condição de projeto, usando gás natural, são as mesmas apresentadas quando utilizam gás pobre.

Na modelagem da turbina a gás operando com gás pobre fora do ponto de projeto foi modificada a temperatura dos gases na entrada da turbina a gás, utilizando como ferramenta o software GateCycle, desenvolvido pela General Electric. O autor destaca que somente usando este parâmetro não foi possível obter o melhor ponto de operação da turbina, sendo necessário trabalhar também com o aumento da pressão no compressor, diminuir a vazão de ar no compressor usando "guide-valve"⁸ tomando-se o cuidado para não se operar próximo do ponto de instabilidade da máquina (ponto de surge⁹), aumentar o tamanho dos bocais de entrada da turbina, evitando-se o estrangulamento (ponto de choke¹⁰) e aumentar a quantidade de ar extraído do compressor para resfriamento dos bocais e palhetas das turbinas a gás, controlando dessa forma a temperatura de entrada na turbina.

Com os resultados obtidos a partir das simulações o autor separou as turbinas analisadas em três grupos, sendo utilizado como parâmetro de comparação o valor da potência obtida com a turbina operando com gás pobre em relação ao valor obtido com a turbina operando com gás natural. Os resultados foram:

a) grupo 1: a Turbina PG6101 (General Electric) e a Turbina V64.3a(Siemens) apresentaram variação de 2,91% e 4,10%, respectivamente; b) grupo 2: a Turbina GT10C (Alstom Power), a Turbina PG5371 (General Electric) e a Turbina MF-221 (Mitsubishi) apresentaram variação de 6,54%, 1,80% e 2,02%, respectivamente; c) grupo 3: a Turbina GTX100 (Alstom Power) e a Turbina LMJ6000 (General Electric) apresentaram variação de 15,75% e 19,96%, respectivamente.

A partir das simulações realizadas Harvey e Facchini (2004) concluíram que as turbinas pertencentes aos grupos 1 e 2 possuem boas características para operar nos sistemas BLGCC. Destacaram que o segundo modelo com o modelo mais sofisticado (turbina operando fora do ponto de projeto), os resultados obtidos apresentaram 5% de diferença, indicando que para a

⁸ Guide-valve: válvula reguladora de admissão de ar na entrada do compressor de baixa pressão da turbina a gás.

⁹ Surge: ponto de operação onde ocorre instabilidade devido ao fluxo de ar reverso dentro do compressor. Este fluxo ocasiona esforços no interior do equipamento que podem danificá-lo. (Boyce, 2002)

¹⁰ Choke: é o ponto no qual onde o fluxo está com Mach = 1, ponto no qual não existe a possibilidade de aumentar o fluxo de ar (Boyce, 2002)

escolha da turbina a partir da vazão de combustível e temperatura dos gases da turbina pode ser uma boa metodologia de trabalho.

Nas simulações realizadas, uma parcela do licor negro foi destinada à gaseificação e a outra parcela foi destinada à produção de vapor para o processo, o que ocorre na maioria das vezes em plantas de papel e celulose. O modelo simplificado apresentou erro substancial, o que compromete o uso do modelo simplificado quando se utiliza a turbina em cargas parciais.

Outra preocupação no uso da gaseificação de licor negro em conjunto com ciclo combinado é a formação do hidrosulfeto (H_2S) presente no gás produzido, que é prejudicial para os sistemas que irão utilizar o gás pobre como combustível, causando corrosão em bocais e palhetas de turbinas a gás. Entre as propostas de sistemas de limpeza, a mais utilizada é a do lavador de gás (“Scrubber”). Nesse sistema, o hidrosulfeto (H_2S) é absorvido pela circulação de licor verde que vem do gaseificador, havendo uma pequena absorção de dióxido de carbono (CO_2). Para diminuir a quantidade de H_2S formado durante a gaseificação, os pesquisadores do VTT, da Finlândia, propõem adicionar compostos de cálcio no gaseificador e analisar os resultados. Até o momento, não há resultados disponíveis sobre as experiências realizadas.

Como o sistema de limpeza do gás é de extrema importância para o acoplamento do gaseificador e do ciclo combinado, Salmenoja (1993b) indica que a remoção de enxofre dos produtos de combustão é facilmente conseguida através de um lavador de gases e do uso de torre de limpeza com CO_2 . De acordo com cálculos de equilíbrio químico e experiências realizadas, a remoção de enxofre antes do estágio de gaseificação se faz necessária, indicando que a solução para o problema está em desenvolvimento, principalmente utilizando a experiência adquirida com outros sistemas, como os de gaseificação de carvão.

Ainda com relação ao uso de lavadores de gases Consonni et al. (1998) afirmam que durante o processo de lavagem dos gases, para cada mol de H_2S removido dos gases 2 mols de CO_2 são removidos, e que o sódio existente no lavador reage formando bicarbonato de sódio. Grace (1995) indica que quando se utilizar sistema BLGCC em uma planta de papel e celulose, no caso de ser utilizado sistema de limpeza tipo “Scrubber”, existirá a necessidade de aumentar o consumo de cal (óxido de cálcio) no processo de recuperação e caustificação em relação ao

sistema atual que utiliza caldeira de recuperação. Esse fato é devido à maior quantidade de hidrosulfito absorvido.

Para justificar a viabilidade do sistema BLGCC, Frederick (1999) destaca como vantagens: a econômica, devido ao custo de instalação menor que o do sistema convencional; a energética, devido à possibilidade de produzir mais potência em relação ao sistema atual; a química, devido à possibilidade da separação do sódio e do enxofre no próprio gaseificador em lugar da necessidade de regeneração do sulfeto de sódio no processo de recuperação, principalmente na gaseificação a baixa temperatura, com isso diminuindo o consumo de cal no processo de recuperação e da carga do forno de cal.

Na gaseificação, uma grande parte do enxofre contido no licor é convertido em H_2S , e com a exigência de baixos teores de enxofre e de sódio no gás combustível para alimentação das turbinas e em plantas de gaseificação de carvão, o uso de sistemas de limpeza é indispensável. Por isso McKeough (1993), Lindstrom et al. (2002) e Larson e Raymond (1997) destacam que a implantação dos sistemas BLGCC pode aumentar os custos da empresa de papel e celulose, dependendo do tipo de sistema de limpeza de gases a ser utilizado.

Larson e Raymond (1997) destacam que quando o hidrosulfito (H_2S) não é totalmente convertido em sulfeto de sódio dentro do gaseificador, é preciso separá-lo dos gases produzidos. Os principais sistemas de separação do hidrosulfito (H_2S): absorção via úmida com solventes/regeneração (utilizado industrialmente); absorção/regeneração a seco (em desenvolvimento em escala piloto); e o sistema úmido tipo lavador de gases ("Scrubber") utilizando carbonato de sódio (Na_2CO_3) ou solução de licor verde. Uma das limitações com relação ao uso de qualquer um dos sistemas de limpeza apresentados é a da temperatura de operação, havendo necessidade de resfriamento dos gases para melhora da absorção na limpeza (Frederick, 1999).

O futuro da gaseificação de licor negro depende da solução de alguns problemas técnicos, antes de se tornar viável economicamente, como o desenvolvimento de sistemas de limpeza eficientes que retirem vapores de enxofre e vapores de álcalis, sendo que para estes as concentrações devem estar abaixo de 0,1 a 0,2 ppm principalmente quando se deseja utilizar o

gás em turbinas a gás. Como foi apresentado o sistema de limpeza de gases mais utilizado é o lavador de gás que contém uma solução para absorver gases de enxofre e de álcalis, mas esse sistema apresenta como inconveniente a necessidade de trabalhar a baixa temperatura (100 a 150°C), o que reduz a eficiência térmica do ciclo, além de aumentar a necessidade de adição de soda e de aumento do sistema de queima ou forno de cal.

As pesquisas atualmente estão voltadas ao desenvolvimento de filtros cerâmicos que podem trabalhar com temperaturas mais elevadas e com poder de retenção dos elementos como enxofre e álcalis, e algumas tecnologias de limpeza desenvolvidas para a gaseificação de carvão ou de biomassa podem ser utilizadas na gaseificação de licor negro. Newby et al. (2000) apresentam um sistema de limpeza de gases que trabalha a alta temperatura (ao redor de 530°C). O sistema possui filtros cerâmicos que atendem às especificações ambientais e dos fabricantes de turbinas. O sistema de filtros possui ciclone separador de partículas grandes, usado para aumentar a vida útil do filtro cerâmico. Com a possibilidade de trabalhar a alta temperatura a eficiência do ciclo BLGCC será maior do que trabalhando com sistema de limpeza via úmida. Sadowski et al. (1999) apresentam uma proposta de construção de um gaseificador denominado “Gaseificador Perfeito” (Perfect Gasifier), que poderá ser utilizada na gaseificação de licor negro, carvão ou coque, figura 2.13.

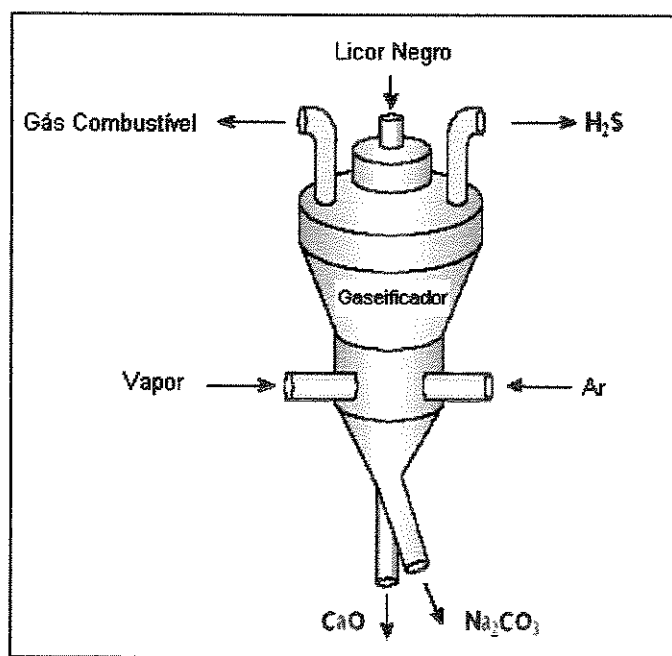


Figura 2.13 - Gaseificador Ideal (Sadowski et al., 1999)

O sistema deverá operar com três regiões de temperatura: a 760°C para separar e descartar o carbonato de sódio; a 870°C para separar o enxofre e formar H₂S, separando-o dos gases produzidos na gaseificação; e a 950°C para separar o óxido de cálcio. Com este sistema, além de melhorar o processo de recuperação de inorgânicos, não haverá a necessidade da instalação de sistema de limpeza posterior ao gaseificador, que poderia onerar o custo do ciclo combinado.

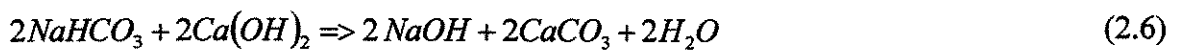
Como o sistema de filtro ainda está em fase de pesquisas, Larson et al. (2000b) apresentam propostas de sistemas de limpeza que podem ser utilizados no ciclo BLGCC: a) na gaseificação com oxigênio parte do licor verde que sai do gaseificador é direcionado para o lavador de gases, havendo a absorção do H₂S; a mistura é então direcionada ao setor de caustificação, produzindo o licor branco; b) na gaseificação com oxigênio o licor verde é todo direcionado para o setor de caustificação, e no lavador de gases sob a presença de reagentes e solventes específicos os gases ácidos são separados do gás e direcionados em mistura com o licor negro na entrada do gaseificador, aumentando a concentração de H₂S; c) sistema similar à proposta (b), com a diferença de que uma parte dos gases ácidos retornam para o gaseificador e a outra parte é direcionada para o processo "Claus" onde ocorre a conversão do H₂S contido nos gases ácidos em enxofre. O enxofre separado é misturado com parte do licor branco que sai do setor de caustificação, produzindo polisulfito que é utilizado na planta de celulose; d) na gaseificação com ar é proposto um processo similar ao descrito na proposta (b).

Para verificar as vantagens e desvantagens das propostas apresentadas por Larson et al. (2000b), descreve-se a seguir, de forma simplificada, o que ocorre com o licor verde no processo de recuperação.

Quando o licor negro é queimado dentro da caldeira de recuperação "Tomlinson", o sódio e o enxofre que aparecem no licor verde formado estão essencialmente sob a forma de sulfito de sódio (Na₂S) e carbonato de sódio (Na₂CO₃). Na caustificação cada mol de Na₂CO₃ é convertido em dois moles de hidróxido de sódio (NaOH) a partir da reação com um mol de hidróxido de cálcio (Ca(OH)₂), como apresentado na equação 2.4.



Nas propostas de sistemas de limpeza apresentados, a proposta (a) vai exigir incremento no uso de hidróxido de cálcio (cal) no setor de caustificação, se comparado com um sistema convencional. Isso ocorre porque para cada mol de H_2S absorvido são necessários dois moles de carbonato de sódio (Na_2CO_3) para a reação, como apresentado na equação 2.5., e o bicarbonato de sódio ($NaHCO_3$) deve ser convertido em hidróxido de sódio ($NaOH$) a partir da reação com hidróxido de sódio, como apresentado na equação 2.6.



Como essas reações ocorrem ao longo de todo o processo, quando o gás combustível entra em contato com o carbonato de sódio (Na_2CO_3), ocorre a absorção de parte de dióxido de carbono (CO_2) contido nos gases, formando bicarbonato de sódio ($NaHCO_3$) como pode ser visto na equação 2.7. Para que este bicarbonato de sódio adicional seja convertido em hidróxido de sódio, existe a necessidade de um consumo adicional de óxido de cálcio (cal) no processo.



A partir do que foi exposto, Larson et al. (2000b) realizaram simulações de sistemas de BLGCC, e do sistema convencional utilizando caldeira de recuperação "Tomlinson" e ciclo a vapor, representados aqui por meio de diversos cenários. Cenário 1, composto por um sistema de gaseificação com oxigênio, pressurizado (25 bar) e alta temperatura (1000°C), HRSG, caldeira de biomassa, turbina a gás e a vapor e sistema de limpeza tipo (a). Cenário 2, sistema BLGCC similar ao cenário 1, mas utilizando o sistema de limpeza tipo (b). Cenário 3, sistema BLGCC similar ao cenário 1, mas utilizando o sistema de limpeza tipo (c). Cenário 4, sistema BLGCC similar ao cenário 1, utilizando ar como oxidante, e utilizando sistema de limpeza tipo (b). O sistema convencional possui caldeira de recuperação, caldeira de biomassa e turbina a vapor.

Os resultados das simulações são apresentados na tabela 2.4, e os custos de cada um dos sistemas analisados são apresentados na tabela 2.5. Maiores detalhes sobre as estimativas de custos são apresentados no trabalho de Larson et al. (2000b).

Tabela 2.4 - Características dos cenários de BLGCC e do sistema convencional (Larson, 2000b).

Performance das propostas	Sistema convencional	BLGCC			
		Cenário I	Cenário II	Cenário III	Cenário IV
Licor Negro consumido (MW)	381	381	381	345	381
Biomassa Consumida (MW)	97	246	245	249	106
Gás Natural Consumido (MW)	0,0	1,2	6,7	21,7	6,3
Potência Líquida Gerada (MW)	50	136	135	135	99
Produção de Vapor (MW)	249	250	250	249	250
Eficiência % (PCS)	10,4	21,7	21,3	22,0	20,1

Tabela 2.5 - Estimativa de custo de capital dos quatro cenários de BLGCC e do sistema convencional, base US\$ de 1997 (Larson et al., 2000b).

Custo dos equipamentos (milhões \$)	Sistema convencional	BLGCC			
		Cenário I	Cenário II	Cenário III	Cenário IV
Equipamentos					
Caldeira de Recup. (conjunto)	159,8	----	----	----	----
Sistema de Gaseif. (conjunto)	----	54,2	54,1	54,1	43,3
Ciclo combinado (conjunto)	----	69,7	69,7	69,7	62,8
Caldeira de Biomassa (conjunto)	16,9	37,6	37,6	37,6	24,9
Sistema de Limpeza (conjunto)	----	36,0	16,4	19,6	26,9
Total (Equipamentos)	176,7	197,5	177,8	181,0	157,9
Instalação e Construção	13,7	15,3	13,8	14,0	12,2
Total do projeto	190,4	212,8	191,6	195,0	170,1

A partir das tabelas apresentadas pode ser verificado que o custo de instalação de qualquer um dos cenários que utilizam BLGCC estão próximos do valor de um sistema convencional novo. Destaca-se o aumento da geração de potência em torno de 2 a 2,7 vezes se comparado ao sistema convencional, representando um custo de geração entre 1380 e 1400 US\$/kWh para BLGCC, e de 3190 a 3920 US\$/kWh para o sistema convencional (Larson et al., 2000b). Jahnke (1999) apresenta um valor de 1084 US\$/kWh para sistema BLGCC em seu estudo.

Por serem instalações mais complexas, todos os cenários apresentam valores de custos de operação e manutenção superiores ao sistema atual. Esse aumento é devido à necessidade do consumo de biomassa e de gás natural para atender à mesma demanda térmica que os sistemas convencionas, a necessidade de sistemas de limpeza de gases, além da manutenção e operação mais complexa. Mas a partir dos dados apresentados por Larson et. al. (2000b), qualquer um dos

cenários pode ser considerado economicamente atraente para o setor. O cenário 1 apresentou um custo adicional¹¹ de 11,94 milhões US\$/ano e um crédito adicional de operação¹² de 29,00 milhões US\$/ano, obtendo-se um crédito líquido de 17,05 milhões US\$/ano. O cenário 2 obteve um crédito líquido de 16,34 milhões US\$/ano, o cenário 3 um crédito líquido de 16,09 milhões US\$/ano e o cenário 4 um crédito líquido de 11,58 milhões US\$/ano.

Larson et al. (2003) realizaram estudo com o objetivo de avaliar com grande profundidade e amplitude a perspectiva de custos e benefícios comerciais para as indústrias de papel e celulose dos Estados Unidos de configurações de BLGCC. Este estudo foi realizado a partir da análise comparativa entre as configurações de BLGCC e a configuração atual de cogeração do setor de papel e celulose composta de caldeiras de recuperação "Tomlinson" e caldeira de biomassa e turbina a vapor operando com temperatura e pressão de 485°C e 7,9 MPa respectivamente. As configurações de BLGCC analisadas foram a configuração BLGCC com ar a pressão atmosférica com temperatura de gaseificação de 600°C; a configuração de BLGCC com oxigênio pressurizado na pressão de 3,5MPa e temperatura de gaseificação de 1000°C; e a configuração BLGCC com oxigênio pressurizado similar à configuração anterior, porém, com injeção de gás natural em paralelo com o gás produzido no gaseificador na câmara de combustão. Nas configurações de BLGCC não foi considerado o uso de caldeira de biomassa como na configuração com caldeira "Tomlinson". Na tabela 2.6 são apresentadas as perspectivas de benefícios para as empresas de papel e celulose dos Estados Unidos a partir do momento em que sistemas de BLGCC sejam instalados e estejam operando.

Finalizando, as pesquisas indicam que a gaseificação de licor negro tem potencial de utilização dentro do setor de papel e celulose. Os estudos sobre o sistema apontam para o uso da gaseificação pressurizada a alta temperatura em sistema BLGCC, e enquanto não forem concluídas as pesquisas sobre sistemas de filtragem a quente utilizando filtros cerâmicos, a proposta de sistema de limpeza úmida continuará sendo a mais recomendada.

¹¹ Custo adicional: referente a operação e manutenção, consumo de biomassa e gás natural, combustível para o forno de cal, manutenção e operação do sistema de limpeza de gases e operação do digestor.

¹² Crédito adicional de operação: redução do custo da madeira e receita pela eletricidade vendida.

Tabela 2.6 - Perspectivas para o Estados Unidos em relação aos benefícios da comercialização de sistemas de BLGCC (Larson et al., 2003).

Benefícios Econômicos	• alto rendimento na produção de celulose (devido às modificações requeridas pelo BLGCC no processo de produção de celulose) reduzindo o consumo de energia para produção de celulose em aproximadamente 7% por unidade de massa de papel produzido. • Mais de US\$ 6,5 bilhões (referente à cotação de 2002) devido à economia de energia acumulada durante 25 anos. • Potencial acumulativo de crédito adicional (referente a 25 anos) devido às emissões na faixa de US\$ 450 milhões para SO₂, US\$ 3,2 bilhões para NO_x, e US\$ 3,1 bilhões para CO₂. • Preservação e crescimento de empregos na indústria de papel e celulose.
Benefícios Ambientais	• alto rendimento na produção de celulose devido modificações requeridas no processo em aproximadamente 7% por unidade de massa de papel produzido. • Potencial redução no consumo de água de resfriamento, de água de reposição e na produção de resíduo sólido. • Mais de 35 milhões de toneladas de CO₂, 160.000 toneladas de SO₂, e 100.000 toneladas de NO_x deixarão de ser emitidas durante o período de 25 anos após a instalação de sistemas de BLGCC. Adicional redução de particulados, componentes orgânicos voláteis e gases de enxofre. • Benefícios adicionais poderão ser atribuídos aos sistemas BLGCC aliados a novos sistemas de geração de energia utilizando biomassa, resultando no desenvolvimento e uso sustentável do uso de biomassa para produção adicional de energia e para a produção química.
Benefícios de Segurança	• Durante o período de 25 anos mais de 156 bilhões de kWh de energia elétrica adicional produzida por sistemas de BLGCC, se comparado com sistemas que utilizam caldeira "Tomlinson". • Mais de 380 milhões de GJ/ano de combustíveis fósseis poupados durante o período de 25 anos. • Potencial para a produção de combustíveis e de produtos químicos a partir do licor negro e da biomassa, evitando o uso de petróleo.
Benefícios Tecnológicos	• Avanços em diversas áreas como na ciência dos materiais, na tecnologia de sistemas de limpeza de gás, no desenvolvimento de alternativas para o processo de celulose química, entre outros.

Capítulo 3

Setor de Papel e Celulose e o Processo Kraft

Este capítulo apresenta brevemente o setor de papel e celulose no que diz respeito à produção e consumo de energia, além do potencial de expansão do setor. Também é feita uma breve descrição dos processos de fabricação de papel e celulose, em particular do processo "Kraft", que é o mais utilizado no Brasil e na maior parte dos países produtores de papel e celulose.

3.1 O setor de papel e celulose: produção e consumo de energia

O setor de Papel e Celulose é formado por indústrias produtoras de pastas celulósicas, por fabricantes de papel não integradas, ou seja, empresas que produzem apenas o papel, não possuindo no seu processo a fabricação de celulose, e pelas indústrias de papel e celulose integradas. O setor de papel e celulose caracteriza-se por ser um setor energo-intensivo, e a sua representatividade na matriz energética brasileira vem crescendo a cada ano, destacando que durante o período de 1981 a 1991 o setor de papel e celulose representou 7,76 % do consumo do setor industrial e 2,91% do consumo energético nacional, e no período de 1992 a 2003 o setor de papel e celulose representou 9,80 % do consumo do setor industrial e 3,74 % do consumo nacional, conforme dados apresentados pelo Ministério de Minas e Energia (2004).

O aumento do consumo de energia do setor pode ser atribuído ao aumento da produção de papel e celulose, como pode ser visto na Figura 3.1. Pode ser observado que durante o período analisado o consumo de energia anual do setor em tonelada equivalente de petróleo (tEP) é proporcional à produção, em toneladas por ano, de Papel e Celulose, apresentado um consumo

específico que varia entre 0,39 a 0,43 tEP por tonelada de Papel e Celulose (17,5 a 19,3 GJ por tonelada de Celulose e Papel). Destaca-se que, durante o período entre 1995 a 2003, observa-se o aumento da produção do setor, que apresentou um acréscimo maior que o consumo de energia durante o mesmo período. Esse afastamento entre as curvas pode representar uma leve diminuição do consumo específico de energia, fruto da implantação das novas tecnologias de produção de papel e celulose, políticas de racionamento de energia, aumento da auto-geração utilizando resíduos industriais, aumento do uso de material reciclado na produção de papel, utilização de equipamentos mais eficientes, entre outras atividades.

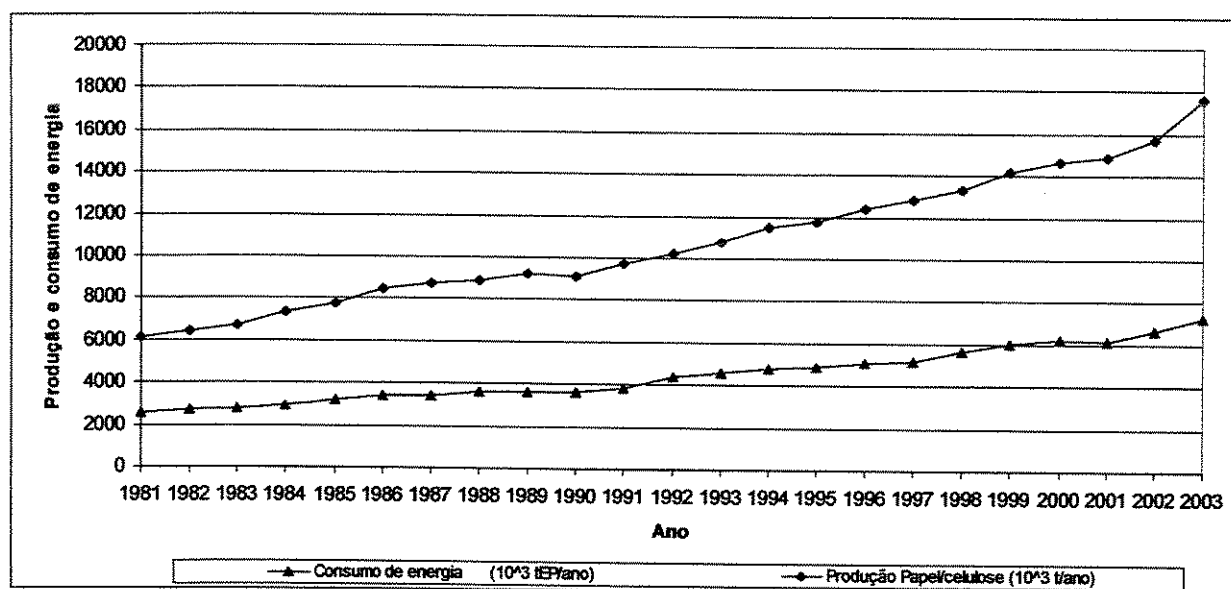


Figura 3.1 – Produção de Papel/Celulose e Demanda de Energia. Fonte: Ministério das Minas e Energia (2004).

Conforme o Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (2000), a taxa anual de crescimento do setor de celulose durante o período de 1990 a 1996 foi de 4%, e as estimativas realizadas para o período de 1996 a 2006 indicam um aumento de 1,7% a.a.. Para os Estados Unidos e países da Europa Ocidental é prevista uma queda na produção de celulose devido ao uso intensivo de fibras recicláveis, e para os países da América Latina, Oceania, Japão, Ásia e África está previsto um aumento de 1,6% a.a.. Ainda conforme o Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (1996), é previsto que o Brasil, durante o período de 1996 a 2006, seja

responsável por 80% da oferta adicional de celulose no mundo. Esse aporte é devido aos projetos de implantação e expansão em várias empresas do setor. Na figura 3.2 está apresentada a participação de alguns dos maiores produtores de celulose mundial, que juntos representam aproximadamente 70% da produção mundial de celulose. Destaca-se que, apesar da participação do Brasil ser pequena neste grupo, ela apresenta um aumento ao longo do período analisado.

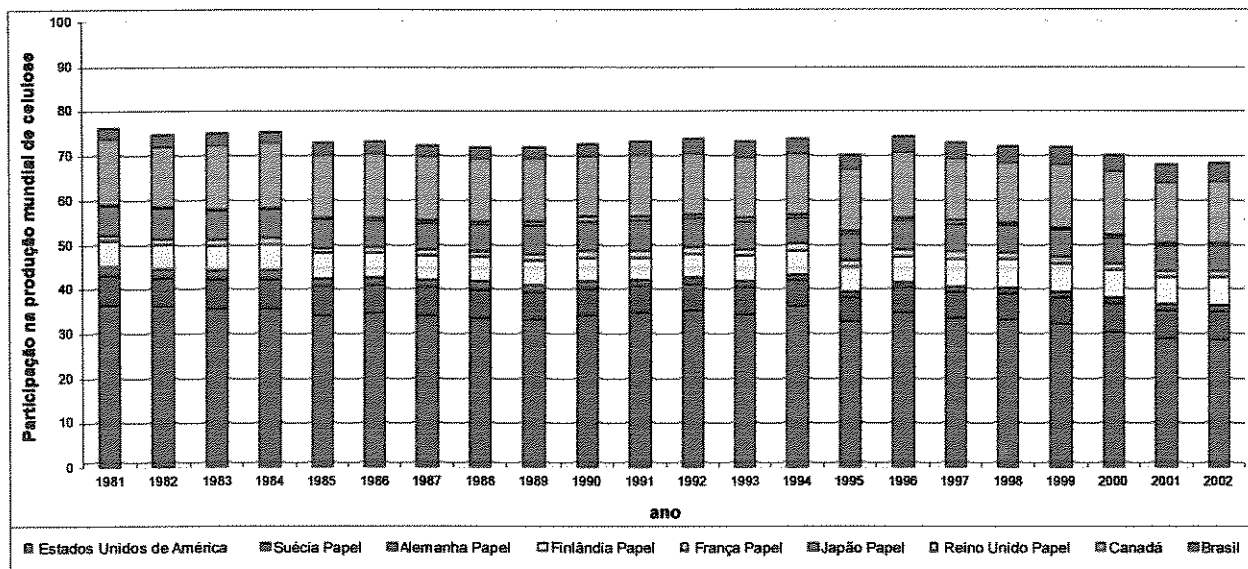


Figura 3.2 –Representatividade da produção de Celulose de alguns dos grandes produtores de papel e celulose do mundo. Fonte: FAOSTAT (2003).

A produção mundial de papel vem crescendo nos últimos anos. No período entre 1990 e 1995 foi próxima a 3,6 % a.a. em média, e as perspectivas para o período entre 1995 e 2005 são de taxas anuais médias ao redor de 3,3%. O aumento do consumo de papel pode ser relacionado ao aumento intensivo da propaganda (mala direta), tecnologia desenvolvida para escritórios como fax, copiadoras, impressoras, computadores pessoais, além do barateamento da impressão, caracterizando uma maior diversidade de títulos de revistas e periódicos. Os maiores produtores e consumidores de papel são Estados Unidos, Japão e Canadá e respondem por cerca de 47% da produção mundial. Os Estados Unidos, Japão e Alemanha consomem 50% de todo o papel produzido (Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social, 1996).

Conforme Marussek (1998), em 1997 o Brasil ocupou o 11º lugar entre os países produtores de papel e o 10º entre os consumidores, sendo o 7º maior produtor de celulose. Apesar disso, o consumo de papel "per capita" do brasileiro é baixo (34 kg/habitante) se comparado a países como os Estados Unidos (332 kg/habitante), Grécia (97 kg/habitante) e Argentina (45kg/habitante). Esses números indicam que o setor apresenta um potencial significativo de crescimento no Brasil.

Na tabela 3.1, apresenta-se a produção de papel e celulose no Brasil e a participação de cada um deles na produção total do país. Verifica-se nesta tabela que a produção de celulose tem atendido a demanda da produção de papel, havendo em alguns períodos a necessidade de complementar com importação de celulose, como ocorreu, por exemplo, durante o período de 1984 a 1991.

Tabela 3.1 - Produção de papel e celulose no Brasil e a participação de cada um deles na produção total do país (FAOSTAT, 2003).

Ano	Produção de celulose (10 ⁶ t/ano)			% de Participação	
	Celulose	Papel	Total	Celulose	Papel
1981	3036	3104	6140	49,45	50,55
1982	3370	3331	6701	50,29	49,71
1983	3556	3428	6984	50,92	49,08
1984	3519	3770	7289	48,28	51,72
1985	3735	4024	7759	48,14	51,86
1986	3908	4527	8435	46,33	53,67
1987	3926	4714	8640	45,44	54,56
1988	4054	4687	8741	46,38	53,62
1989	4423	4808	9231	47,91	52,09
1990	4364	4846	9210	47,38	52,62
1991	4769	4890	9659	49,37	50,63
1992	5298	4915	10213	51,88	48,12
1993	5501	5354	10855	50,68	49,32
1994	5831	5732	11563	50,43	49,57
1995	5909	5858	11767	50,22	49,78
1996	6225	5887	12112	51,40	48,60
1997	6342	6477	12819	49,47	50,53
1998	6720	6526	13246	50,73	49,27
1999	7111	6257	13368	53,19	46,81
2000	7341	6475	13816	53,13	46,87
2001	7390	7356	14746	50,12	49,88

A indústria brasileira de papel e celulose apresentou um significativo desempenho durante o período de 1981 a 2000, sendo que o consumo aparente do país foi incapaz de absorver todo o crescimento verificado na produção. Durante o período, a produção elevou-se de 3,36 milhões de toneladas de papel e 2,87 milhões de toneladas de celulose, em 1980, para, respectivamente, 5,85 e 5,44 milhões de toneladas, em 1995. Merece destaque o expressivo crescimento do consumo de papel no mercado interno entre 1993 e 1995: o aumento do consumo foi de 30%, contra 10% de elevação do volume produzido, ocasionando queda das exportações e elevação das importações. Nos últimos anos, a produção de celulose vem atendendo à demanda na produção de papel, evitando com isso a necessidade de importação de celulose, fruto das novas instalações implantadas no setor.

Como pode ser observado na figura 3.3, o aumento crescente da produção de celulose é devido à necessidade de atender o mercado interno e externo. Observa-se também o aumento do consumo interno nos últimos anos em detrimento das exportações, existindo a necessidade de importação de uma pequena quantidade de celulose para atender a demanda interna.

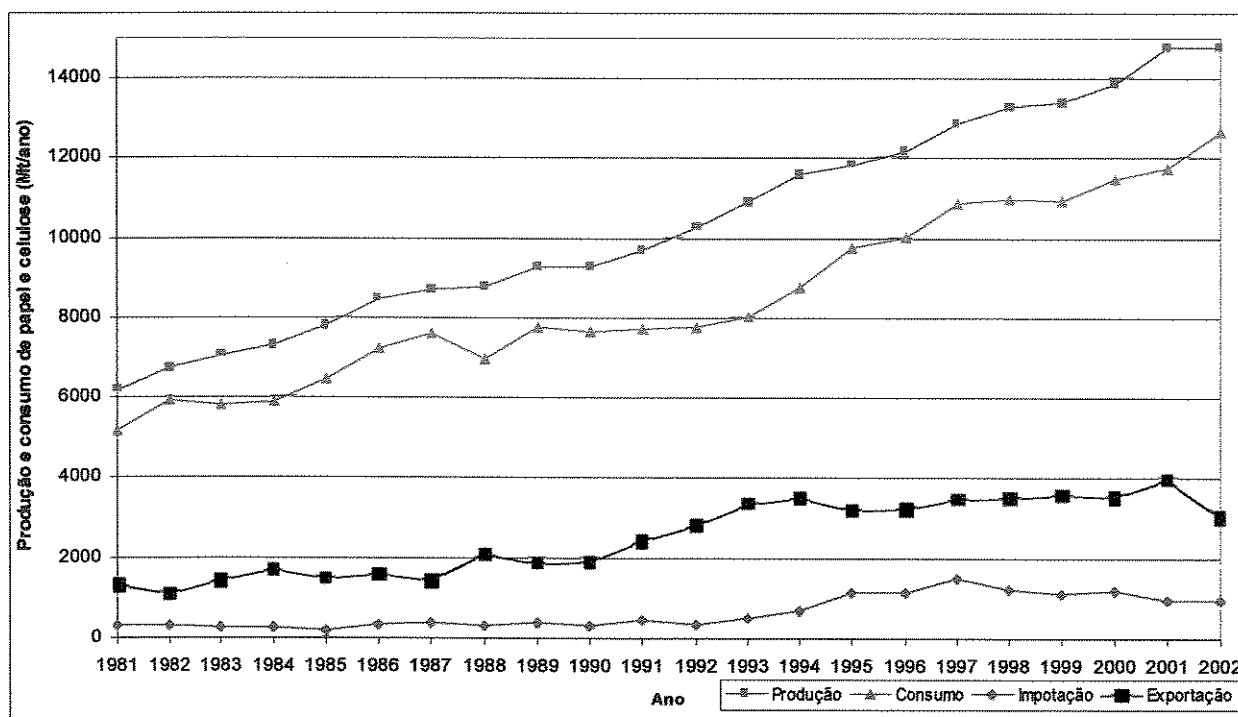


Figura 3.3 – Perfil de consumo de celulose no Brasil-período de 1981/02 (FAOSTAT,2003)

A maioria das empresas de papel e celulose brasileiras é do tipo verticalizado, por possuírem base florestal própria, além de elevado grau de modernidade industrial. O número total de empresas de papel e celulose no Brasil, no final de 1995, era de 235, sendo que a produção de papel está concentrada (65%) em grupo reduzido de 26 empresas. Na figura 3.4 são apresentados os maiores fabricantes de papel e a sua representatividade durante o período de 1995 a 1999.

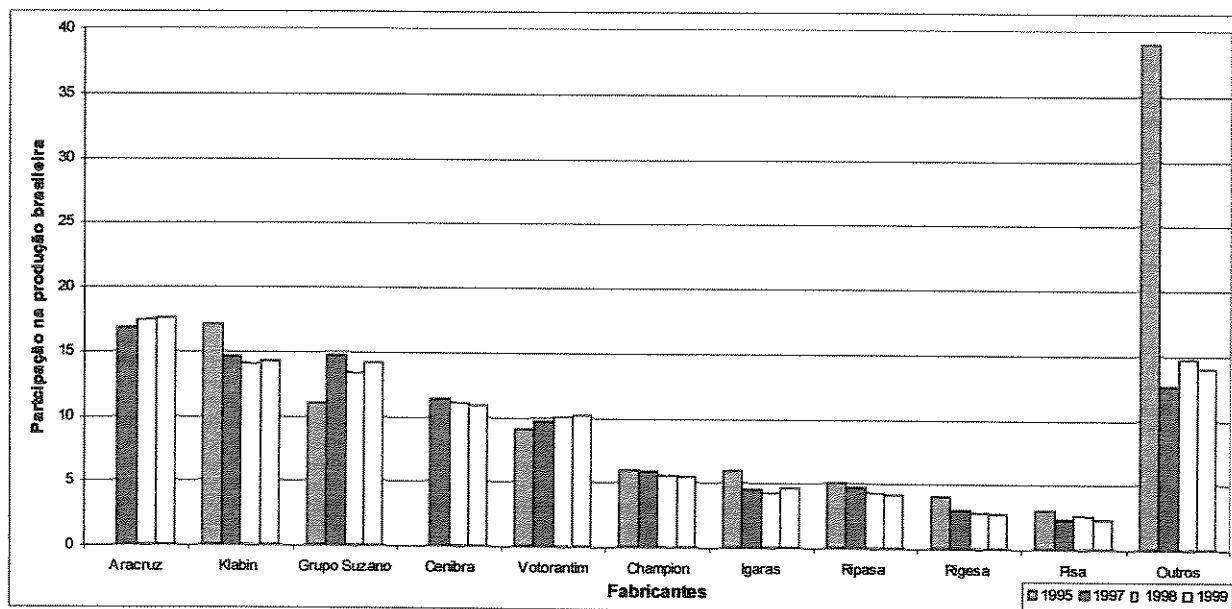


Figura 3.4 – Principais produtores de papel no Brasil - período de 1995/99 (Bracelpa, 2000)

Com relação às perspectivas do setor o Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (1996) estimou um crescimento da demanda mundial de papel até o ano de 2005 de 2,3% a.a. para os países desenvolvidos e de 5,8% a.a. para os países em desenvolvimento, o que representa uma taxa média global de 3,3% a.a., o equivalente a 390 milhões de toneladas em 2005. Para o Brasil, a perspectiva é de crescimento de consumo de papel e de celulose nos próximos anos. Tendo como base a demanda de papel de 1995, e uma taxa média de crescimento de 5% a.a., o consumo de papel será maior que a produção em 2005. Esse cenário vislumbrado é de inversão da balança comercial do setor já a partir de 1998, e essa expectativa pode ser verificada na figura 3.5, que foi elaborada a partir das informações disponibilizadas no FAOSTAT (2003).

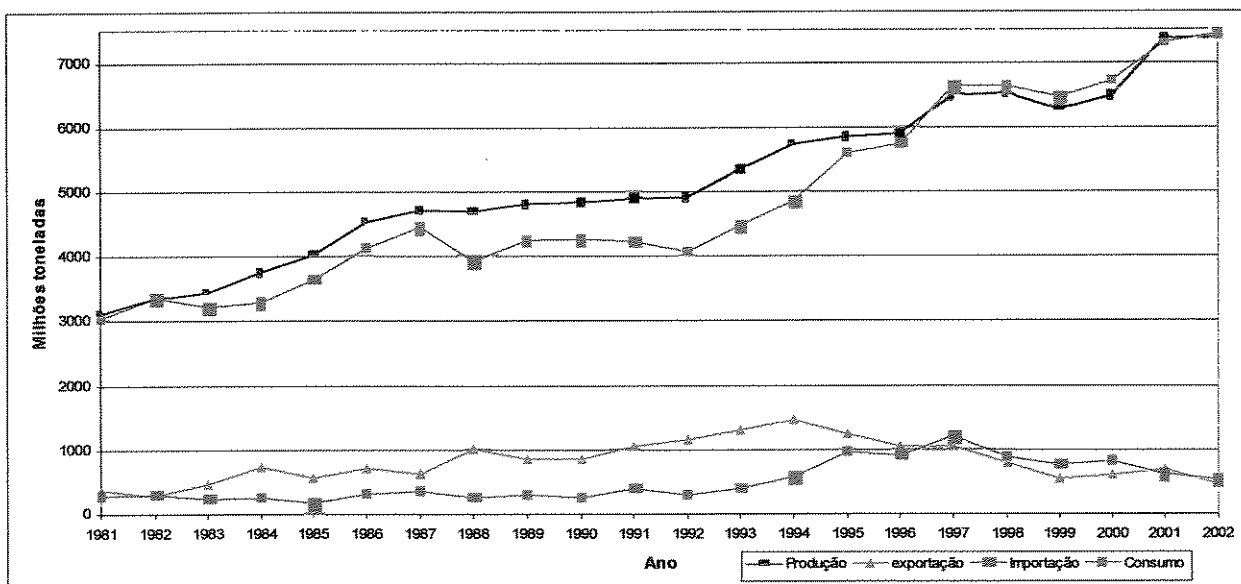


Figura 3.5 – Consumo de papel no Brasil (FAOSTAT, 2003)

Conforme previsão do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (1996), a demanda de papel estimada para o ano 2005 deve alcançar 9,2 milhões de toneladas, e para que a indústria nacional possa abastecer o mercado interno e manter seu atual patamar de exportações, há necessidade urgente de investimentos, principalmente tendo em vista o prazo médio de três anos para a instalação de novas máquinas de papel. Estudos realizados apontam para uma necessidade de acréscimo de 4,3 milhões de toneladas de papel e de 3,6 milhões de toneladas de fibras, no horizonte 1996/2005. Os investimentos associados a tal aumento de capacidade chegam a US\$ 10,4 bilhões, distribuídos entre instalações industriais (US\$ 4,7 bilhões para produção de pastas e celulose, e US\$ 4,8 bilhões para produção de papel), compra de terras para reflorestamento e formação de florestas (US\$ 930 milhões).

3.2- Análise Energética do Setor de Papel e Celulose

O consumo de energia do setor de Papel e Celulose representou, em 2003, 4,32% do consumo de energia nacional e 10,71 % do consumo de energia do setor industrial, como pode ser observado na tabela 3.2. Durante o período entre 1994 e 1997 houve uma queda da participação do setor no consumo industrial e nacional, atribuída principalmente à busca de

tecnologias mais eficientes de utilização da energia. Isso pode ser constatado considerando-se que durante o mesmo período houve aumento de produção do setor.

Tabela 3.2 – Representatividade do setor de papel e celulose na matriz energética. Fonte: Ministério de Minas e Energia (2004).

Ano	Setor Industrial		Nacional		Setor de Papel e Celulose			
	Consumo (10 ³ tep)	Aumento (%)	Consumo (10 ³ tep)	Aumento (%)	Consumo (10 ³ tep)	Aumento (%)	Representatividade (%)	
							Industrial	Nacional
1981	34209	---	95317	---	2550	---	7,45	2,67
1982	34951	2,17	96881	1,64	2670	4,74	7,64	2,76
1983	35756	2,30	98015	1,17	2773	3,85	7,76	2,83
1984	38996	9,06	102941	5,03	2870	3,51	7,36	2,79
1985	40975	5,08	107973	4,89	3167	10,35	7,73	2,93
1986	43495	6,15	113193	4,83	3361	6,11	7,73	2,97
1987	45797	5,29	118562	4,74	3388	0,80	7,40	2,86
1988	46838	2,27	119835	1,07	3573	5,46	7,63	2,98
1989	46674	-0,35	121468	1,36	3623	1,41	7,76	2,98
1990	43523	-6,75	117582	-3,20	3612	-0,31	8,30	3,07
1991	44444	2,12	120668	2,62	3815	5,63	8,58	3,16
1992	45456	2,28	122073	1,16	4358	14,22	9,59	3,57
1993	47556	4,62	125402	2,73	4584	5,20	9,64	3,66
1994	50307	5,78	131554	4,91	4793	4,54	9,53	3,64
1995	51489	2,35	136903	4,07	4867	1,55	9,45	3,55
1996	53650	4,20	144463	5,52	5099	4,77	9,50	3,53
1997	56040	4,46	152226	5,37	5124	0,49	9,14	3,37
1998	57605	2,79	155280	2,01	5609	9,47	9,74	3,61
1999	59806	3,82	156815	0,99	5991	6,81	10,02	3,82
2000	61204	2,34	157657	0,54	6206	3,58	10,14	3,94
2001	61521	0,52	158643	0,63	6161	-0,73	10,01	3,88
2002	65373	6,26	165543	4,35	6586	6,91	10,07	3,98
2003	68072	4,13	168538	1,81	7287	10,64	10,71	4,32

Na tabela 3.3 são apresentados os dados de produção, consumo de energia, produto interno bruto (PIB) e consumo per capita do setor de Papel e Celulose, obtidos do Balanço Energético Nacional, demonstrando que apesar do aumento crescente da demanda de energia, o consumo específico do setor sofreu uma redução, estabilizando-se entre 0,40tep/t (18 GJ/t) e 0,42 tep/t (18,96 GJ/t) durante o período referido.

Tabela 3.3 – Produção, consumo de energia, consumo específico, PIB e consumo per capita do setor de papel e celulose (Ministério de Minas e Energia, 2004).

Ano	Produção total do setor (10 ³ t/ano)	Consumo de energia (10 ³ tep/ano)	Consumo específico (tep/t)	Consumo de energia (10 ³ GJ/ano)	Consumo de energia (GJ/t)	População (10 ⁶ hab)	Consumo de papel per capita (kg/hab)
1981	6095	2550	0,42	115057	18,88	121,8	25,48
1982	6440	2670	0,41	120507	18,71	124,6	24,91
1983	6682	2773	0,41	125146	18,73	127,4	24,36
1984	7344	2870	0,39	129535	17,64	130,1	23,86
1985	7737	3167	0,41	142938	18,47	132,7	23,39
1986	8439	3361	0,40	151667	17,97	135,3	22,94
1987	8767	3388	0,39	152882	17,44	137,8	22,53
1988	8875	3573	0,40	161227	18,17	140,2	22,14
1989	9242	3623	0,39	163502	17,69	142,5	21,78
1990	9067	3612	0,40	163002	17,98	144,7	21,45
1991	9692	3815	0,39	172179	17,76	147,1	21,10
1992	10203	4358	0,43	196657	19,27	149,4	20,78
1993	10772	4584	0,43	206880	19,21	151,6	20,47
1994	11482	4793	0,42	216280	18,84	153,7	20,20
1995	11734	4867	0,41	219627	18,72	155,8	19,92
1996	12369	5099	0,41	230107	18,60	157,8	19,67
1997	12849	5124	0,40	231245	18,00	159,1	19,51
1998	13276	5609	0,42	253144	19,07	161,1	19,27
1999	14162	5991	0,42	270382	19,09	163,9	18,94
2000	14651	6206	0,42	280074	19,12	166,1	18,69
2001	14850	6161	0,41	278022	18,72	167,1	18,58
2002	15673	6586	0,42	297228	18,96	168,1	18,47
2003	17575	7287	0,41	328856	18,71	169,1	18,36

Por meio da tabela 3.4 é possível comparar o consumo de energia e o consumo específico de empresas brasileiras com os dados referentes a países da OECD¹³, considerados os maiores produtores e consumidores do mundo. Para elaborar a tabela 3.4 foram utilizadas informações apresentadas em Farla et al. (1997), FAOSTAT (2003) e no Balanço Energético Nacional do Brasil (Ministério de Minas e Energia, 2004). Destaca-se que, em relação aos dados apresentados no FAOSTAT e ao trabalho de Farla, para a determinação do consumo de energia primária

¹³ OECD - Organisation for Economic Cooperation and Development.

utilizada pelo setor de Papel e Celulose dos países da OECD, estes autores admitem que a eficiência de conversão térmica é de 100% e para a geração de energia elétrica é de 40%. Para o caso do Brasil foi utilizado o critério descrito no Balanço Energético Nacional de 2004, que calcula o montante em tonelada equivalente de petróleo (tEP) da Eletricidade e Geração Hidráulica utilizando o critério da conversão na base teórica (1 kWh = 860 kcal), sendo o petróleo utilizado como referência de poder calorífico inferior de 10 Mcal/kg (41,86 MJ/kg). Este novo critério é coerente com os critérios internacionais, especialmente com os da Agência Internacional de Energia, Conselho Mundial de Energia, Organização Latino-americana de Energia e o Departamento de Energia dos Estados Unidos (Ministério de Minas e Energia, 2004).

Tabela 3.4 – Consumo de energia do setor nos anos de 1973/80/1991, para países da OECD e para o Brasil.

Ano	1973		1980		1991	
Países	Consumo de energia (PJ/ano)	Consumo específico (GJ/t)	Consumo de energia (PJ/ano)	Consumo específico (GJ/t)	Consumo de energia (PJ/ano)	Consumo específico (GJ/t)
Brasil	59,86	25,12	120,21	18,61	172,18	17,76
Austrália	37,47	32,51	41,10	28,73	46,40	15,13
França	97,70	14,59	92,10	13,37	97,80	9,88
Alemanha	120,20	12,37	127,80	11,33	143,90	9,36
Japão	413,30	16,14	354,70	12,86	418,60	10,31
Holanda	32,20	19,00	24,40	14,34	29,70	10,38
Suécia	248,00	17,31	218,40	14,80	222,80	12,30
Reino Unido	107,10	23,21	93,30	24,63	63,40	12,80
USA	2246,80	24,08	2379,70	23,24	2607,60	19,96
Média da OECD	373,63	19,90	383,52	17,91	422,49	12,51

O que se verifica a partir dos dados apresentados nas tabelas 3.3 e 3.4, é a redução do consumo específico das empresas brasileiras, mas ainda existe potencial para redução, sendo que a maioria dos países pertencentes à OECD possuem consumo específico menor que o do Brasil, indicando que existe tecnologia disponível para melhorar o consumo energético do setor. A partir dos dados apresentados na tabela 3.3 foi determinado o consumo específico do Brasil para o ano de 2003 de 17,76 GJ/t, este valor indica que existe potencial de economia de energia para o setor.

A partir de informações obtidas do Balanço Energético Nacional do Brasil (Ministério de Minas e Energia, 2004) foi elaborada a figura 3.6, com o objetivo de apresentar os principais energéticos utilizados e a sua participação na matriz energética do setor.

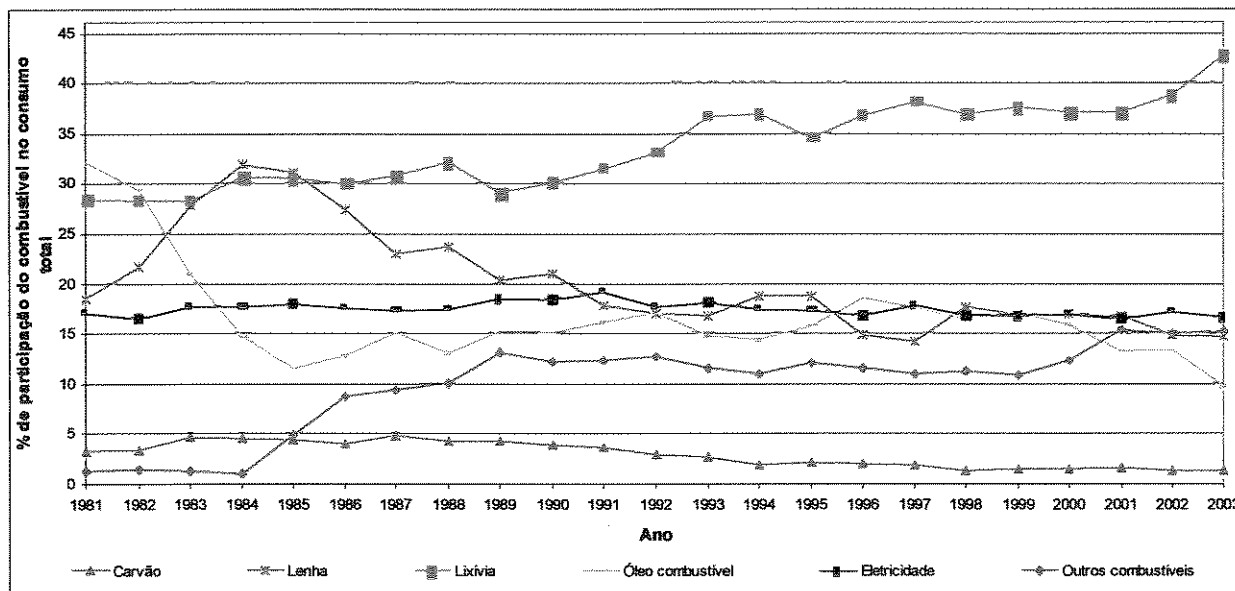


Figura 3.6- Representatividade dos energéticos no setor de Papel e Celulose (Ministério de Minas e Energia, 2004)

Verifica-se na figura 3.6 que a lixívia (licor negro) representa a maior fonte de energia do setor e que energia elétrica representa aproximadamente 17% do consumo de energia do setor. A destacada participação do consumo de energia elétrica no setor pode ser atribuído em grande parte às empresas de papel não integradas que não possuem possibilidade de fazer auto-geração necessitando de comprar toda energia elétrica necessária para o processo. Nas empresas integradas auto-geração atende entre 40 a 60% da demanda elétrica requerida pelo processo. As indústrias integradas utilizam rejeitos materiais do processo, como as cascas de madeira e o licor negro, para serem queimados em caldeiras especiais destinadas a produzir vapor para acionamento das turbinas para auto-geração, com a possibilidade de atender a demanda térmica total e parte da demanda elétrica (em média 60%) exigida pela empresa (Velázquez, 2000).

Ainda com relação à figura 3.6, verifica-se o crescente uso do licor negro ou lixívia, como apresentado no Balanço Energético Nacional. Esse recurso representa em média 35% da energia

consumida pelo setor, sendo as variações atribuídas a variações na produção de celulose. Deve ser destacado que as informações apresentadas no Balanço Energético Nacional são valores referentes ao consumo global do setor, o que significa que para as indústrias integradas o licor negro pode representar a maior fonte de energia.

A partir do trabalho apresentado por Athayde e Berni (1996), que estima a quantidade de lixívia (licor negro) destinado à produção de energia elétrica e de energia térmica, em conjunto com informações obtidas a partir do Balanço Energético Nacional (Ministério de Minas e Energia, 2004), foi elaborada a tabela 3.5 com o objetivo de apresentar a relação celulose produzida e licor negro, e a utilização deste energético no setor de papel e celulose.

Tabela 3.5 – Produção de lixívia (licor negro) e de energia a partir da lixívia (licor negro).

Ano	Prod. Celulose 10 ³ t/ano	Lixívia 10 ³ tep/ano	Relação Lixívia/ celulose tep/t	lixívia 10 ³ t/ano	Relação Lixívia/ celulose t/t	Destino da Lixívia			
						Eletricidade		Térmica	
						10 ³ tep/ano	% licor	10 ³ tep/ano	% licor
1981	3036	708	0,23	3151	1,04	115	16	593	84
1982	3370	741	0,22	3298	0,98	119	16	622	84
1983	3556	770	0,22	3427	0,96	125	16	645	84
1984	3519	862	0,24	3837	1,09	138	16	724	84
1985	3735	949	0,25	4224	1,13	140	15	809	85
1986	3908	989	0,25	4402	1,13	146	15	843	85
1987	3926	1023	0,26	4554	1,16	166	16	857	84
1988	4054	1124	0,28	5003	1,23	144	13	980	87
1989	4423	1030	0,23	4585	1,04	156	15	874	85
1990	4364	1068	0,24	4754	1,09	223	21	845	79
1991	4769	1179	0,25	5248	1,10	280	24	899	76
1992	5298	1410	0,27	6276	1,18	335	24	1075	76
1993	5501	1649	0,30	7340	1,33	326	20	1323	80
1994	5831	1733	0,30	7714	1,32	413	24	1320	76
1995	5909	1649	0,28	7340	1,24	423	26	1226	74
1996	6225	1837	0,30	8177	1,31	439	24	1398	76
1997	6342	1913	0,30	8515	1,34	473	25	1440	75
1998	6720	2034	0,30	9054	1,35	480	24	1554	76
1999	7111	2179	0,31	9699	1,36	557	26	1622	74
2000	7341	2251	0,31	10020	1,36	590	26	1661	74

Pode ser verificado na tabela 3.5 que a relação tonelada de lixívia (licor negro) por tonelada de celulose estabilizou nos últimos 5 anos em 1,36, o que representa uma maior disponibilidade de lixívia (licor negro) por tonelada de celulose. Esse aspecto é interessante para o sistema de produção de energia, mas olhando pelo lado do processo de recuperação significa um aumento do consumo de energia neste processo. Um fator a ser analisado é o de que no Brasil utilizam-se concentrações de licor negro baixas, comprometendo o processo de recuperação, em particular no processo de queima. Devido à grande quantidade de água existente na lixívia (licor negro), uma parcela considerável de energia é carregada com os gases de combustão, que contém a água evaporada durante o processo de queima. Em países como os Estados Unidos e Finlândia são utilizadas concentrações de licor por volta de 75% (Larson et al., 1998), enquanto no Brasil a concentração é de 60%. Outro fator interessante a ser destacado na tabela 3.5 é o aumento da parcela de licor negro destinado à geração de energia elétrica. Esse fator pode ser atribuído ao aumento da instalação de sistemas de cogeração em empresas integradas de papel e celulose, evitando a queima do licor negro somente para a produção de vapor para o processo.

3.3-Processo Kraft

A produção de celulose envolve a aplicação de processos mecânicos, termomecânicos, semiquímicos e químicos. As matérias primas empregadas na produção de celulose são formadas por fibras dispostas em camadas ligadas por forças interfibrilares e pela lignina (componente ligante). Para a separação das fibras é necessário aplicar uma certa quantidade de energia, que depende do tipo de pasta celulósica a ser produzida.

Os processos mecânicos e termomecânicos são resultantes da aplicação de intensas forças de cisalhamento que provocam a ruptura da ligação entre as fibras. Neste tipo de processo, apesar do alto rendimento de quebra das fibras, a celulose obtida apresenta uma quantidade muito grande de lignina, o que diminui a qualidade da celulose, e por isso a pasta de celulose produzida neste processo é destinada quase que exclusivamente para a produção de papel de imprensa (Bonomi et al., 1985).

A utilização de processos químicos que utilizam reagentes em condições de temperatura e pressão elevadas possibilitam altas taxas de deslignificação e de solubilização da celulose, apesar

de causar alguma degradação da mesma. O tipo de pasta de celulose obtida neste processo destina-se à produção de papel para as mais variadas aplicações, sendo por isso um dos processos mais utilizados no setor (Bonomi et al, 1985).

No Brasil, dados apresentados por Bonomi et al. (1985) indicam que 91% das pastas celulósicas produzidas foram obtidas a partir de processos semiquímicos e químicos, destacando o processo Kraft, que ocupa lugar de destaque no total das pastas celulósicas produzidas no país e no mundo. Apesar de passados 20 anos do trabalho desenvolvido por Bonomi, o processo “Kraft” ainda é o processo mais utilizado no Brasil e no mundo para a produção de celulose.

No Brasil, o processo químico de fabricação de celulose é o “Kraft”, que corresponde por volta de 80% da produção total do país. Este processo utiliza como agente ativo no cozimento o hidróxido de sódio e o sulfeto de sódio, sendo o sulfato de sódio adicionado somente para correção das perdas de reagentes no cozimento. Este processo tem como vantagens a grande flexibilidade em relação ao tipo de madeira utilizada, menor tempo de cozimento, produção de pastas de alta resistência, possibilidade da recuperação de compostos inorgânicos contidos no licor negro e que são novamente utilizados no processo, assim como na produção de energia. As principais desvantagens apresentadas pelo processo “Kraft” são o alto custo da instalação, baixo rendimento na polpação¹⁴, e o alto custo no branqueamento.

O fluxograma típico de uma instalação do processo “Kraft” pode ser observado na figura 3.7. Os cavacos de madeira são aquecidos numa solução aquosa de hidróxido de sódio e sulfeto de sódio chamado de licor branco e por parcela de licor negro proveniente da lavagem dos cozimentos anteriores no digestor. O licor é usado como diluente para garantir a circulação da pasta e dos reagentes, diminuindo a injeção extra de água no processo. No digestor são liberados gases de odor desagradável, sendo que os principais compostos recuperados pela condensação são as mercaptanas, os sulfetos e o metanol.

¹⁴ Polpação: parte do processo que engloba as etapas de digestão (produção da pasta de celulose a partir do cavaco), descarga e lavagem da pasta celulósica (Bonomi et al., 1985)

O licor negro é um produto rico em lignina, que pode assumir a composição química: $C_{10}H_{12,5}O_7Na_{2,4}S_{0,36}$, que corresponde a um licor negro proveniente de um processo “Kraft” com relação molar de enxofre e sódio de 0,3. Na análise elementar do licor negro encontra-se alto teor de sódio e enxofre (elementos que após o processo de recuperação retornam ao processo), e teores de carbono e de hidrogênio inferiores aos da biomassa (madeira de pinus e eucalipto).

Assumpção et al. (1983) apresenta no seu trabalho a análise elementar do licor negro (% peso, base seca): C = 33,2%, H = 3,3%, O = 38%, N = 1,3%, S = 5,1%, Na = 19,6%, teor de sólidos de 61,5% e poder calorífico superior de 8,3 MJ/kg, sendo que as análises foram obtidas a partir de informações relativas a cinco empresas brasileiras que trabalham com eucalipto. Os valores nacionais estão próximos aos apresentados por Larson (1997), em seu estudo para análise de sistemas de potência que utilizam gaseificação de licor negro acoplada a um ciclo combinado. Os valores utilizados no estudo são: poder calorífico superior 14,4 MJ/kg e análise elementar (% peso, base seca): C = 37,2%, H = 3,6%, O = 34,4%, S = 3,7%, Na = 18,6%, K = 2,5% e teor de sólidos de 75%.

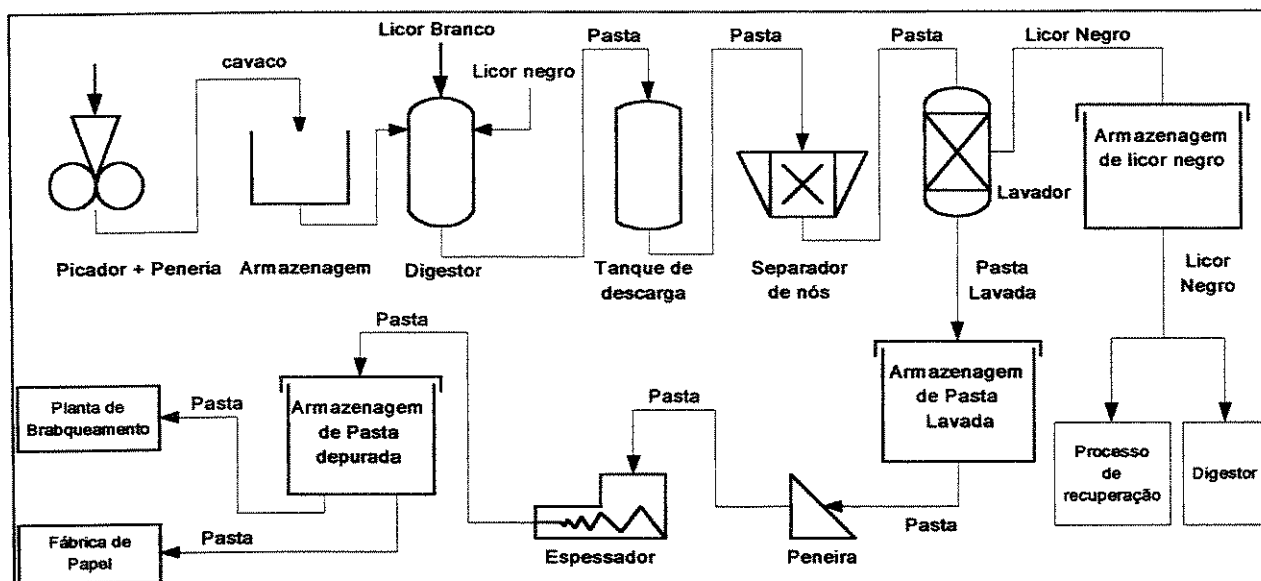


Figura 3.7 – Fluxograma do processo de pasta Kraft.

A polpa impregnada de licor negro devido aos componentes de madeira existentes, é diluída com uma quantidade adicional de licor negro, passando por um separador de nós para

retirada de fragmentos, e em seguida a solução passa por um sistema de filtros separando a polpa do licor negro. A polpa passa então pelo sistema de depuração, os pequenos pedaços de madeira são removidos, e a polpa é encaminhada para os tanques de massa não branqueada de onde segue para a seção de branqueamento, ou diretamente para a produção de papel não branqueado.

O licor negro proveniente dos lavadores é utilizado para diluir o licor de cozimento no digestor, no sistema de descarga, na lavagem da polpa, e no sistema de recuperação. O licor recuperado é usado no digestor, na eliminação de parte dos efluentes com potencial poluidor, além de ser aproveitado na produção de grande parte do vapor utilizado na planta.

O licor negro fraco contém teor de 16% de sólidos e é concentrado em evaporadores de múltiplo efeito até atingir uma concentração de 50% de sólidos. Em seguida é encaminhado para um evaporador ciclônico de contato direto que fica na entrada da caldeira de recuperação, atingindo a concentração de 60 a 70% de sólidos. O licor negro concentrado é misturado com sulfato de sódio para correção de perdas detectadas ao longo do processo. Esta mistura é enviada para a fornalha da caldeira de recuperação “Tomlinson”. Os compostos orgânicos são queimados liberando energia para a produção de vapor superaquecido que é utilizado para produção de potência em turbinas a vapor de extração e o vapor extraído é direcionado para processo. Na figura 3.8 está representada uma típica caldeira de recuperação encontrada em empresas de papel e celulose que utilizam processo “Kraft”.

Na caldeira de recuperação é produzida uma massa fundida que é composta basicamente de carbonato de sódio, devido à calcinação do licor e sulfeto de sódio (redução do sulfato de sódio) (Bonomi, 1985). Essa massa fundida é dissolvida com água e licor branco fraco proveniente do processo de recuperação, obtendo-se o licor verde que recebe essa denominação devido à presença de sulfetos de sódio e ferro que dão a coloração verde para a mistura. Este licor é tratado com uma suspensão de hidróxido de cálcio (cal), transformando carbonato de sódio em hidróxido de sódio, convertendo-se em licor branco para ser usado no processo de cozimento no biodigestor, e no cálcio que se precipita na forma de carbonato de cálcio. O carbonato de cálcio é calcinado em um forno rotativo obtendo-se o óxido de cálcio (cal virgem), que ao ser diluído em água forma o hidróxido de cálcio que é retornado para a caustificação do licor verde. Na figura 3.9 está representado um diagrama esquemático do processo de recuperação.

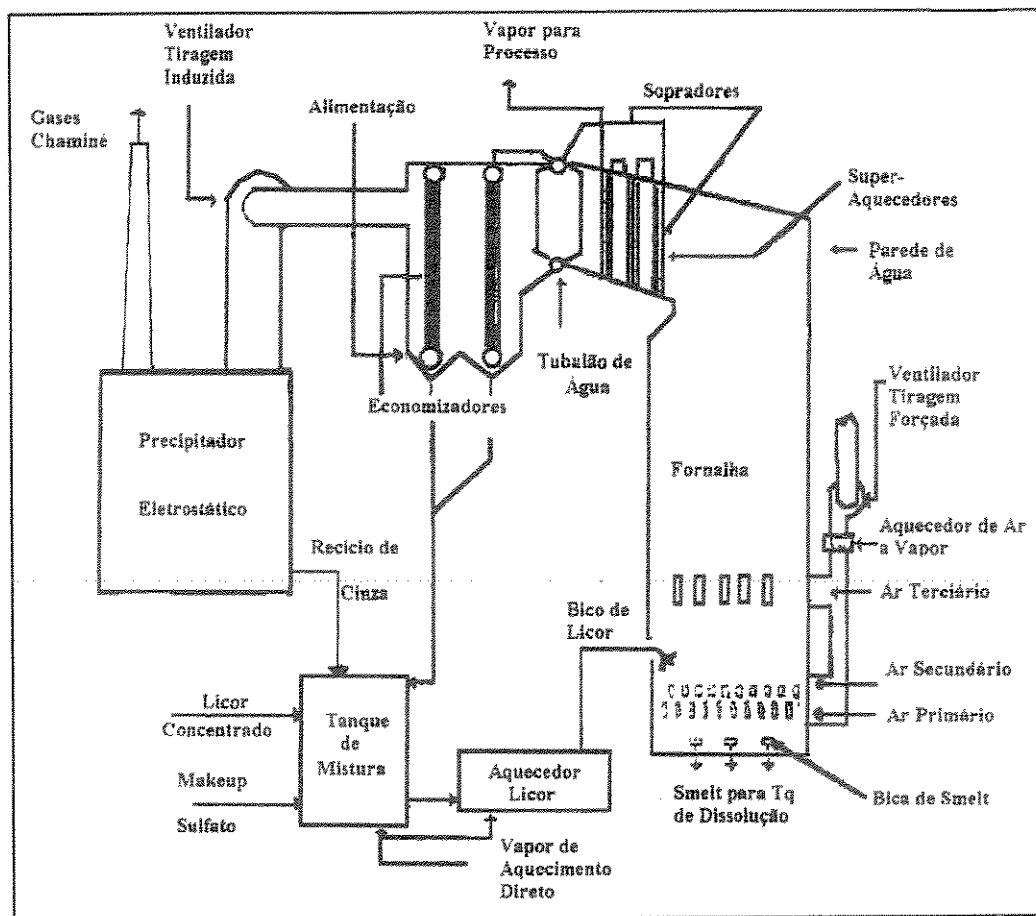


Figura 3.8 – Diagrama esquemático de uma caldeira de recuperação (Fonte: Champion)

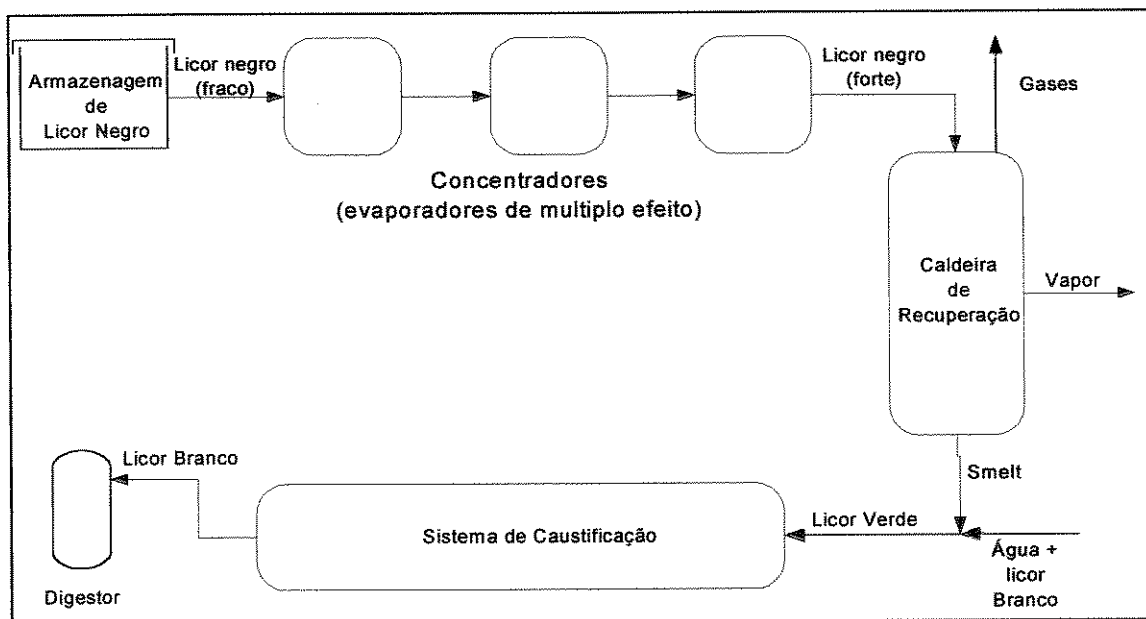


Figura 3.9 – Fluxograma do sistema de Recuperação do Processo "Kraft".

Capítulo 4

Descrição dos ciclo de potência estudados

O setor de papel e celulose, por ser usuário intensivo de energia, tem sido objeto de várias propostas para racionalização e uso eficiente da energia, entre elas a substituição da caldeira de recuperação por um gaseificador. Essa proposta surge porque a caldeira de recuperação é um equipamento muito caro dentro do sistema de produção de celulose. A produção de licor verde, a partir de uma composição fixa de enxofre, não permite flexibilização de operação, o que torna o equipamento uma das restrições do processo de recuperação. Em pesquisas realizadas com sistemas de gaseificação, a possibilidade de se trabalhar com composição variável, desde saturada a isenta de enxofre, torna esta proposta mais flexível, além de não apresentar o perigo de explosão, muito freqüente nas caldeiras de recuperação. A produção de gases de baixo poder calorífico é atraente, pois os mesmos podem ser utilizados como combustível em ciclos de potência, aumentando a produção de energia elétrica¹⁵, além de proporcionar a diminuição de impactos ambientais, como as emissões de gases estufa.

Usar um gaseificador de licor negro, acoplado a um ciclo combinado (Black Liquor Gasification Combined Cycle - BLGCC), é uma alternativa para a produção de energia que vem sendo estudada como forma de substituição do atual sistema de geração de energia que o setor de papel utiliza há mais de 40 anos. O sistema BLGCC é uma proposta que pode se tornar viável a partir do momento em que forem aprimoradas as tecnologias de gaseificação de licor negro e de

¹⁵ Conforme Velázquez (2000) nas indústrias integradas a autogeração é responsável por 64% da energia elétrica e nas indústrias de celulose por cerca de 82%.

limpeza do gás produzido. Um dos fatores que motivam a pesquisa no desenvolvimento deste tipo de sistema é alta relação potência/calor que pode ser produzida se comparado com o sistema convencional que utiliza a caldeira de recuperação “Tomlinson”. Na figura 4.1 está representado o esquema de uma proposta de sistema híbrido composto de uma caldeira de recuperação “Tomlinson” em paralelo com um sistema BLGCC proposto por Näsholm e Westermarck (1997). Destaca-se que a proposta consiste na combinação do gaseificador, sistema de limpeza e turbina a gás, com a queima suplementar de combustível na caldeira de produção de vapor, sistema similar ao utilizado em algumas termoeletricas de grande porte.

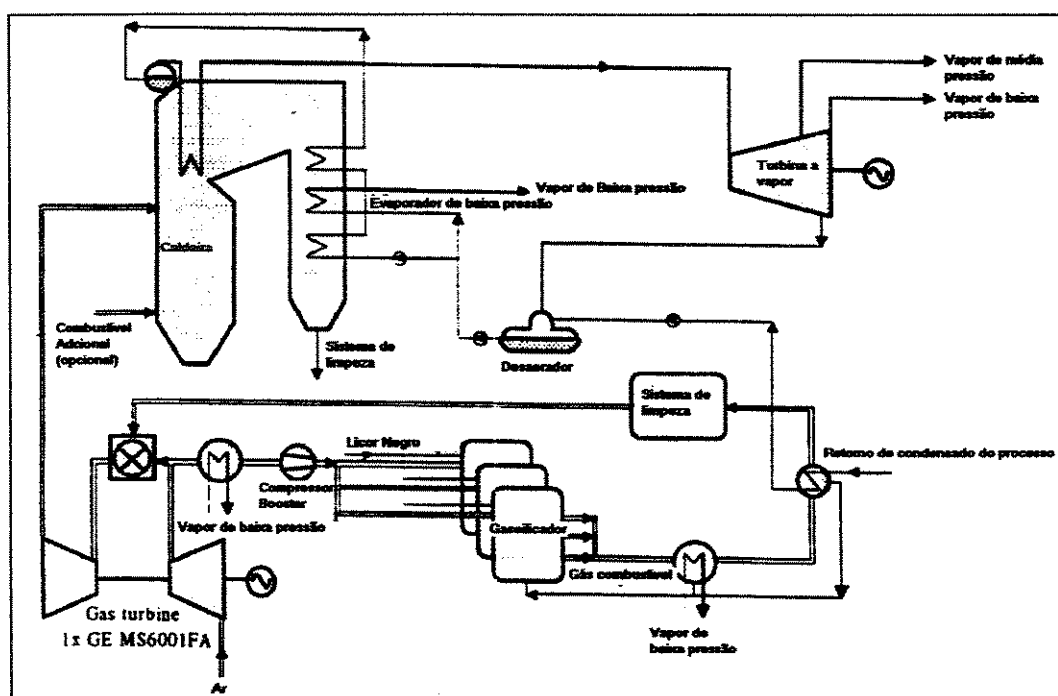


Figura 4.1– Sistema integrado de gaseificação de licor negro e ciclo combinado (Näsholm,1997)

Fogelholm e Mckeough (1991) apresentam um estudo comparativo entre um ciclo BLGCC, incluindo recuperadores de calor, sistema de limpeza e a câmara de combustão da caldeira, com um ciclo composto de caldeira de recuperação e ciclo Rankine. Os resultados obtidos são apresentados na tabela 4.1, onde pode ser verificado que a geração de potência a partir da gaseificação é duas vezes superior à geração de energia a partir do sistema convencional. O sistema BLGCC apresentou um rendimento global, calor mais potência dividido pela energia total consumida, inferior ao sistema convencional. Isso ocorre devido à menor quantidade de

vapor produzido no sistema BLGCC (1,43 MW de calor/MW de energia elétrica), em comparação ao sistema convencional (3,88 MW de calor/MW de energia elétrica). Se for analisada somente a eficiência do ciclo considerando apenas a potência produzida, ou utilizando o critério da segunda lei da Termodinâmica (análise exergética), o sistema BLGCC torna-se mais eficiente que o sistema convencional.

Tabela 4.1 – Simulação - sistema convencional e gaseificação (Fogelholm,1991).

Características	Unidade	Caldeira de Recuperação	Gaseificador a 900°C
Licor Negro	t/dia	1600	1600
PCS do licor negro	MJ/kg	15,0	15,0
Fluxo de vapor	kg/s	200,6	-----
Fluxo de gás	kg/s	-----	49,6
PCS do gás produzido	MJ/kg	-----	3,67
Temperatura do gás	°C	-----	350
Pressão do Gás	MPa	-----	1,4
Vapor de alta	MW	-----	22,3
Turbina a vapor	MW	37,4	15,3
Turbina a gás	MW	-----	60,2
Compressor Booster	MW	-----	2,4
Potência Útil	MW	37,4	73,1
Pressão de extração de 1,2 MPa	MW	36,2	26,1
Pressão de extração de 0,4 MPa	MW	108,8	78,4
Total de vapor	MJ	145,0	104,5
Eficiência Global(base: licor negro PCS)	%	66	64

Fogelholm (1991) apresenta também resultados de simulação realizada a partir da temperatura de gaseificação, figura 4.2, e a partir da temperatura de saída dos gases do sistema de limpeza de gases, figura 4.3. Observa-se na figura 4.2 que, quanto menor a temperatura de gaseificação, maior é a potência produzida, pois o poder calorífico do gás produzido a baixa temperatura é maior que o do gás produzido a alta temperatura. Na figura 4.3 percebe-se que ao se trabalhar com temperatura do gás na saída do sistema de limpeza mais elevada, maior é a disponibilidade energética, o que melhora o rendimento termodinâmico do ciclo. Esse é um dos motivos que estimulam a pesquisa de sistemas de limpeza que trabalhem com altas temperaturas, como os filtros cerâmicos, já que os sistemas que usam o lavador de gases (“scrubber”) trabalham com temperatura mais baixa.

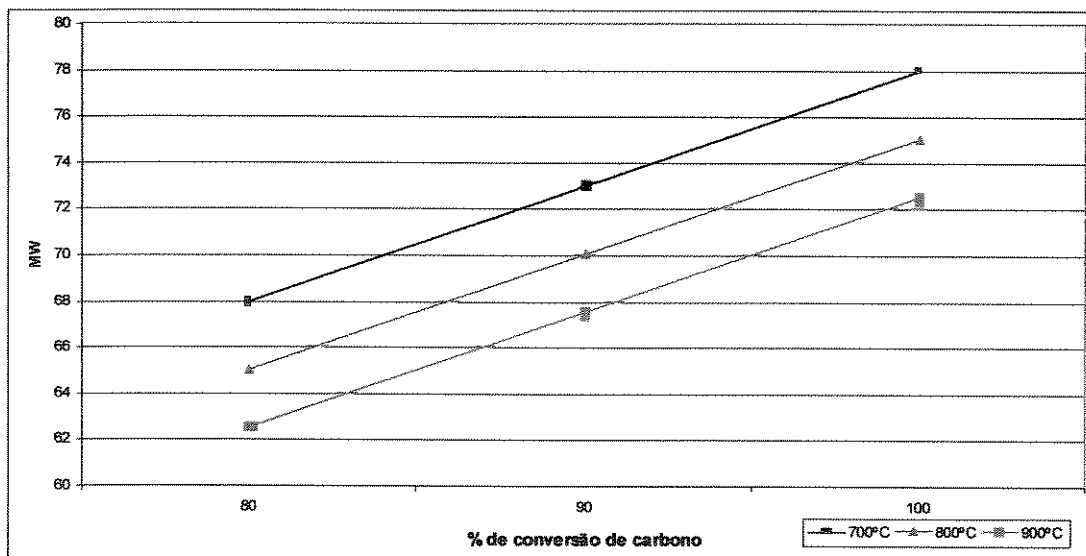


Figura 4.2 – Potência produzida em função da conversão do carbono em 3 níveis de temperatura de gaseificação (Fogelhom,1991)

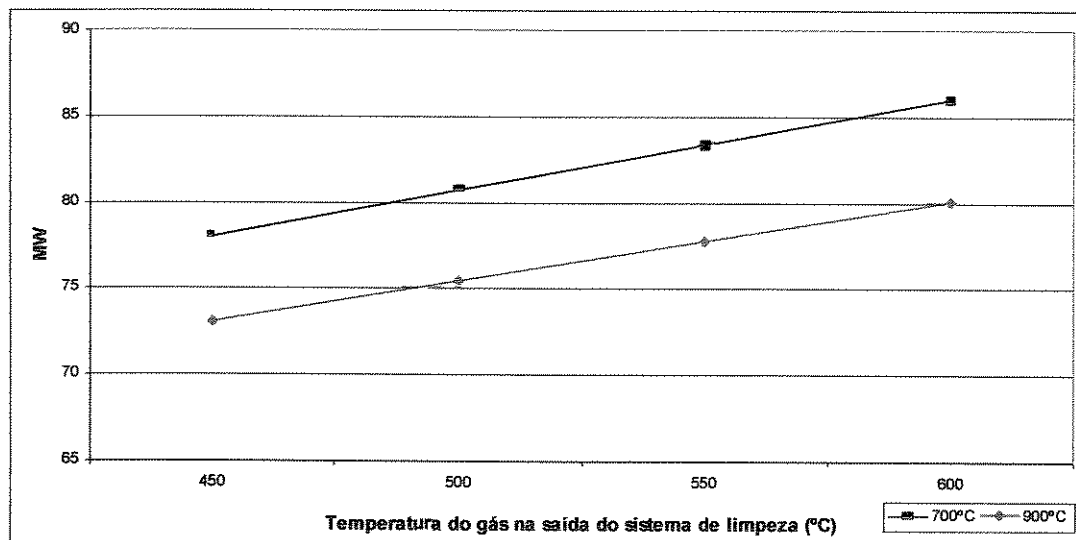


Figura 4.3 – Potência produzida em função da temperatura de gaseificação (700°C e 900°) e da temperatura do gás na saída do sistema de limpeza (Fogelhom e McKeough, 1991).

Consonni et al. (1998) fizeram um trabalho comparativo entre o sistema convencional de geração e três ciclos BLGCC. Os ciclos BLGCC operavam com gaseificação atmosférica e temperatura de 700°C, pressurizada com ar na temperatura de 950°C, pressurizada com oxigênio

nas temperaturas de 1000 e 1400°C. Para todos os sistemas analisados foi incluído um sistema em paralelo de gaseificação de biomassa trabalhando com demanda térmica variando de 0 a 20 GJ/t de celulose. O resumo do trabalho está apresentado na figura 4.4.

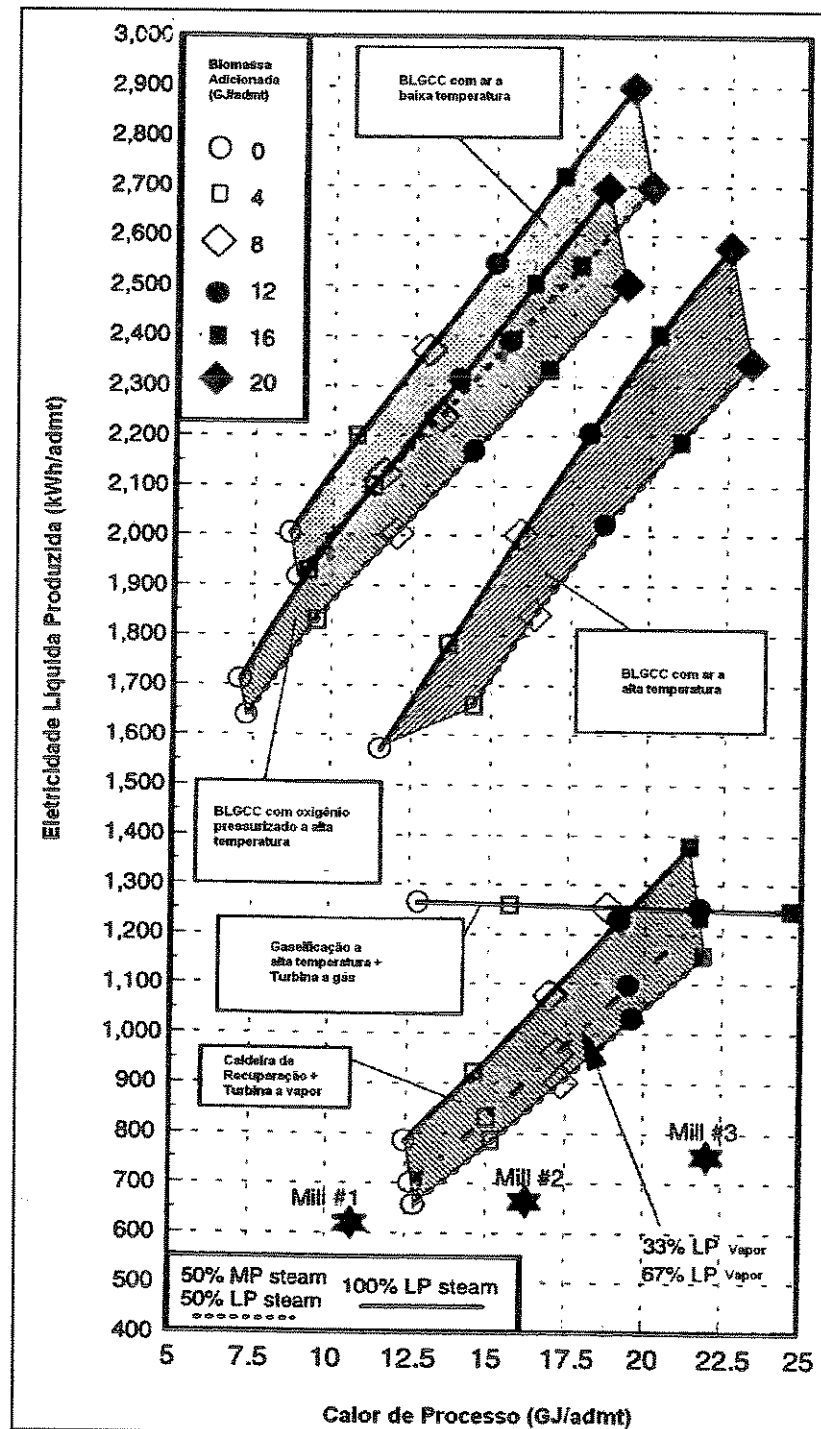


Figura 4.4— Simulações realizadas para configurações BLGCC (Consonni et al., 1998)

Na figura 4.4 o sistema que opera com gaseificação a temperatura mais baixa apresentou maior produção de energia por unidade de combustível consumido. O sistema que possui gaseificador com oxigênio a alta pressão e alta temperatura apresentou o mesmo desempenho que o sistema que possui gaseificador com ar em baixa temperatura. O sistema que apresentou maior disponibilidade de energia térmica produzida foi o de gaseificação pressurizada com ar.

O sistema que opera com gaseificação a alta temperatura e ciclo simples de turbina a gás apresenta vantagens do ponto de vista de geração de energia elétrica com relação ao sistema com caldeira de recuperação e turbina a vapor até o ponto em que a quantidade de biomassa é de 18GJ/admt¹⁶.

Com relação à demanda elétrica requerida pelas plantas de papel e celulose avaliadas (Mill #1, Mill #2 e Mill #3), todos os sistemas BLGCC atenderam à demanda sem a necessidade de adicionar biomassa. Já o sistema com caldeira de recuperação e turbina a vapor só atingiu a demanda elétrica a partir da queima adicional de biomassa de 4 GJ/admt. Analisando do lado da demanda térmica exigida pelas plantas de papel e celulose analisadas, todos os sistemas de produção de energia necessitaram de alguma quantidade adicional de biomassa para atender a demanda térmica das empresas, o que é um parâmetro importante no dimensionamento do sistema de cogeração proposto.

Para atingir a demanda de vapor houve a necessidade de queima adicional de biomassa e, em contrapartida, houve aumento da quantidade de energia elétrica disponível para atender à demanda da empresa, e com a possibilidade de vender para a concessionária de energia elétrica, o que é bom para o balanço econômico da empresa desde que o valor obtido pela venda da energia seja suficiente para remunerar os investimentos necessários.

Ainda com relação à figura 4.4, pode ser feita uma avaliação da viabilidade técnica da utilização de sistemas de gaseificação nas empresas de produção integrada de papel e celulose no Brasil. Velázquez (2000) apresenta o consumo de energéticos de cinco plantas de papel e celulose analisadas, com produção de 11,77 GJ/t. O consumo específico de energia elétrica foi de 657

¹⁶ Admt - air-dry metric tonne product - tonelada de produto em base seca - o produto neste caso é a celulose.

kWh/t (no apêndice B apresenta-se uma tabela com as principais características energéticas apresentadas por Velázquez (2000) em seu trabalho). Analisando estas demandas no gráfico da figura 4.4, seus valores estão próximos do limite de trabalho do sistema com caldeira de recuperação e turbina a vapor, havendo a necessidade de compra de energia elétrica e de combustível para queima adicional.

Com relação ao uso de gaseificação de licor negro, do ponto de vista de geração de energia elétrica haveria energia suficiente para consumo próprio e a possibilidade da venda do excedente. Entretanto, haveria a necessidade de queima suplementar de biomassa para atender a demanda de energia térmica.

O trabalho de Consonni et al. (1998) foi um dos motivadores para o desenvolvimento do presente trabalho, tendo como pano de fundo a possibilidade de adaptar a proposta para a realidade das empresas brasileiras de papel e celulose. Esses autores apresentam propostas de sistemas de geração com possibilidade de atender a demanda de energia térmica e elétrica de empresas de celulose com uma produção variando entre 1090 a 1800 toneladas de celulose por dia. Para verificar se no Brasil existem indústrias com capacidade para sistemas deste porte foi realizado levantamento de dados junto à Bracelpa (2000), que é resumido por meio da tabela 4.2.

Pode ser verificado na tabela 4.2 que existem pelo menos cinco empresas no Brasil com produção de celulose na faixa de valores utilizados no trabalho apresentado em Consonni et al. (1997), indicando a possibilidade das propostas que serão apresentadas a seguir poderem ser adaptadas para o uso em empresas de papel e celulose no Brasil.

Tabela 4.2 - Dados de produção de celulose de empresas do Brasil-período 97/99 (Bracelpa,2000)

Empresas	Produção - 1997		Produção - 1998		Produção - 1999	
	t/ano	t/dia Base seca	t/ano	t/dia Base seca	t/ano	t/dia Base seca
Aracruz Celulose	1057964	2899	1165139	3192	1262536	3459
Klabin Paraná Papeis S.A.	514850	1411	498429	1366	575895	1578
Klabin Riocell S.A	254577	697	293527	804	300104	822
Klabin Celucat S.A	147285	404	146765	402	150723	413
Bahia Sul Celulose S.A	502523	1377	494434	1355	578491	1585
Cia. Suzano de Papel e Celulose	420893	1153	400350	1097	437052	1197
Cenibra	719645	1972	741434	2031	783547	2147
Votorantim Celulose e Papel S.A	606868	1663	668687	1832	727009	1992
Champion Papel e Celulose Ltda	314947	863	317550	870	327785	898
Inpacel-Ind. Papel Arapoti S.A	53270	146	54459	149	64558	177
Igaras Papéis e embalagens S.A	285872	783	280431	768	328551	900
Ripasa S.A Celulose e Papel	295842	811	291294	798	296443	812
Jarcel Celulose S.A	131102	359	289494	793	290381	796
Rigesa Celulose, Papel e Embs	183961	504	186201	510	191703	525
Pisa - Papel de Impresa S.A	139650	383	169427	464	163273	447
Lwarcel Celulose e Papel S.A	78885	216	80628	221	83872	230
Iguaçu Celulose, Papel S.A	65296	179	67321	184	72501	199
Orsa Celulose e Papel S.A	71159	195	74711	205	76513	210
Celulose Irani S.A	57938	159	65278	179	68036	186
Cocelpa - Paraná	40749	112	44897	123	51993	142
Primo Tedesco S.A	46872	128	46201	127	51737	142

4.1 Descrição de ciclos combinados utilizando gaseificação de licor negro

Com base no trabalho apresentado por Consonni et al. (1998), foram simuladas três configurações de sistemas BLGCC e uma configuração que representa a condição atual de operação. A seguir são apresentados os fluxogramas e as características gerais de cada uma das configurações de BLGCC e da condição atual. Com relação à descrição dos equipamentos, são apresentados inicialmente os equipamentos que são comuns a todas às configurações e, em seguida, os que são específicos a cada configuração.

4.1.1 Fluxograma da configuração de BLGCC, com gaseificação atmosférica utilizando ar

Na figura 4.5 está representado o fluxograma da configuração de gaseificação de licor negro acoplado a ciclo combinado de potência. O gaseificador opera com ar na pressão de 200 kPa e temperatura de 700°C.

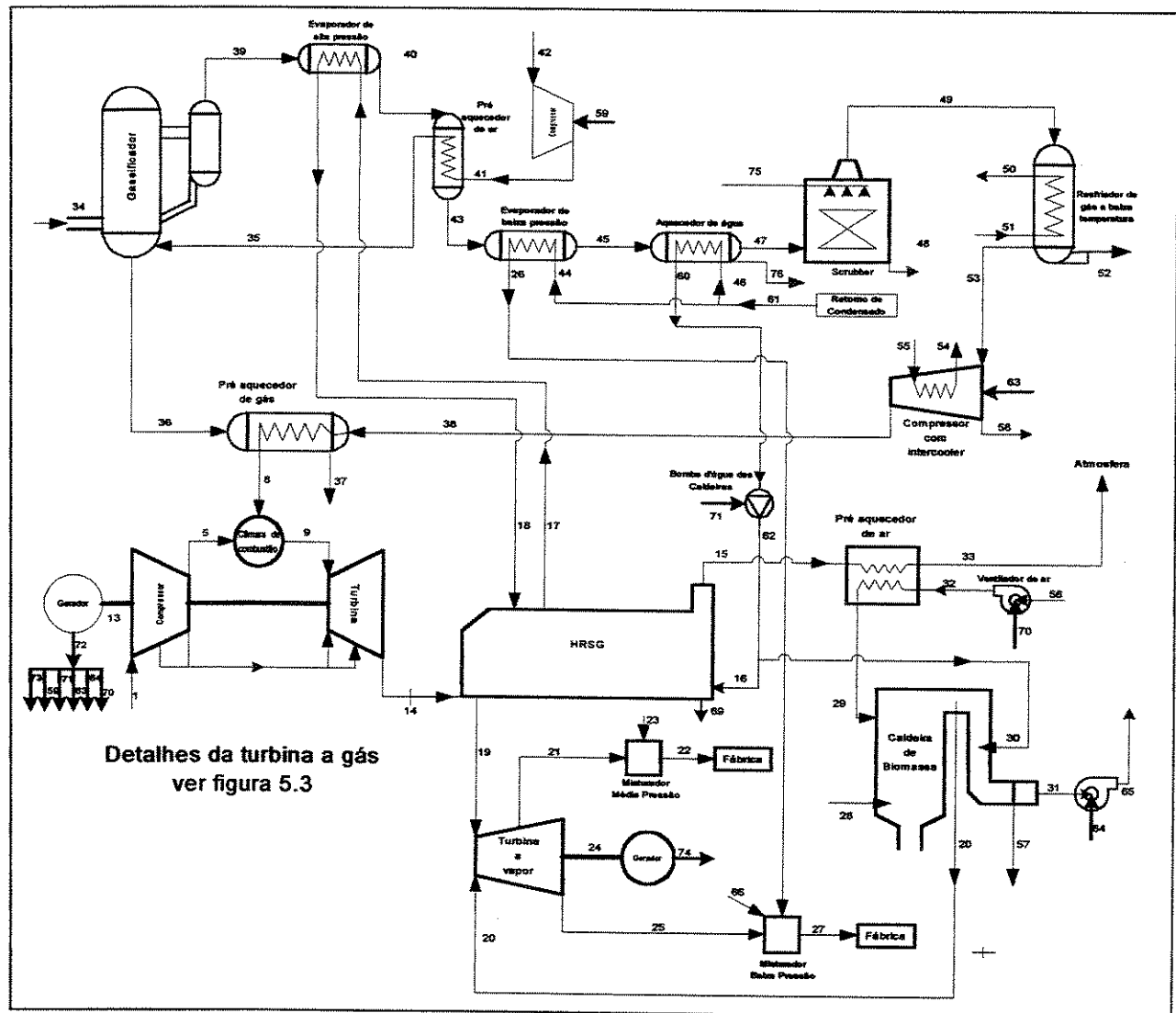


Figura 4.5 - Configuração BLGCC: gaseificação com ar, pressão 200kPa e temperatura de 700°C.

Esta configuração é similar ao do projeto proposto pela Asea Brown Boveri. Existem cinco conjuntos de trocadores de calor com as seguintes funções: superaquecer o vapor do HRSG; pré-aquecedor de ar do gaseificador; pré-aquecer a água de alimentação da caldeira de biomassa e do

HRSG; pré-aquecimento do gás combustível e pré-aquecimento do ar para a caldeira de biomassa. O sistema de limpeza é tipo lavador de gases ("scrubber"). O gás combustível é resfriado e comprimido antes de entrar na câmara de combustão da turbina a gás. Na exaustão da turbina a gás existe um HRSG que, em conjunto com a caldeira de biomassa, gera vapor para o acionamento da turbina a vapor. A turbina a vapor de extração e contrapressão opera em dois níveis de pressão, 1000kPa e 400 kPa, de forma a atender as exigências do processo. A descrição e as propriedades de cada um dos fluxos utilizados nesta proposta podem ser encontradas nas tabelas do apêndice A3.

4.1.2 Fluxograma da configuração BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando ar

Na figura 4.6 está representado o fluxograma de uma configuração de gaseificação de licor negro acoplado a ciclo combinado de potência, que opera com gaseificador com ar na pressão de 2,5 MPa e temperatura de 950°C. O ar de alimentação do gaseificador é retirado do compressor da turbina a gás. O ar é comprimido e resfriado antes de entrar no gaseificador. O gaseificador têm um sistema de resfriamento e limpeza dos gases do tipo "quench cooler", similar ao desenvolvido pela empresa Kvaerner. Para melhorar a eficiência do ciclo foram introduzidos vários trocadores de calor com as seguintes funções: pré-aquecer o ar do gaseificador; pré aquecer a água de alimentação da caldeira de biomassa e do HRSG, e a água que retorna para o gaseificador; pré-aquecimento do gás combustível e pré-aquecimento do ar para a caldeira de biomassa. O lavador de gases ("scrubber") que opera com temperatura de 110°C, a turbina a gás, o HRSG, a caldeira de biomassa e a turbina a vapor operam de forma similar à da proposta anterior. A descrição e as propriedades de cada um dos fluxos utilizados nesta proposta podem ser encontradas nas tabelas do apêndice A5.

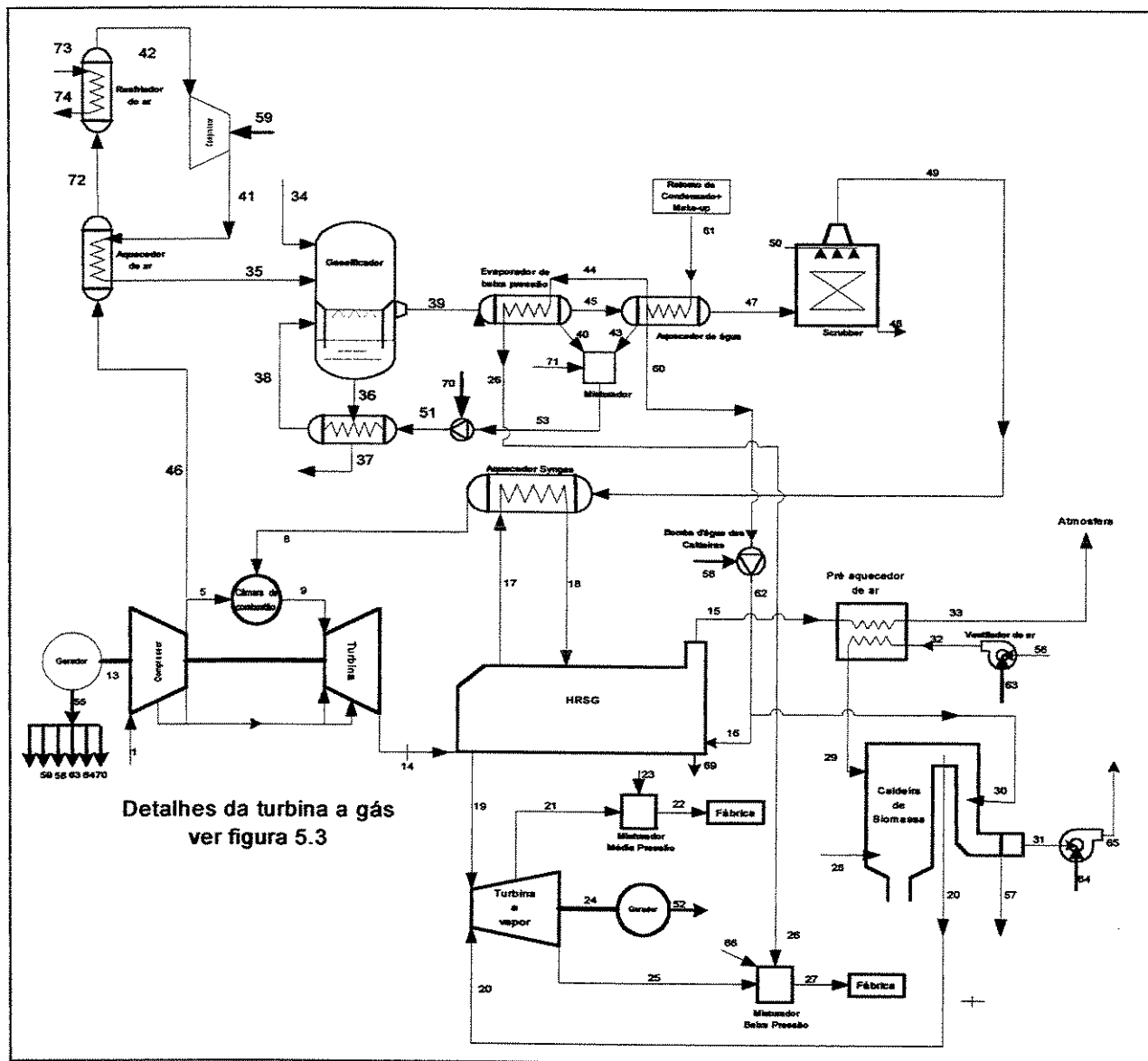


Figura 4.6 - Configuração BLGCC: gaseificação com ar, pressão de 2,5MPa e temperatura de 950°C.

4.1.3 Fluxograma da configuração BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando oxigênio

Na figura 4.7 está representado o fluxograma de uma configuração de gaseificação de licor negro acoplado a ciclo combinado de potência, com gaseificador que opera com oxigênio na pressão de 2,5 MPa e temperaturas de 1000 a 1400°C. O gaseificador possui um sistema de

resfriamento e limpeza de gás (“quench cooler”). O projeto deste gaseificador é similar ao desenvolvido pela empresa Noel. A configuração possui conjuntos de trocadores de calor com as seguintes funções: pré-aquecer a água do saturador; pré-aquecer a água que retorna para o gaseificador; e pré-aquecer o ar da caldeira de biomassa.

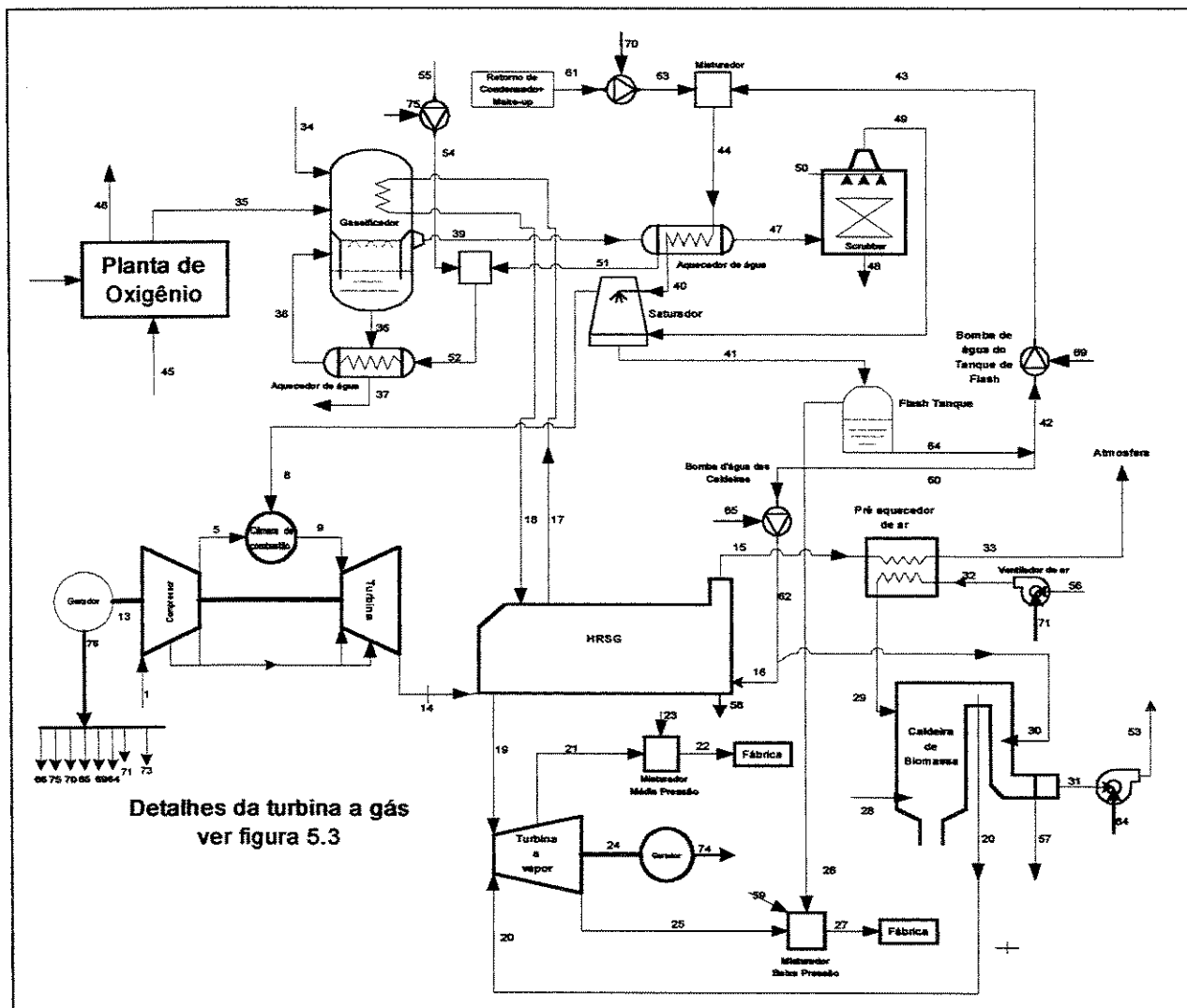


Figura 4.7– Configuração BLGCC: gaseificação com oxigênio, pressão de 2,5MPa e temperatura de 1000 a 1400°C.

O lavador de gases (“scrubber”) opera com temperatura de 110°C, a turbina a gás, o HRSG, a caldeira de biomassa e a turbina a vapor operam de forma similar à da proposta anterior. Nesta configuração há um saturador que a partir da evaporação de parte da massa de água aumenta a

4.1.4 Fluxograma da configuração Caldeira de Recuperação e ciclo a vapor

O diagrama ilustra um sistema de aquecimento centralizado para uma fábrica, com os seguintes componentes e fluxos:

- Caldeira de Recuperação:** Recebe água quente da caldeira de biomassa (fluxo 32) e a distribui para os trocadores de calor (fluxo 3). O condensado retorna para a caldeira de biomassa (fluxo 33).
- Caldeira de Biomassa:** Recebe água quente da caldeira de recuperação (fluxo 33) e a distribui para os trocadores de calor (fluxo 9). O condensado retorna para a caldeira de recuperação (fluxo 34).
- Trocadores de Calor:**
 - O primeiro trocador de calor (fluxo 2) aquece a água que retorna para a caldeira de recuperação (fluxo 3).
 - O segundo trocador de calor (fluxo 10) aquece a água que retorna para a caldeira de biomassa (fluxo 11).
- Bombas e Circulação:**
 - A **Bomba d'água das Caldeiras** (fluxo 17) circula a água entre as caldeiras.
 - A **Bomba** (fluxo 14) circula a água entre os trocadores de calor.
 - A **Turbina a vapor** (fluxo 35) gera energia elétrica, acionando o sistema.
- Medidores e Finais de Uso:**
 - O **Medidor Média Pressão** (fluxo 25) monitora a pressão média do sistema.
 - O **Medidor Baixa Pressão** (fluxo 28) monitora a pressão baixa do sistema.
 - A **Fábrica** recebe água quente para aquecimento (fluxos 27 e 30).

74

4.2 Descrição das características dos equipamentos que compõem às configurações.

Este item é dedicado à apresentação das principais características dos equipamentos que compõem cada uma das configurações analisadas. Como pode ser visto no item anterior, existem equipamentos que são comuns a todas às configurações e outros que são específicos. Para melhor compreensão este item foi dividido em duas partes: na primeira parte são apresentadas as principais características dos equipamentos comuns às configurações; na segunda parte são apresentadas as principais características dos equipamentos específicos de cada uma das configurações.

4.2.1 Equipamentos que são comuns às configurações.

A seguir são descritos os equipamentos que são comuns a todas ou a quase todas as configurações analisadas.

Evaporador de baixa pressão: equipamento utilizado nas configurações de gaseificação atmosférica e pressurizada com ar. Este equipamento tem a função de vaporizar água utilizada no desuperaquecedor de vapor de baixa pressão, a partir do resfriamento do gás combustível. Como na gaseificação pressurizada o gás combustível sai com elevado teor de vapor d'água, após o resfriamento parte do vapor é condensado neste equipamento, retornando para o gaseificador.

Aquecedor de água: equipamento utilizado em todas as configurações de gaseificação e que tem a função de pré-aquecer a água utilizada na caldeira de recuperação (HRSG), a partir do resfriamento do gás combustível. Como na gaseificação pressurizada o gás combustível sai com elevado teor de vapor d'água, após o resfriamento parte do vapor é condensado neste equipamento, retornando para o gaseificador.

Aquecedor de água do gaseificador: equipamento utilizado nas configurações pressurizadas com ar e com oxigênio, que tem a função de aquecer o condensado retirado do gás combustível que retorna no lavador de gás ("quench-water") existente dentro do gaseificador. Acoplado a este equipamento existe uma bomba de recalque entre os trocadores de calor por meio do qual é extraído o condensado e enviado ao aquecedor de água do gaseificador.

Turbina a gás: a turbina a gás considerada em todas às configurações de gaseificação foi a KWU 64.3a da Siemens. Conforme Consonni et al. (1998), foi necessário determinar inicialmente a eficiência e o fluxo de ar de resfriamento a partir da modelagem com gás natural. Os resultados obtidos a partir da modelagem ficaram muito próximos aos valores apresentados pelo fabricante. Conhecida a eficiência dos equipamentos, foram realizadas simulações com relações ar/gás pobre de tal forma que os fluxos mássicos de ar e de gases de combustão ficassem próximos aos fluxos de ar e de gases quando as turbinas operavam com gás natural. Desse modo foram mantidas as mesmas características de escoamento e foi possível utilizar a eficiência anteriormente estimada. A turbina escolhida tem capacidade para atender a uma empresa de papel e celulose com produção de 1100 a 1500 toneladas de celulose por dia. Esta produção de celulose corresponde a uma produção de licor negro de 1914 a 3131 toneladas de licor negro por dia respectivamente, tendo como referência a relação licor negro/celulose de 1,74. Como pode ser observado na figura 4.9 a escolha da turbina KWU 64.3a é uma boa escolha para o intervalo de consumo de licor negro estimado. Acoplados ao eixo da turbina estão a caixa de redução e o gerador de energia elétrica.

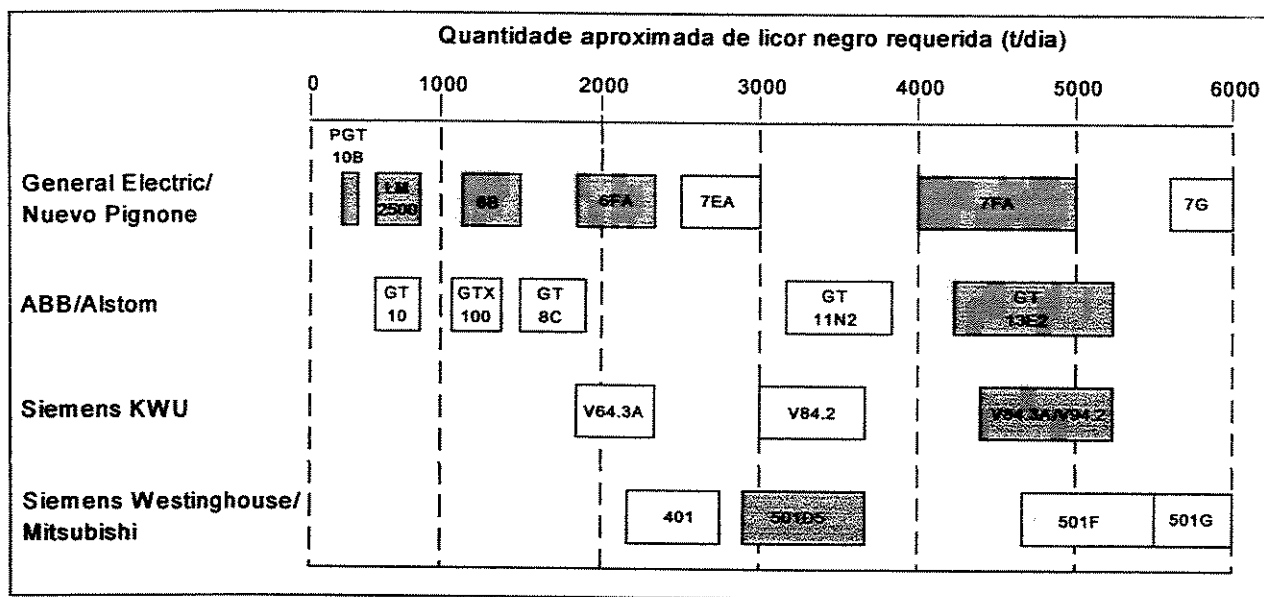


Figura 4.9 - Estimativa dentre a capacidade de configurações de BLGCC e alguns modelos específicos de modelos de turbinas a gás. Turbinas a gás modificadas para uso em ciclos combinados integrados de gaseificação (IGCC) estão representadas nos blocos sombreados (Berglin et al., 1999).

Lavador de gases ("scrubber"): equipamento utilizado em todas as configurações de gaseificação, que tem a função de retirar o hidrosulfeto (H_2S) presente no gás produzido no gaseificador. Durante a absorção do hidrosulfeto, parte do dióxido de carbono (CO_2) é absorvido em uma razão de 2 mols de dióxido de carbono (CO_2) para cada 1 mol de hidrosulfeto (H_2S). Este sistema utiliza como fluido de limpeza e absorção uma mistura de água com licor negro. Para manter a eficiência no processo de absorção do hidrosulfeto a temperatura no "scrubber" é mantida em $110^{\circ}C$.

Caldeira de recuperação ou HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*): equipamento utilizado em todas as configurações de gaseificação. Trabalha somente com um nível de pressão e fornece vapor superaquecido nas temperaturas de 450 e $520^{\circ}C$. Possui uma extração de vapor na região do evaporador, utilizada de duas formas. Na primeira forma o vapor é superaquecido no interior do gaseificador (sistema de gaseificação pressurizada com oxigênio), e no evaporador de alta pressão (sistema de gaseificação atmosférico). Com o superaquecimento do vapor externamente ao HRSG, houve a possibilidade de aumentar a produção de vapor deste equipamento. A segunda forma é a encontrada na configuração de gaseificação atmosférica com ar, sendo o vapor extraído utilizado para aquecer o gás combustível que entra na câmara de combustão da turbina. Nesta configuração houve diminuição da produção de vapor no HRSG.

Aquecedor de ar da caldeira de biomassa: este equipamento foi utilizado em todas às configurações de gaseificação e na proposta com caldeira de recuperação "Tomlinson". A função deste equipamento é aquecer o ar de combustão que vai para a caldeira de biomassa. Nas configurações de gaseificação, a fonte de calor utilizada consiste nos gases quentes que saem da caldeira de recuperação (HRSG), enquanto no sistema com caldeira de recuperação "Tomlinson" a energia utilizada é a contida nos gases quentes que saem da caldeira de biomassa.

Caldeira de biomassa: este equipamento foi utilizado em todas às configurações de gaseificação e na configuração com caldeira de recuperação "Tomlinson". Este equipamento foi dimensionado para queimar biomassa com 50% de umidade, tendo como função a operação em paralelo com o HRSG ou com a caldeira de recuperação "Tomlinson", sendo utilizada somente quando a quantidade de vapor produzida no HRSG ou na caldeira de recuperação "Tomlinson" não for suficiente para atender a demanda da fábrica. A caldeira de biomassa é composta pela

fornalha, ventiladores de ar para combustão e para exaustão dos gases de combustão, desaerador (equipamento utilizado para retirar o ar dissolvido no condensado), a bomba de recalque entre o desaerador e a caldeira de biomassa, e pelo aquecedor de ar (ar/gases de combustão). Na configuração com caldeira de recuperação “Tomlinson” são incluídos o sistema de limpeza dos gases de combustão e o ventilador de exaustão. Deve ser destacado que a caldeira de biomassa trabalha com pressão e temperatura similares às do HRSG e da caldeira de recuperação “Tomlinson”. A tecnologia desenvolvida no projeto da caldeira de biomassa e do HRSG permite que estes equipamentos trabalhem com temperaturas mais elevadas que a caldeira de recuperação “Tomlinson”.

Turbina a vapor: este equipamento é utilizado em todas às configurações de gaseificação e na configuração com caldeira de recuperação “Tomlinson”. Esta é uma turbina de contra pressão dimensionada para operar com vapor superaquecido nas pressões de 6 e 9 MPa e temperaturas de 450°C e 520°C. Possui sistema de extração de vapor na pressão de 1 MPa, podendo variar a vazão de extração entre 0 e 50% do fluxo de massa total da turbina; o restante do vapor é expandido até a pressão de 400 kPa, pressão esta requerida pelo processo. Acoplados ao eixo da turbina estão a caixa de redução e o gerador de energia elétrica.

Desuperaquecedor de média pressão: este equipamento é utilizado em todas as configurações analisadas e tem a função de reduzir a temperatura do vapor extraído da turbina para a temperatura solicitada no processo, a partir da mistura do vapor com a água de resfriamento fornecida pelo setor de utilidades da empresa.

Desuperaquecedor de baixa pressão: este equipamento é utilizado em todas às configurações analisadas e tem a função de reduzir a temperatura do vapor que sai da turbina para a temperatura solicitada pelo processo, a partir da mistura do vapor com a água de resfriamento fornecida pelo setor de utilidades da empresa.

4.2.2 Equipamentos Específicos de cada configuração

A seguir são descritos os equipamentos que pertencem a cada uma das configurações analisadas.

4.2.2.1 Configuração BLGCC, com gaseificação atmosférica utilizando ar.

Os equipamentos específicos desta configuração são:

Gaseificador: este equipamento opera com ar, a pressão e temperatura de gaseificação são de 200 kPa e 700°C, respectivamente, o gaseificador é do tipo leito fluidizado recirculante, similar ao projeto desenvolvido pela Asea Brown Boveri (ABB). Devido à temperatura de gaseificação ser inferior à temperatura de fusão dos inorgânicos (aproximadamente 750°C), o licor verde que sai do fundo do gaseificador está na fase sólida. O equipamento não apresenta troca de calor significativa com o meio externo.

Evaporador de alta pressão: contribui para elevar a capacidade de evaporação da caldeira de recuperação (HRSG), utilizando a energia que contém o gás que sai do gaseificador.

Compressor de ar: o compressor de ar foi instalado para fornecer ar na pressão necessária à operação do gaseificador. O compressor é dimensionado para fornecer ar na pressão de 230 kPa, com eficiência de 70%.

Aquecedor de ar: este equipamento tem a função de aquecer o ar utilizado pelo gaseificador, usando como fonte de aquecimento o gás que sai do evaporador de alta pressão.

Trocador de calor gás-sólido: aproveita a energia contida no licor verde que sai do gaseificador para aquecer o gás combustível que entra na câmara de combustão da turbina a gás.

Resfriador do gás combustível: resfria o gás combustível que sai do lavador de gases e condensa parte da água contida no gás. A partir da inclusão deste equipamento foi possível dimensionar um compressor com consumo de energia mais baixo, contribuindo para o aumento da eficiência global do ciclo. O resfriador utiliza água que vem do setor de utilidades da empresa.

Compressor do gás combustível: recebe o gás combustível que vem do resfriador de gás na pressão de 180 kPa e eleva a pressão do gás para 2060 kPa, compatível com a pressão da câmara de combustão da turbina a gás. O compressor é composto de três estágios com dois resfriadores intermediários (“intercoolers”), resfriados com água fornecida pelo setor de utilidades.

4.2.2.2 Configuração BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando ar.

Os equipamentos específicos desta configuração são:

Gaseificador: este equipamento opera com ar, a pressão e temperatura de gaseificação são de 2500 kPa e 950°C, respectivamente. O gaseificador é do tipo correntes paralelas (“entrained flow”) com sistema de resfriamento e lavador de gases (“water quench system underneath”), similar ao do projetos desenvolvidos pela Kvaener e Noel. Devido à alta temperatura o licor verde que sai pelo fundo do gaseificador apresenta-se em fase líquida. O gás produzido, antes de sair do gaseificador, é resfriado com água.

Sistema de resfriamento e de aquecimento: este sistema é composto de dois trocadores de calor em série colocados entre o compressor de alta da turbina e o compressor booster. O primeiro trocador é do tipo ar-ar, e o ar que vem do compressor de alta da turbina a gás transfere calor para o ar que vem do compressor "booster". O segundo trocador de calor é do tipo ar-água, e o ar que vem do trocador anterior é resfriado até a temperatura de aproximadamente 35°C, reduzindo o consumo de potência do compressor.

Compressor de ar "booster": foi instalado para aumentar a pressão do ar que vem do compressor da turbina até a pressão de operação do gaseificador.

Aquecedor do gás combustível: este equipamento tem a função de aquecer o gás combustível que entra na câmara de combustão da turbina a gás, utilizando parte do vapor produzido no HRSG.

4.2.2.3 Configuração BLGCC, com gaseificação pressurizada utilizando oxigênio.

Os equipamentos específicos desta configuração são:

Gaseificador: este equipamento opera com oxigênio, na pressão de 2500 kPa e temperaturas de 1000 a 1400°C. O gaseificador é do tipo correntes paralelas (“entrained flow”) com sistema de resfriamento e lavador de gases (“water quench system underneath”), similar ao desenvolvido pela Noel. Devido à alta temperatura, o licor verde sai pelo fundo do gaseificador na fase líquida. O gás produzido, antes de sair do gaseificador, é resfriado por meio de sistema de

resfriamento e lavador. Como o gás produzido tem um alto conteúdo energético, foi possível instalar um aquecedor na região de gaseificação, com o objetivo de contribuir para a evaporação realizada no HRSG, aumentando a geração de vapor.

Planta de oxigênio: a partir do ar atmosférico, a planta produz oxigênio com teor de pureza de 95%, que é separado e direcionado para o gaseificador. Os demais gases contidos no ar são descartados para a atmosfera.

Saturador: este equipamento tem a função de aumentar a temperatura e aumentar o teor de vapor contido no gás combustível que vai para a câmara de combustão da turbina a gás. Isso é necessário para melhorar a distribuição do gás no interior da câmara de combustão, melhorando a estabilidade da chama.

Tanque de "flash": o líquido que sai do saturador é expandido no tanque de "flash", e a água evaporada é misturada com o vapor de baixa pressão que é consumido pelo processo. A água na fase líquida é bombeada e misturada com o condensado que retorna do processo, sendo introduzida novamente no sistema BLGCC.

4.2.2.4 Configuração utilizando caldeira de recuperação Tomlinson e ciclo Rankine

Caldeira de recuperação tipo Tomlinson: com a combustão do licor negro ocorre a separação do material inorgânico, que sai pelo fundo, formando o licor verde que é direcionado para o setor de recuperação, liberando energia que é utilizada para a geração do vapor utilizado nas turbinas a vapor. Além da fornalha, este sistema é composto pelo desaerador (equipamento utilizado para retirar o ar dissolvido no condensado), a bomba de recalque entre o desaerador e a caldeira de recuperação, o aquecedor de ar (ar/vapor), sistema de limpeza dos gases de combustão e ventilador de exaustão. Com relação ao nível da pressão de operação da caldeira de recuperação, Consonni et al. (1998) comentam em seu trabalho que a pressão de trabalho de 6 MPa é comum para minimizar problemas de corrosão na fornalha e no superaquecedor da caldeira de recuperação.

Capítulo 5

Metodologia de modelagem computacional e de análise termodinâmica

O programa computacional desenvolvido permite modelar e estudar o desempenho, em regime permanente, de ciclos de potência como os apresentados neste trabalho, visando analisar aspectos termodinâmicos para diferentes configurações de sistemas de Gaseificação de Licor Negro com Ciclo Combinado (BLGCC) e do sistema que opera com a caldeira de recuperação “Tomlinson” e o ciclo com turbina a vapor. Para melhor compreensão da metodologia utilizada na modelagem destas configurações, este capítulo foi dividido nos seguintes subitens: características dos algoritmos utilizados na simulação das configurações; características da modelagem dos principais equipamentos das configurações; aplicação do modelo e análise termodinâmica.

5.1 Características dos Algoritmos

Os programas foram desenvolvidos em linguagem de programação Delphi, e os parâmetros utilizados como entrada de dados foram: a produção de celulose, a extração de massa de vapor desejada na turbina a vapor e a quantidade de biomassa adicionada para suprir a demanda térmica desejada quando o vapor produzido na caldeira de recuperação “Tomlinson” e HRSG não são suficientes. No programa os equipamentos são calculados de forma sequencial, e cada equipamento é um subrotina (procedure) que inclui processos iterativos para atender os balanços de massa e de energia. Ao final do último equipamento é efetuado processo iterativo de substituição sucessiva com o objetivo de fechar o balanço de massa (água) da planta.

As propriedades termodinâmicas da água e dos gases são determinadas em cada ponto por meio de subrotinas computacionais específicas que utilizam o método de Newton-Raphson modificado para solução de sistemas de equações não lineares. As propriedades da água foram determinadas de acordo com as correlações desenvolvidas por Keenan et al. (1978) e com as subrotinas desenvolvidas por Llagostera (1994). As propriedades dos gases são determinadas de acordo com as correlações apresentadas por Rivkin (1988) e Llagostera e Walter (1995), e outras correlações polinomiais implementadas para aproximar os valores contidos nas tabelas JANAF (Chase, 1986; Stull e Prophet, 1971), e também nas tabelas termoquímicas organizadas por Barin (1993).

Para a avaliação das propriedades termodinâmicas da água, a referência básica utilizada na elaboração das subrotinas desenvolvidas foi o trabalho de Keenan et al. (1978), que apresenta as equações fundamentais que serviram de base para a construção dessas tabelas de vapor de utilização universal. As propriedades termodinâmicas dos gases são basicamente determinadas a partir de correlações polinomiais para a avaliação do calor específico, sendo a seguir determinados os valores da entalpia, da entropia e da exergia, usando como referência básica as tabelas JANAF. Em todos os algoritmos, incluindo os relativos à operação do compressor e da turbina a gás, foram consideradas a dependência das propriedades termodinâmicas em função da temperatura, e não foram utilizados valores médios de calor específico para o cálculo de qualquer processo.

O programa computacional é composto por um conjunto de rotinas modulares (subrotinas), cada uma das quais associada a um componente do ciclo, tais como: compressor de ar, câmara de combustão, gerador de gases, turbina de potência, caldeira de recuperação de calor (HRSG), turbina a vapor, secador, gaseificador, bombas, lavador de gases, compressores, trocadores de calor, misturador e divisores. As características da caldeira de recuperação quando em operação em ciclos combinados, foram determinadas conforme apresentado por Subrahmanyam et al. (1995).

A representação dos sistemas térmicos foi realizada utilizando procedimentos clássicos de modelagem de sistemas e processos (Franks, 1972) e permite a análise de aspectos como a determinação da eficiência exergética dos diversos componentes e das diversas partes dos

sistemas integrados. Cada uma das rotinas desenvolve balanços de energia e de massa para o correspondente volume de controle. Para a câmara de combustão e para o gaseificador a conservação das espécies químicas é também imposta. O cálculo para a instalação como um todo é desenvolvido de modo iterativo e seqüencial, procurando a obtenção de valores convergentes para as condições de operação. Finalmente, o programa calcula os fluxos de entalpia e de exergia¹⁷ em todas as linhas relevantes.

O conjunto de equipamentos associado à turbina a gás inclui o compressor de ar, acionado pela turbina "geradora de gases", a câmara de combustão e a turbina de produção de potência. Também é considerado um processo de mistura entre ar e gases de combustão, incluindo-se um componente fictício denominado "misturador" a fim de permitir a análise desse processo de mistura por meio de um volume de controle associado ao mesmo.

Um elemento básico do programa e também das rotinas é o procedimento numérico, de natureza iterativa, utilizado para a solução aproximada de sistemas de equações não lineares. Optou-se por utilizar o método de Newton modificado (Burden e Faires, 1988) para essa aproximação. No procedimento adotado, o Jacobiano foi aproximado em cada iteração por derivação numérica das funções correspondentes.

Desde que a estimativa inicial seja adequada, a convergência do processo é bastante rápida, dado o caráter quadrático da convergência obtida pelo método de Newton.

5.2 Características da modelagem dos principais equipamentos das configurações

Optou-se por calcular as variáveis de operação do compressor utilizando a eficiência isentrópica. Assim, fornecendo-se a composição do ar úmido, as condições de pressão e

¹⁷ Exergia: também chamada de energia disponível, pode ser considerada a propriedade que mede a capacidade máxima de produção de trabalho, capacidade essa que existe quando a substância não se encontra em equilíbrio com o ambiente (temperatura(T_0), pressão (P_0) e concentração (μ_0)) (Gallo e Milanez, 1990). Exergia é uma função de estado, uma vez definidas as condições ambientais, representa o mínimo trabalho requerido para produzir um dado produto funcional a partir do ambiente de referência (Lozano e Valero, 1993). Conforme Szargut et al. (1988) exergia é a máxima quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes do meio. Moran e Shapiro (2000) define exergia como o maior trabalho teórico possível de ser obtido a partir da interação entre o ambiente e o sistema de interesse, até ser atingido o equilíbrio.

temperatura na entrada, a relação de pressão e a eficiência isentrópica, foi possível determinar o estado do ar na saída dos compressores. Esse cálculo envolve procedimentos iterativos, pois o uso da eficiência isentrópica demanda a determinação do estado hipotético que seria obtido se o processo de compressão fosse isoentrópico.

Desse estado conhece-se a entropia e a pressão, e a partir desses dados é necessário determinar a entalpia correspondente. As propriedades dos gases são determinadas em função de sua pressão e temperatura, ou seja, é necessário encontrar a temperatura para a qual a entropia da mistura corresponde ao valor desejado. Isso exige o uso de métodos de solução de equações não lineares, utilizadas extensivamente ao longo de todo o programa. Então, com o valor da eficiência isentrópica determina-se a entalpia do estado real na saída do compressor. Assim, a partir da pressão e da entalpia da mistura (ar atmosférico) foi necessário determinar o estado, e consequentemente, as demais propriedades termodinâmicas a partir de procedimento numérico já referido. Em muitos casos não é conhecida a eficiência isentrópica do compressor nas condições desejadas, porém conhecem-se outros parâmetros que permitem determinar essa eficiência, normalmente envolvendo também processos iterativos de aproximação. Quando as curvas de operação do compressor são conhecidas, o trabalho de modelagem é facilitado, pois é possível contar com parâmetros de operação bem caracterizados.

Na modelagem da câmara de combustão, são fornecidos dados relativos à composição e condições de temperatura e de pressão do ar de combustão, bem como da composição e condições de temperatura e pressão dos gases combustíveis. Tendo em vista as condições de vazão e temperatura dos produtos de combustão à entrada da turbina de acionamento do compressor é possível determinar a quantidade de combustível necessária para atender essas condições. Também neste caso é utilizado intensivamente o procedimento de Newton modificado para a obtenção dos parâmetros de operação. São consideradas perdas térmicas e de pressão nos diversos componentes do sistema. Particularmente nos casos em que o gás utilizado como combustível não tem elevado poder calorífico, a vazão limite no bocal da turbina a gás (ponto de "choke") fornece um limite para a operação da câmara de combustão, conduzindo algumas vezes a situações em que a temperatura na entrada é inferior ao limite máximo estabelecido para a máquina quando opera com gás natural.

Para a turbina geradora de gases o cálculo é efetuado a partir das condições limite estabelecidas pela temperatura de entrada ou vazão de "choke", e obtidas a partir da rotina da câmara de combustão (Cohen et al., 1987). A eficiência isentrópica deve ser fornecida, e se não for disponível é então calculada a partir dos dados de operação da turbina. As condições de saída são obtidas também de modo iterativo, utilizando o procedimento de Newton modificado de modo que a potência mecânica desenvolvida por essa turbina seja suficiente para o acionamento do compressor de ar de combustão.

Deve ser feito aqui um destaque sobre a determinação da eficiência isoentrópica dos compressores e das turbinas. Como foi escolhida uma turbina a gás similar à apresentada por Consonni et al. (1998), foi realizado o mesmo procedimento de cálculo descrito por estes autores em seu trabalho. Inicialmente foram levantadas as principais características da turbina KWU 64.3a da Siemens operando com gás natural, conforme apresentado na tabela 5.1. O valores apresentados por Consonni et al. (1998) e pelo fabricante (Gas Turbine World, 1996) foram utilizados como parâmetro para a determinação da eficiência dos compressores e turbinas a partir do modelo desenvolvido.

Tabela 5.1 - Características da turbina KWU 64.3a da Siemens.

Características	Consonni et al. (1998)	Gas Turbine World (1996)	Modelagem
Razão de Pressão	16,6	16,6	16,6
Vazão de ar (kg/s)	191,9	189,5	191,8
Vazão de gases (kg/s)	196,3	193,7	196,1
Vazão de gás natural (kg/s)	4,4	4,2 (obs 1)	4,3
Temperatura de exaustão (°C)	563	565	580
Eficiência (%)	36,4	36,8	35,5
Potência (MW)	70,1	70	70,1
Temperatura de entrada na turbina a gás TIT (°C)	1280	----	1280
Perda de carga: combustor (%)	----	----	2
Perda de carga: Filtro (kPa)	----	----	1
Perda de carga: saída turbina a gás (kPa)	----	----	2
Eficiências			
Compressor Baixa (%)	----	----	88
Compressor Alta (%)	----	----	88
Turbina de Alta (%)	----	----	91
Turbina de Baixa (%)	----	----	88

Obs 1: Poder calorífico inferior do gás natural 45 MJ/kg.

A turbina KWU 64.3a é uma turbina que possui câmara de combustão do tipo anular com 24 queimadores híbridos, com baixa emissão de NOx e proteção em cerâmica na câmara de combustão. Possui compressor axial de 17 estágios, 4 estágios de turbina a gás, as pás das turbinas possuem proteção térmica e sistema de resfriamento de palheta não divulgado pelo fabricante.

A partir destes dados foram realizadas simulações utilizando gás natural como combustível para determinar a eficiência isoentrópica dos compressores e turbinas. Para utilizar a eficiência isoentrópica determinada utilizando gás pobre, foram dimensionadas condições de vazão de ar e vazões de produtos de combustão que ficaram próximos da condição de projeto da turbina operando com gás natural. Na tabela 5.2, são apresentados valores de eficiência isoentrópica usados por Berglin (1996) em seu trabalho, que considerou turbinas similares à KWU 64.3 da Siemens. Verifica-se que os valores apresentados na modelagem tabela 5.1 estão próximos dos apresentados por Berglin (1996).

Tabela 5.2 – Características de turbinas a gás utilizadas por Berglin (1996).

Parâmetros	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3	Turbina 4
Temperatura na entrada na turbina a gás (TIT) (°C)	1075	1250	1400	1250
Razão de compressão	12	15	23	30
Ar de resfriamento total (%)	8,3	13	13	13
Eficiência politrópica do compressor (%)	91	91	92	92
Eficiência isoentrópica da 1ª Turbina (%)	88	89	89	89
Eficiência isoentrópica da 2ª Turbina (%)	88	89	89	89
Eficiência isoentrópica da 3ª Turbina (%)	88	89	89	89
Eficiência isoentrópica da 4ª Turbina (%)	88	89	89	89
Perda de carga no combustor (%)	2	2	2	2
Perda de carga na entrada do compressor (kPa)	1	1	1	1
Perda de carga na saída da turbina a gás (kPa)	2,7	2,7	2,7	2,7

Obs.: Turbina 1 - Siemens V84.2 ou General Electric EA; Turbina 2 - Siemens V64.3 ou GE 6001FA ou Westinghouse 501F; Turbina 3 - Turbinas futuras Classe G; Turbina 4 - Turbinas Aero-derivativas

A temperatura de entrada na turbina a gás (TIT) foi outro parâmetro importante e determinado em conjunto com a eficiência dos equipamentos. Ao trabalhar com gás pobre, foram mantidas as eficiências dos equipamentos e a temperatura de saída dos gases de combustão da

turbina a gás idêntica à de quando a turbina opera com gás natural. A partir de algumas simulações, foi possível determinar a relação ar/combustível e a quantidade de ar de resfriamento, compatíveis com a temperatura TIT que atende às necessidades da turbina.

Uma fração do ar comprimido é utilizada para o resfriamento das palhetas da turbina geradora de gases. Na modelagem efetuada assume-se que esse ar é misturado adiabaticamente à corrente de gases de combustão, não afetando a produção de potência diretamente. Os gases de combustão já misturados com esse ar de resfriamento são então conduzidos para a turbina de potência. A produção de potência é determinada em função da eficiência isentrópica e da pressão à saída da turbina. A rotina calcula também o estado termodinâmico dos gases à saída da turbina, que são normalmente conduzidos a uma caldeira de recuperação de calor (HRSG). Finalizando, em uma das propostas de gaseificação, foi realizada uma extração de ar após o compressor de alta pressão fornecendo ar necessário para o gaseificador com objetivo de verificar se esse tipo de recurso aumenta ou não a eficiência da proposta. Deve ser destacado que os critérios descritos anteriormente foram mantidos para este caso também.

A rotina correspondente ao HRSG faz parte do conjunto relativo ao sistema de vapor que inclui também a turbina de vapor, o condensador (se houver), o desaerador, e trocadores de calor. A turbina de vapor é modelada considerando sua eficiência isentrópica e o uso de vapor para o desaerador e pré-aquecimento de água de alimentação. Em todo o ciclo de vapor, as propriedades do vapor e da água são sempre determinadas de modo automático por meio das rotinas incorporadas ao programa e já citadas anteriormente.

Em alguns casos, há diversas possibilidades de integração térmica do processo, tendo em vista um melhor aproveitamento das características de cada sistema. Sendo assim, pode ser conveniente considerar recuperadores e intercambiadores de calor em vários pontos dos sistemas analisados. Isso é particularmente interessante no caso envolvendo gaseificação de licor negro. Para o estudo de situações desse tipo foi incluída uma rotina para o balanço de massa, de energia e de conservação de espécies químicas no gaseificador, lavador de gases, misturador, saturador, bombas e nos recuperadores de calor. Para melhor compreensão, na figura 5.1 está representado o fluxograma do programa.

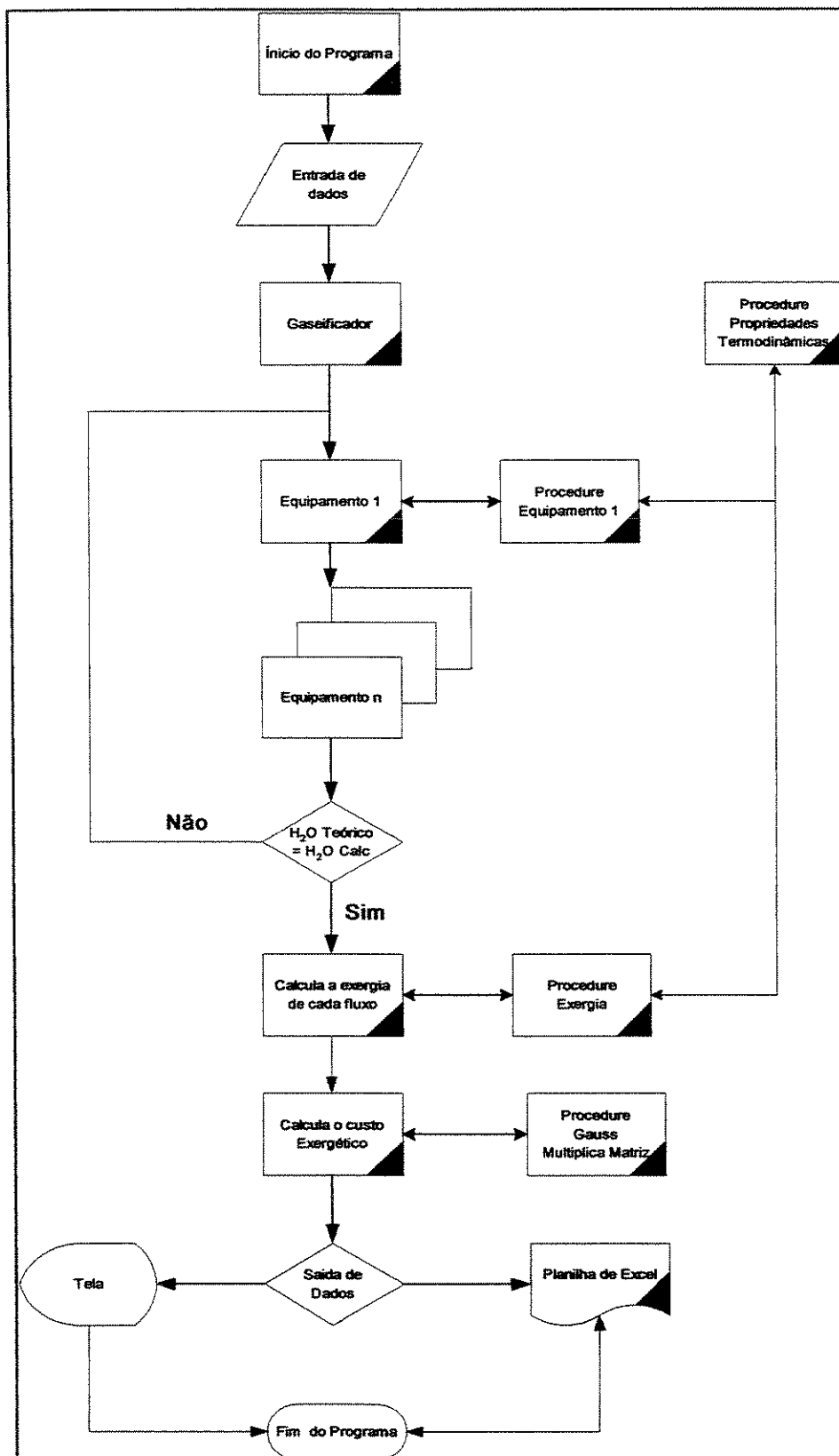


Figura 5.1 - Fluxograma de operação do programa para simulação das configurações.

Os trocadores de calor são modelados utilizando o procedimento da efetividade, e com menos frequência a metodologia da diferença média de temperatura corrigida. O processo de cálculo do programas efetuado para o sistema como um todo pode envolver numerosas iterações, de modo a possibilitar a obtenção de parâmetros de operação adequados para o caso estudado. As subrotinas (“procedures”) referentes às propriedades termodinâmicas podem ser utilizadas por qualquer subrotina (“procedure”) de equipamento. A saída de resultados pode ser realizada na tela do computador ou pode ser transferida para uma planilha Excel, onde é possível trabalhar os dados e elaborar gráficos comparativos. A próxima fase do programa é possibilitar a geração de um banco de dados e a elaboração de gráficos dentro do próprio programa desenvolvido em Delphi. Ainda com relação à figura 5.1, destaca-se que a subrotina Gauss/Matriz contém o conjunto de procedimentos responsáveis pela aplicação do Método de Eliminação de Gauss, inversão e multiplicação das matrizes de incidência (exergia), com o objetivo de obter os custos exergéticos unitários de cada corrente, a eficiência exergética e a irreversibilidade dos equipamentos existentes nas propostas analisadas.

5.3 Aplicação do modelo à análise termodinâmica dos ciclos

O sistema proposto foi modelado de tal forma a se obter as mesmas características operacionais apresentadas por Consonni et al. (1998). Para a análise termodinâmica foi admitido: processo em regime permanente, desprezando as variações de energia cinética e de energia potencial, condições de referência local: pressão atmosférica de 101,325 kPa e temperatura de 15°C, sendo considerado para análise exergética a temperatura de referência de 25°C.

Em todos os equipamentos foram determinadas as propriedades na entrada e saída de cada um. As equações de balanço de massa (equação 5.1), primeira lei da termodinâmica (equação 5.2), segunda lei da termodinâmica (equação 5.3), análise de exergia (equação 5.4), eficiência global (equação 2.1) e a eficiência térmica (equação 2.2), seguem a nomenclatura apresentada por Moran e Shapiro (2002). Foi utilizada também a eficiência racional definida por Kotas (1995), equação 2.3, que representa a relação entre a exergia desejada ou exergia útil (product) que o equipamento ou sistema deve fornecer, em relação ao fluxo de exergia gasto (fuel) para produzir a quantidade de exergia desejada no equipamento ou sistema.

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad (5.1)$$

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum (\dot{m}_e h_e) - \sum (\dot{m}_s h_s) \quad (5.2)$$

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum (\dot{m}_e s_e) - \sum (\dot{m}_s s_s) + \dot{\sigma}_{VC} \quad (5.3)$$

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum (\dot{m}_e e_e) - \sum (\dot{m}_s e_s) - \dot{E}_d \quad (5.4)$$

As exergias físicas (equação 5.5) e químicas de todas as substâncias (equação 5.6) e das misturas de gases (equação 5.7) foram determinadas conforme Kotas (1995). A exergia do licor negro e da biomassa (equação 5.8) foram calculadas conforme Szargut et al. (1988). A equação 5.9 é a relação entre a exergia química e o poder calorífico inferior de um combustível do tipo madeira (Szargut et al., 1988). Outras propriedades termodinâmicas do licor negro foram desenvolvidas a partir do trabalho elaborado por Assumpção et al. (1983).

$$e_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.5)$$

$$\bar{e}_q = y_i \bar{e}_{q,0} + \bar{R}T_0(y \ln y) \quad (5.6)$$

$$\bar{e}_{q,m} = \sum y_i \bar{e}_{q,0} + \bar{R}T_0 \sum (y_i \ln y_i) \quad (5.7)$$

$$e_{q,comb} = (PCI + h_{vap} z_{vap})\beta + (e_{q,S} - PC_S)z_S + e_{q,cinzas} z_{cinzas} + e_{q,\acute{a}gua} z_{\acute{a}gua} \quad (5.8)$$

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C} \right) - 0,2499 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C} \right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C} \right) + 0,045 \left(\frac{z_{N_2}}{z_C} \right) \right]}{1 - 0,3035 (z_{O_2}/z_C)} \quad (5.9)$$

Com relação à simulação do gaseificador foram realizados balanços de massa e energia, admitindo que o gaseificador opera no equilíbrio químico (Berglin, 1996). Nas simulações foram utilizados os valores apresentados por Consonni et al. (1998), e que estão transcritos na tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Composição dos gases e do material fundido (Consonni et al., 1998).

Reator	BLGCC Ar baixa pressão	BLGCC Ar alta pressão	BLGCC O ₂ Alta Pressão	BLGCC O ₂ Alta Pressão
Temperatura do reator (°C)	700	950	1000	1400
Pressão do reator (kPa)	200	2500	2500	2500
Relação ar/licor seco	1,67	1,91	-----	-----
Relação O ₂ /licor seco	-----	-----	0,471	0,580
Temperatura do oxidante (°C)	268	390	135	135
Composição dos gases				
Relação gás/licor negro	2,543	2,784	1,344	1,477
CH ₄ (mol %)	0,908	2,324	2,151	2,191
CO	11,619	10,532	23,059	21,894
CO ₂	12,424	11,480	18,622	20,761
H ₂	19,083	10,307	22,371	12,503
H ₂ O	13,005	17,585	31,522	40,927
H ₂ S	0,637	0,594	1,081	0,264
N ₂	42,322	41,179	1,193	1,455
Material fundido/licor negro	0,463	0,461	0,460	0,436
Na ₂ SO ₃ (% em peso)	0,000	0,004	0,002	0,118
Na ₂ CO ₃	81,873	79,945	79,525	62,206
Na ₂ S	7,668	8,005	7,901	17,398
NaOH	0,084	1,606	2,119	9,222
K ₂ CO ₃	9,578	9,630	9,645	10,063
K ₂ SO ₄	0,000	0,005	0,002	0,138
C	0,801	0,805	0,806	0,850
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	3771	3002	6663	4687

A caldeira de biomassa e o HRSG foram dimensionadas para suprir a turbina a vapor na temperatura de 590°C e pressão de 9 MPa, e os equipamentos de transferência de calor foram dimensionados a partir do critério da diferença de temperatura mínima entre as correntes ou, em alguns casos, a partir do método da efetividade. Na tabela 5.4 são apresentados os principais parâmetros utilizados na simulação da caldeira de biomassa, do HRSG e dos trocadores de calor existentes nas propostas. O valor de “pinch” e “approach” foram obtidos a partir de Ganapathy (1991), que recomenda os valores descritos na tabela para equipamentos que trabalham com temperatura de entrada dos gases inferior a 650°C e utilização de tubos aletados.

Tabela 5.4 - Parâmetros utilizados na simulação do HRSG, Caldeira de Biomassa e trocadores.

Equipamento	HRSG	Caldeira de Biomassa	Trocador de Calor (Gás/Gás)	Trocador de Calor (Gás/Líquido)
Pinch Point (°C)	10	-----	-----	-----
Approach (°C)	25	-----	-----	-----
Perda de carga (lado dos gases)	2%	2%	2%	2%
Perda de calor (externo)	1%	1%	0	0
Delta de temperatura mín. (°C)	-----	-----	25	10
Eficiência de 1ª Lei (PCI)	-----	46%	0	0
Delta de temperatura mín. (°C)	-----	-----	25	10

O HRSG foi modelado considerando somente um nível de pressão no economizador, evaporador e superaquecedor. Com o "pinch" e a temperatura de saturação determinou-se a temperatura de saída dos gases do evaporador. Com o "approach" e a temperatura de saturação foi determinada a temperatura de entrada da água no evaporador. Com as temperaturas determinadas mais a temperatura e a pressão do vapor na saída do HRSG e a temperatura e a pressão de entrada dos gases de combustão na entrada do HRSG, foi determinado o fluxo de vapor gerado pelo equipamento. Foi também considerada no cálculo a descarga de fundo e de superfície para manter a qualidade da água na caldeira.

No balanço de energia do evaporador foi considerada uma quantidade de calor adicional, nas propostas de gaseificação BLGCC com ar atmosférico e oxigênio, devido a vaporização de parte da água que escoar no HRSG no trocador de calor "evaporador de alta pressão", aumentando a geração de vapor. Na proposta de BLGCC com ar pressurizado parte do vapor produzido no HRSG foi utilizado para aquecer o gás combustível da turbina, diminuindo a quantidade vapor disponível para a turbina a vapor. Determinada a quantidade de vapor, conforme efetuado no processo anterior, realiza-se um balanço de energia e de massa no economizador, tendo como parâmetros as condições de entrada e saída da água, a condição de entrada dos gases e o limite de temperatura mínima de saída dos gases do economizador. Foi determinada a vazão de água que este equipamento poderia comportar, a partir de um processo iterativo e atendendo a todos os limites impostos. Na figura 5.2 está representado o diagrama de temperatura ao longo do HRSG, e as equações 5.10 e 5.11 representam os balanços de massa e de energia envolvidos neste equipamento.

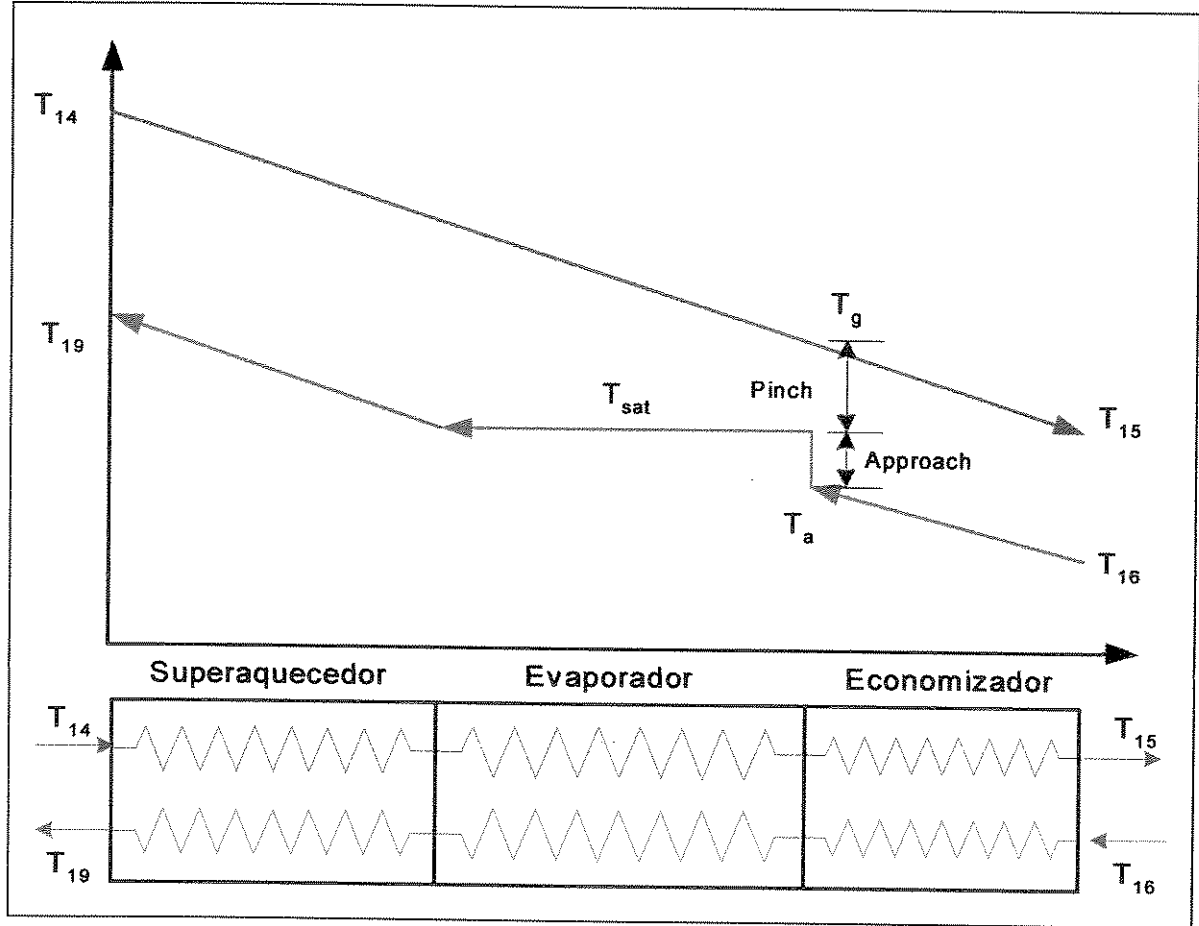


Figura 5.2 - Distribuição de temperatura no interior do HRSG.

Balço de energia no Economizador

$$\dot{Q}_{econ} = \dot{m}_{gas}(h_g - h_{15}) = \dot{m}_{vap}(h_a - h_{16}) \quad (5.10)$$

Balço de energia no Evaporador

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{super} = \dot{Q}_{evap} \quad \text{ou} \quad \dot{m}_{gas}(h_{14} - h_g) + \dot{Q}_{ext} = \dot{m}_{vap}(h_{19} - h_a) \quad (5.11)$$

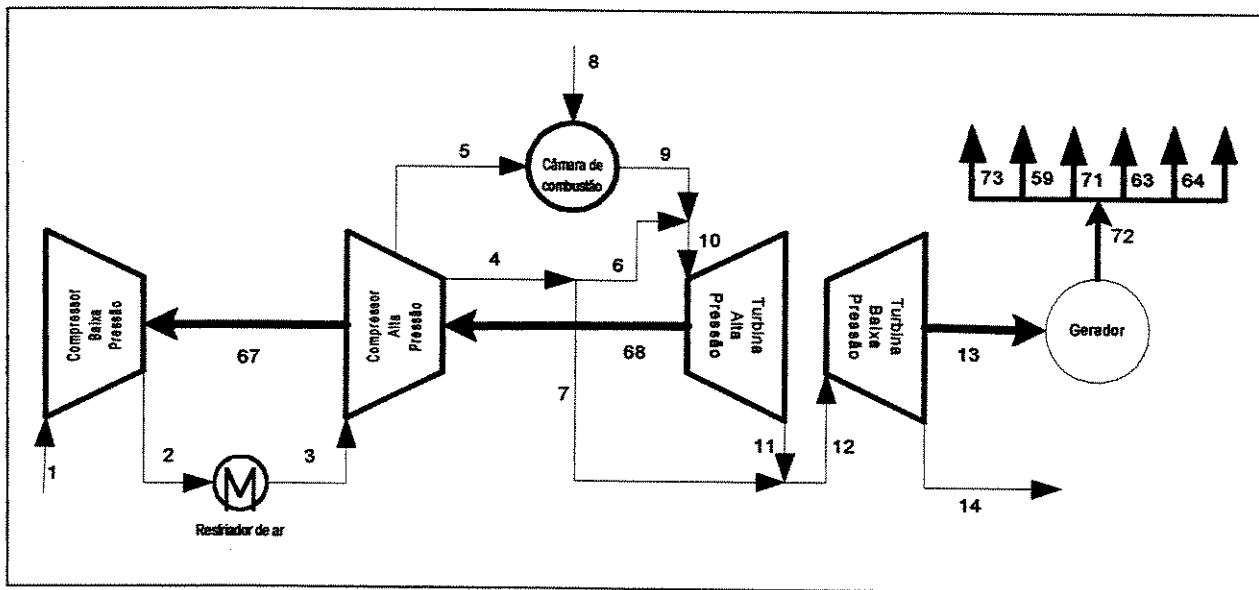
A caldeira de biomassa deve ser dimensionada com uma câmara de combustão adequada para operação com combustível com elevado teor de umidade. Foi admitido que a caldeira é adiabática, foi considerada também a necessidade da descarga de fundo e de superfície de forma similar ao HRSG, e nos produtos de combustão não foi considerada a presença de monóxido de carbono.

O sistema de limpeza com lavador de gás tipo “Scrubber” opera com uma mistura de água e licor verde que vem do gaseificador, mas as propriedades utilizadas na simulação deste sistema foram as da água pura. Optou-se por esta solução pela facilidade de trabalhar com as propriedades termodinâmicas da água, ao invés da mistura licor verde, e também porque o objetivo é estudar a utilização da gaseificação de licor negro com ciclos combinados, e não os problemas externos ao ciclo BLGCC. Foi admitido absorção total do hidrossulfito (H_2S), mantendo a relação de 2 moles de CO_2 para cada mol de H_2S (Consonni et al., 1998). A perda de carga deste equipamento é de 2% e o delta de temperatura mínimo é de 10°C .

A turbina a gás foi considerada trabalhando na carga nominal, cabendo à turbina a vapor variar a carga para atender a demanda de vapor da empresa. Parte da energia elétrica produzida foi utilizada para atender os consumos internos da planta de potência e o restante para suprir o processo de produção de papel e celulose. Em caso de excedente de energia elétrica, o mesmo poderia ser encaminhado para a concessionária de energia elétrica.

Para verificar a influência de cada um dos componentes da turbina a gás na planta, ela foi subdividida em nove componentes: compressor de ar de baixa pressão, resfriador intermediário, compressor de ar de alta pressão, divisor de corrente de ar de baixa pressão e de alta pressão para resfriamento das palhetas das turbinas, câmara de combustão, misturadores de ar e gás de combustão, turbina para acionamento dos compressores de alta e de baixa pressão e turbina de potência, como pode ser visto na figura 5.3.

Optou-se por incluir um misturador de ar de resfriamento na entrada das turbinas para simular o efeito do resfriamento do bocal e das pás da turbina de forma a não influenciar na potência produzida pela turbina. A partir da temperatura de projeto na entrada da turbina (TIT) e da quantidade de combustível disponível para a queima, foi determinada a quantidade de ar requerido para o processo de combustão, como descrito anteriormente, e o restante do ar (entre 18 a 22% do total de ar do compressor) foi utilizado no resfriamento dos bocais e palhetas. Larson et al. (1998) e Consonni et al. (1998) também simulam a turbina a gás misturando o ar de resfriamento com os gases de combustão na entrada da turbina.



O processo de combustão é realizado com a quantidade de ar suficiente para que a temperatura dos gases na saída da câmara de combustão seja mais alta que a temperatura TIT, havendo a necessidade da mistura dos gases com o ar de resfriamento, diminuindo a temperatura dos gases na entrada da turbina. Esse tipo de técnica necessita de um processo iterativo até se obter a melhor relação ar-combustível, para se obter a temperatura desejada. O que merece um estudo mais aprofundado é a influência da variação da quantidade de ar injetado na câmara de combustão, mas para isso haveria necessidade de se obter maiores informações sobre o tipo de câmara, geometria, entre outras informações não disponíveis.

A caldeira de recuperação "Tomlinson" foi simulada conforme Bonomi et al. (1985). A caldeira de recuperação foi considerada como uma câmara de combustão que trabalha com combustível com 75% de sólidos, admitindo que a caldeira é adiabática, considerando também a necessidade da descarga de fundo e de superfície de forma similar ao HRSG. Nos produtos de combustão não foi admitida a presença de monóxido de carbono ou de hidróxido de enxofre.

A turbina a vapor foi calculada a partir do critério da eficiência isoentrópica, na mesma lógica utilizada na turbina a gás. Baseado nas considerações anteriores, na tabela 5.5 são

apresentados os parâmetros utilizados para modelar a turbina a gás, turbina a vapor, compressores, ventiladores e bombas.

Tabela 5.5 - Parâmetros utilizados para modelar a turbina a gás, turbina a vapor, ventilador e bombas.

Equipamentos	Parâmetro	Valor
Compressor de baixa pressão da turbina a gás	Eficiência isoentrópica (%)	88
Compressor de alta pressão da turbina a gás	Eficiência isoentrópica (%)	88
Razão de pressão	-----	17:1
Turbina a gás (Alta)	Eficiência isoentrópica (%)	88
Turbina a gás (Baixa)	Eficiência isoentrópica (%)	91
Eficiência mecânica da turbina a gás	(%)	99
Ar de resfriamento para a turbina	% do fluxo de massa	13
Temperatura de entrada na turbina a gás (TIT)	°C	1280
Perda de carga no filtro de admissão de ar	kPa	1
Turbina a vapor de alta pressão	Eficiência isoentrópica (%)	87
Turbina a vapor de baixa pressão	Eficiência isoentrópica (%)	85
Eficiência mecânica da turbina a vapor	(%)	99
Gerador de energia	Eficiência (%)	99
Compressor de gás	Eficiência isoentrópica (%)	88
Razão de pressão	-----	11,4
Ventiladores	Eficiência (%)	70
Bombas	Eficiência (%)	60
Compressor de ar	Eficiência (%)	60

Com o objetivo de validar o programa realizado foi realizada simulação da configuração BLGCC com ar atmosférico e temperatura de gaseificação de 700°C utilizando os parâmetros de entrada apresentados por Consonni et al. (1998), conforme apresentado na tabela 5.6. A descrição da modelagem e a estrutura dos programas realizados para simular as configurações analisadas podem ser encontradas no apêndice D.

Tabela 5.6 - Tabela elaborada para comparação dos resultados apresentados por Consonni et al. (1998) e os obtidos no programa elaborado neste trabalho.

	Consonni et al. (1998)	Modelo
Consumo de energia e produção da planta de papel e celulose		
Produção de celulose base seca (t/dia)	1098	1098
Vapor de extração na turbina a vapor (%)	33	33
Biomassa utilizada (GJ/admt)	14	14
Consumo específico de vapor (GJ/admt)	11	11
Consumo específico de energia elétrica (kW/admt)	660	660
Calor total requerido pelo processo (GJ/dia)	139.792	139.792
Calor por unidade de celulose requerido pelo processo (GJ/admt)	11	11
Trabalho total requerido pelo processo (MW)	30,0	30,2
Trabalho por unidade de celulose (kWh/admt)	655	660
Consumo de combustível		
Relação licor negro/celulose	1,74	1,74
Consumo de licor negro - base seca (kg/s)	22	22
Consumo de licor negro (PCS) MW	318	318
Relação Biomassa/Celulose	0,7	0,7
Consumo de biomassa (t/dia)	14	14
Energia produzida na configuração analisada		
Potência gerada pela turbina a vapor (MW)	49,9	48,6
Potência fornecida pelo gerador da turbina a gás (MW)	86,8	81,9
Potência para equipamentos auxiliares (MW)	22,0	23,5
Potência Líquida produzida (MW)	114,7	106,3
Potência líquida por tonelada de celulose (kWh/admt)	1851	1664
Potência produzido que pode ser vendida (MW)	85	76
Calor total produzido pela planta de BLGCC (GJ/dia)	207146	199207
Quantidade de Calor disponível para venda (GJ/dia)	67354	59416
Quantidade de calor produzido por tonelada de celulose (GJ/admt)	16,6	15,8
Eficiência: Primeira Lei (base PCS) (Potência Líquida + Calor) (%)	65	62
Eficiência: Primeira Lei (base PCI) (Potência Líquida + Calor) (%)	77	73
Relação: Eletricidade/vapor	0,55	0,53

Deve ser destacado que os parâmetros de projeto dos equipamentos não foram fornecidos no texto de Consonni et al. (1998) e, assim, tais parâmetros foram obtidos a partir do balanço de massa e energia em acordo com as propriedades, descarga, temperatura e pressão, na entrada e saída de cada equipamento fornecidas no referido texto. Os resultados obtidos no programa apresentaram desvio entre de 3 a 7% se comparado com Consonni et al. (1998). Tal desvio pode ser atribuído aos parâmetros citados no parágrafo anterior.

5.4 Análise termoeconômica

Conforme Guarinello et al. (1998), uma análise termoeconômica completa consiste de uma análise exergética detalhada através da determinação dos custos exergéticos, uma análise econômica de cada um dos subsistemas considerados e uma avaliação exergoeconômica de cada um dos subsistemas. A identificação do custo exergético (Ex^*)¹⁸ é importante para a análise termoeconômica, sendo este o caminho para quantificar as irreversibilidades dos subsistemas e determinar o quanto estas irreversibilidades vão refletir na composição global dos fluxos. O método de determinação dos custos exergéticos unitários tem como característica adicionar a irreversibilidade do componente aos fluxos que passam por ele. Logo, quanto mais equipamentos existam na planta, mais irreversibilidades serão atribuídas aos fluxos.

Lozano e Valero (1993) definem o custo exergético unitário (k) como uma forma de identificar a quantidade de exergia necessária na forma de insumo para obter uma unidade de exergia de certo produto, esta é uma outra forma de caracterizar a eficiência de conversão (η), como pode ser visto na equação 5.12.

$$k = \frac{Ex^*}{Ex} = \frac{\text{custo exergético}}{\text{exergia}} = \frac{1}{\eta} \quad (5.12)$$

Conforme Guarinello (1997) a determinação do custo exergético visa determinar as equações de balanço referentes a cada equipamento, além de determinar o custo exergético através da matriz de incidência (A) e do vetor valorização exergética externa (Y^*), expresso pela equação 5.13.

$$A \times Ex^* = Y^* \quad (5.13)$$

Ainda conforme Guarinello (1997), a matriz de incidência A é composta de três submatrizes: sendo $A_{F,P}$, a sub-matriz que representa as entradas e saídas dos subsistemas (equipamentos); α_e , a sub-matriz que representa as entradas no sistema; e α_b , a sub-matriz que representa as bifurcações. O vetor de valorização exergética externa Y^* , é composto de três sub-

¹⁸ Custo Exergético (Ex^*): é a quantidade de exergia necessária para se obter um determinado produto final.

vetores: o primeiro sub-vetor é composto de componentes nulos, que representam a propriedade conservativa dos balanços dos custos exergéticos; V^* é o sub-vetor que representa os fluxos exergéticos que possuem valor externo, tanto os fluxos que saem do sistema como aqueles que entram; e w , é o sub-vetor de valores, composto também de componentes nulos, que satisfazem as equações de bifurcações. A representação simbólica do que foi exposto pode ser observado na equação 5.14.

$$\begin{bmatrix} A_{F,P} \\ \alpha_e \\ \alpha_b \end{bmatrix} \times [Ex^*] = \begin{bmatrix} 0 \\ V^* \\ w \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Como existem vários equipamentos similares entre as propostas, existem várias equações de custo exergético similares, e como a construção da matriz de incidência e do vetor fluxo são similares, optou-se por apresentar a formulação completa da proposta de gaseificação de licor negro com ar a baixa pressão, e as equações de fluxo apenas dos equipamentos específicos das outras propostas. Para a determinação do custo exergético de todos os fluxos, foi necessário resolver um sistema de equações de 76 equações para o sistema BLGCC com ar atmosférico; 74 equações para o sistema BLGCC com ar pressurizado; 76 equações para o sistema BLGCC com oxigênio pressurizado; e 39 equações para o sistema com caldeira de recuperação e ciclo Rankine (sistema tradicional). Inicialmente, são definidos os insumos (“fuel”) e produtos (“product”) de cada um dos equipamentos considerados na configuração de gaseificação de licor negro com ar a baixa pressão e temperatura de 700°C, conforme pode ser visto na tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração BLGCC com ar atmosférico.

	Componente	Insumo	Produto
1	Compressor de baixa da turbina	Ex67	Ex2-Ex1
2	Compressor de alta da turbina	Ex68	Ex5+Ex4-Ex3
3	Câmara de combustão	Ex5+Ex8	Ex9
4	Turbina de alta	Ex10-Ex11	Ex67+Ex68
5	Misturador na entrada da turbina de alta	Ex9+Ex6	Ex10
6	Turbina de baixa	Ex12-Ex14	Ex13
7	Misturador na entrada da turbina de baixa	Ex11+Ex7	Ex12
8	HRSO	Ex14+Ex18-Ex17-Ex15	Ex19-Ex16
9	Turbina a vapor	Ex19+Ex20-Ex21-Ex25	Ex24
10	Misturador - vapor de média pressão	Ex21+Ex23	Ex22
11	Misturador - vapor de baixa pressão	Ex25+Ex26+Ex66	Ex27
12	Caldeira de biomassa	Ex28+Ex29-Ex31	Ex30 -Ex20
13	Ventilador de gases da caldeira de biomassa	Ex64	Ex65-Ex31
14	Aquecedor de ar da cald. de biomassa	Ex15-Ex13	Ex29-Ex32
15	Ventilador de ar da cald. de biomassa	Ex70	Ex32-Ex56
16	Compressor com “intercooler”	Ex55+Ex63	Ex38-Ex53
17	Trocador de calor gás-sólido	Ex36	Ex8-Ex38
18	Condensador	Ex51	Ex53
19	“Scrubber”	Ex47	Ex49
20	Divisor de condensado	Ex61	Ex44+Ex46
21	Aquecedor de água	Ex45+Ex47	Ex60-Ex46
22	Evaporador de baixa pressão	Ex43+Ex45	Ex26-Ex44
23	Bomba de água para a caldeira	Ex71	Ex62-Ex60
24	Divisor de água para as caldeiras	Ex62	Ex30-Ex16
25	Compressor de ar do gaseificador	Ex59	Ex41-Ex42
26	Aquecedor de ar do gaseificador	Ex40-Ex43	Ex35-Ex41
27	Evaporador de alta pressão	Ex39+Ex40	Ex18-Ex17
28	Gaseificador	Ex34+Ex35	Ex36+Ex39
29	Gerador elétrico da turbina a gás	Ex13	Ex72
30	Divisor de potência elétrica	Ex72	Ex59+Ex63+Ex64+ Ex70+ Ex71+Ex73
31	Gerador elétrico da turbina a vapor	Ex24	Ex74
32	“Intercooler” entre os compressores	Ex2	Ex3
33	Divisor de ar de resfriamento	Ex3	Ex4+Ex7

Após a definição do insumo e do produto de cada equipamento, são apresentadas a seguir as equações de custo exergético de cada um dos 33 equipamentos, junções e divisões que compõem a proposta BLGCC com ar atmosférico. Os índices indicados nas equações fazem referência aos fluxos indicados na figura 4.5 (sistema BLGCC com ar atmosférico) e na figura 5.3 (fluxograma das correntes e componentes que compõem a turbina a gás).

Gaseificador

$$Ex_{34}^* + Ex_{35}^* = Ex_{39}^* \quad (5.15)$$

Compressor de baixa pressão da turbina a gás

$$Ex_1^* + Ex_{67}^* = Ex_2^* \quad (5.16)$$

Compressor de alta pressão da turbina a gás

$$Ex_4^* + Ex_{68}^* = Ex_5^* + Ex_6^* \quad (5.17)$$

Câmara de combustão

$$Ex_5^* + Ex_8^* = Ex_9^* \quad (5.18)$$

Turbina de alta pressão

$$Ex_{10}^* + Ex_{11}^* = Ex_{67}^* + Ex_{68}^* \quad (5.19)$$

Misturador na entrada da turbina de alta pressão

$$Ex_6^* + Ex_9^* = Ex_{10}^* \quad (5.20)$$

Turbina de baixa pressão

$$Ex_{12}^* - Ex_{14}^* = Ex_{13}^* \quad (5.21)$$

Misturador na entrada da turbina de baixa pressão

$$Ex_7^* + Ex_{11}^* = Ex_{12}^* \quad (5.22)$$

Caldeira de recuperação (HRSG)

$$(Ex_{14}^* + Ex_{18}^*) - (Ex_{17}^* + Ex_{15}^*) = (Ex_{19}^* - Ex_{16}^*) \quad (5.23)$$

Turbina a vapor

$$Ex_{19}^* + Ex_{20}^* = Ex_{21}^* + Ex_{25}^* + Ex_{24}^* \quad (5.24)$$

Misturador de vapor de média pressão

$$Ex_{21}^* + Ex_{23}^* = Ex_{22}^* \quad (5.25)$$

Misturador de vapor de baixa pressão

$$Ex_{25}^* + Ex_{26}^* + Ex_{66}^* = Ex_{27}^* \quad (5.26)$$

Caldeira de biomassa

$$(Ex_{28}^* + Ex_{29}^* + Ex_{30}^*) - (Ex_{57}^* + Ex_{31}^*) = Ex_{20}^* \quad (5.27)$$

Ventilador de gases da caldeira de biomassa

$$Ex_{64}^* = Ex_{65}^* - Ex_{31}^* \quad (5.28)$$

Aquecedor de ar da caldeira de biomassa

$$Ex_{15}^* - Ex_{33}^* = Ex_{29}^* - Ex_{32}^* \quad (5.29)$$

Ventilador de ar da caldeira de biomassa

$$Ex_{70}^* = Ex_{32}^* - Ex_{56}^* \quad (5.30)$$

Compressor do gás combustível com “intercooler”

$$(Ex_{54}^* - Ex_{55}^*) + Ex_{63}^* - Ex_{58}^* = Ex_{38}^* - Ex_{53}^* \quad (5.31)$$

Trocador de calor gás combustível – “smelt”

$$(Ex_{36}^* - Ex_{37}^*) = (Ex_8^* - Ex_{38}^*) \quad (5.32)$$

Condensador

$$(Ex_{51}^* - Ex_{50}^*) - Ex_{52}^* = (Ex_{53}^* - Ex_{49}^*) \quad (5.33)$$

“Scrubber”

$$(Ex_{75}^* - Ex_{46}^*) = (Ex_{49}^* - Ex_{47}^*) \quad (5.34)$$

Divisor de condensado para o HRSG e para a caldeira de biomassa

$$Ex_{61}^* = Ex_{44}^* + Ex_{46}^* \quad (5.35)$$

Aquecedor da água de alimentação do HRSG e da caldeira de biomassa

$$Ex_{45}^* - Ex_{47}^* = (Ex_{60}^* - Ex_{46}^*) - Ex_{76}^* \quad (5.36)$$

Evaporador de baixa pressão

$$Ex_{43}^* - Ex_{45}^* = Ex_{26}^* - Ex_{44}^* \quad (5.37)$$

Bomba de água para alimentação do HRSG e da caldeira de biomassa

$$Ex_{71}^* = Ex_{62}^* - Ex_{60}^* \quad (5.38)$$

Divisor de água pressurizada para o HRSG e da caldeira de biomassa

$$Ex_{62}^* = Ex_{16}^* + Ex_{30}^* \quad (5.39)$$

Compressor de ar para o gaseificador

$$Ex_{59}^* = Ex_{41}^* - Ex_{42}^* \quad (5.40)$$

Pré-aquecedor de ar do gaseificador

$$Ex_{40}^* - Ex_{43}^* = Ex_{35}^* - Ex_{41}^* \quad (5.41)$$

Evaporador de alta pressão

$$Ex_{39}^* - Ex_{40}^* = Ex_{18}^* - Ex_{17}^* \quad (5.42)$$

Gerador elétrico da turbina a gás

$$Ex_{13}^* = Ex_{72}^* \quad (5.43)$$

Divisor de potência após o gerador elétrico da turbina a gás

$$Ex_{72}^* = Ex_{59}^* + Ex_{63}^* + Ex_{64}^* + Ex_{70}^* + Ex_{71}^* + Ex_{73}^* \quad (5.44)$$

“Intercooler” entre o compressor de baixa e alta pressão da turbina a gás

$$Ex_2^* = Ex_3^* \quad (5.45)$$

Divisor de ar após o compressor de alta pressão da turbina a gás

$$Ex_4^* = Ex_6^* + Ex_7^* \quad (5.46)$$

As demais equações foram obtidas a partir do critério de distribuição de custos, como pode ser visto a seguir. Os insumos externos ao ciclo têm custo exergético unitário, de acordo com a equação 5.47. Os fluxos com custo exergético unitário são: fluxo 1 - entrada de ar no compressor da turbina a gás; fluxo 23 - água de resfriamento do misturador de média pressão; fluxo 66 - água de resfriamento do misturador de baixa pressão; fluxo 34 - entrada de licor negro no gaseificador; fluxo 42 - entrada de ar no compressor de ar do gaseificador; fluxo 51 - entrada de água de resfriamento no resfriador de gás; fluxo 55 - entrada de água de resfriamento no intercooler do compressor de gás combustível; fluxo 56 - entrada de ar no ventilador da caldeira de biomassa; fluxo 61 - retorno de condensado ou entrada de água no sistema BLGCC; fluxo 28 - entrada de biomassa na caldeira; e fluxo 75 - entrada de fluido no lavador de gases ("scrubber").

$$k = 1 \quad (5.47)$$

A todas as perdas foi atribuído custo exergético nulo, conforme descrito pela equação 5.48, de acordo com a metodologia descrita por Lozano e Valero (1993). Os fluxos com custo exergético nulo são: fluxo 69 - purga do HRSG; fluxo 57 - purga da caldeira de biomassa; fluxo 54 - saída da água de resfriamento do compressor de gás; fluxo 58 - água retirada do gás combustível no "intercooler" do compressor de gás; fluxo 37 - saída do material fundido ("smelt") do trocador de calor gás-sólido; fluxo 50 - saída da água de resfriamento do condensador; fluxo 52 - água retirada do gás combustível no condensador; fluxo 48 - descarga de fundo no lavador de gás ("scrubber").

$$k = 0 \quad (5.48)$$

Correntes de mesmo tipo têm o mesmo custo exergético unitário, como pode ser visto por meio do conjunto de equações a seguir.

$$k_{44} = k_{46} \quad (5.49)$$

$$k_6 = k_7 \quad (5.50)$$

$$k_5 = k_7 \quad (5.51)$$

$$k_{10} = k_{11} \quad (5.52)$$

$$k_{12} = k_{14} \quad (5.53)$$

$$k_{68} = k_{67} \quad (5.54)$$

$$k_{30} = k_{16} \quad (5.55)$$

$$k_{59} = k_{63} \quad (5.56)$$

$$k_{63} = k_{64} \quad (5.57)$$

$$k_{64} = k_{70} \quad (5.58)$$

$$k_{70} = k_{71} \quad (5.59)$$

$$k_{71} = k_{73} \quad (5.60)$$

Em um sub-sistema o custo exergético unitário dos fluxos de saída deve ser igual ao de entrada, conforme a "regra dos insumos" apresentada por Lozano e Valero (1993),

$$k_{33} = k_{15} \quad (5.61)$$

$$k_{47} = k_{45} \quad (5.62)$$

$$k_{45} = k_{43} \quad (5.63)$$

$$k_{43} = k_{40} \quad (5.64)$$

$$k_{40} = k_{39} \quad (5.65)$$

$$\frac{(Ex_{14}^* + Ex_{18}^*)}{(Ex_{14} + Ex_{18})} = k_{15} \quad (5.66)$$

$$\frac{(Ex_{14}^* + Ex_{18}^*)}{(Ex_{14} + Ex_{18})} = k_{17} \quad (5.67)$$

$$\frac{(Ex_{28}^* + Ex_{29}^*)}{(Ex_{28} + Ex_{29})} = k_{31} \quad (5.68)$$

Para os equipamentos que possuem mais de um insumo na formação do seu produto, o custos exergéticos dos fluxos de saída foram considerados iguais aos dos fluxos de entrada:

$$\frac{(Ex_{19}^* + Ex_{20}^*)}{(Ex_{19} + Ex_{20})} = k_{21} \quad (5.69)$$

$$\frac{(Ex_{19}^* + Ex_{20}^*)}{(Ex_{19} + Ex_{20})} = k_{25} \quad (5.70)$$

A última equação para solução do sistema de equações foi obtida a partir da "regra dos produtos", que considera que em um sub-sistema com mais de uma corrente de produtos, o custo exergético unitário é igual para todas as correntes.

$$k_{39} = k_{36} \quad (5.71)$$

As definições adotadas seguem a metodologia proposta por Lozano e Valero (1993). Vale destacar que, quanto mais detalhada for a análise exergética torna-se mais fácil identificar as irreversibilidades associadas a cada um dos equipamentos ou subsistemas considerados, e como a exergia está sendo utilizada por esse equipamento. Essa metodologia pode ser utilizada como instrumento de seleção de equipamentos e de sistemas de geração de energia.

Com relação aos equipamentos específicos de cada uma das propostas destacam-se os equipamentos da proposta BLGCC com ar pressurizado: gaseificador; sistema de evaporador de baixa pressão; aquecedor de água; trocadores de calor de aquecimento; e resfriamento do ar do gaseificador.

$$k_{36} = k_{37} \quad (5.72)$$

$$k_{45} = k_{26} \quad (5.73)$$

$$k_{26} = k_{40} \quad (5.74)$$

$$k_{47} = k_{45} \quad (5.75)$$

$$k_{72} = k_{46} \quad (5.76)$$

$$k_{42} = k_{72} \quad (5.77)$$

Na tabela 5.8, são apresentados os insumos e produtos de cada uma dos equipamentos da proposta de gaseificação de licor negro com ar pressurizado.

Os equipamentos específicos da proposta BLGCC com oxigênio pressurizado: gaseificador, planta de produção de oxigênio, saturador e tanque de “flash”.

$$k_{30} = k_{39} \quad (5.78)$$

$$k_{36} = k_{18} \quad (5.79)$$

$$k_{35} = k_{46} \quad (5.80)$$

$$k_{41} = k_8 \quad (5.81)$$

$$k_{64} = k_{26} \quad (5.82)$$

Tabela 5.8 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração BLGCC ar pressurizado.

	Componente	Insumo	Produto
1	Compressor de baixa da turbina	Ex67	Ex2-Ex1
2	Compressor de alta da turbina	Ex68	Ex46+Ex5+Ex4- Ex3
3	Câmara de combustão	Ex5+Ex8	Ex9
4	Turbina de alta	Ex10-Ex11	Ex67+Ex68
5	Misturador na entrada da turbina de alta	Ex9+Ex6	Ex10
6	Turbina de baixa	Ex12-Ex14	Ex13
7	Misturador na entrada da turbina de baixa	Ex11+Ex7	Ex12
8	HRSO	Ex14+Ex18-Ex17-Ex15	Ex19-Ex16
9	Turbina a vapor	Ex19+Ex20-Ex21-Ex25	Ex24
10	Misturador - vapor de média pressão	Ex21+Ex23	Ex22
11	Misturador - vapor de baixa pressão	Ex25+Ex26+Ex66	Ex27
12	Caldeira de biomassa	Ex28+Ex29-Ex31	Ex30 -Ex20
13	Ventilador de gases da cald. de biomassa	Ex64	Ex65-Ex31
14	Pré-aquecedor de ar da cald. de biomassa	Ex15-Ex13	Ex29-Ex32
15	Ventilador de ar da cald. de biomassa	Ex63	Ex32-Ex56
16	Misturador de condensado	Ex71+Ex40+Ex43	53
17	Aquecedor da água de entrada no gaseific.	Ex36-37	Ex38-Ex51
18	Bomba de água do condensado	Ex70	Ex51-Ex53
19	"Scrubber"	Ex47	Ex49
20	Aquecedor de água	Ex61	Ex44+Ex46
21	Evaporador de baixa pressão	Ex45+Ex47	Ex60+Ex44-Ex61
22	Bomba de água para a caldeira	Ex58	Ex62-Ex60
23	Divisor de água para caldeiras	Ex62	Ex30+Ex16
24	Compressor de ar do gaseificador	Ex59	Ex41-Ex42
25	Aquecedor de ar do gaseificador	Ex46-Ex72	Ex35-Ex41
26	Trocador de calor "Syngas"	Ex17-Ex18	Ex8-Ex49
27	Gaseificador	Ex34+Ex35+Ex38	Ex39+Ex16
28	Gerador elétrico da turbina a gás	Ex13	Ex55
29	Divisor de potência elétrica	Ex55	Ex70+Ex64+Ex63 Ex58+Ex59
30	Gerador elétrico da turbina a vapor	Ex24	Ex52
31	"Intercooler" da turbina a gás	Ex2	Ex3
32	Divisor de ar de resfriamento	Ex3	Ex4+Ex7
33	Resfriador de ar do gaseificador	Ex74-Ex73	Ex42-Ex72

Na tabela 5.9 são apresentados os insumos e produtos de cada um dos equipamentos da proposta de gaseificação de licor negro com oxigênio pressurizado.

Tabela 5.9 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração BLGCC oxigênio pressurizado.

	Componente	Insumo	Produto
1	Compressor de baixa da turbina	Ex67	Ex2-Ex1
2	Compressor de alta da turbina	Ex68	Ex5+Ex4-Ex3
3	Câmara de combustão	Ex5+Ex8	Ex9
4	Turbina de alta	Ex10-Ex11	Ex67+Ex68
5	Misturador na entrada da turbina de alta	Ex9+Ex6	Ex10
6	Turbina de baixa	Ex12-Ex14	Ex13
7	Misturador na entrada da turbina de baixa	Ex11+Ex7	Ex12
8	HRSG	Ex14+Ex18-Ex17-Ex15	Ex19-Ex16
9	Turbina a vapor	Ex9+Ex20-Ex21-Ex25	Ex24
10	Misturador de vapor de média pressão	Ex21+Ex23	Ex22
11	Misturador de vapor de baixa pressão	Ex25+Ex26+Ex59	Ex27
12	Caldeira de biomassa	Ex28+Ex29-Ex31	Ex30 -Ex20
13	Ventilador de gases da cald. de biomassa	Ex72	Ex53-Ex31
14	Aquecedor de ar da caldeira de biomassa	Ex15-Ex13	Ex29-Ex32
15	Ventilador de ar da caldeira de biomassa	Ex71	Ex32-Ex56
16	Misturador de condensado do gaseific.	Ex39+Ex51	Ex52
17	Aquecedor da água de entrada no gaseific.	Ex36-Ex37	Ex38-Ex52
18	Bomba do misturador do gaseificador	Ex75	Ex54-Ex55
19	“Scrubber”	Ex47	Ex49
20	Divisor de ar de resfriamento	Ex4	Ex6+Ex7
21	Aquecedor de água	Ex39-Ex47	Ex51+Ex40-Ex44
22	Bomba de água para a caldeira	Ex65	Ex62-Ex60
23	Divisor de água para caldeiras	Ex62	Ex30+Ex16
24	Saturador	Ex49+Ex40	Ex8+Ex41
25	Tanque “flash”	Ex41	Ex26-Ex64
26	Divisor de água após o tanque “flash”	Ex64	Ex42+Ex60
27	Bomba de água do tanque “flash”	Ex69	Ex43-Ex42
28	Gaseificador	Ex34+Ex35+38	Ex36+Ex39
29	Gerador elétrico da turbina a gás	Ex13	Ex76
30	Divisor de potência elétrica	Ex76	Ex66+Ex75+Ex70+ Ex69+Ex65+ Ex71+Ex73+Ex72
31	Gerador elétrico da turbina a vapor	Ex24	Ex74
32	Misturador de condensado	Ex43+Ex63	Ex44
33	Bomba de condensado da fábrica	Ex70	Ex63+Ex69
34	Planta de produção de oxigênio	Ex66+Ex45	Ex35
35	Resfriador entre os compressores	Ex2	Ex3

Finalizando, apresenta-se a seguir os equipamentos específicos do sistema atual de geração utilizando a caldeira de recuperação "Tomlison" e ciclo de turbina a vapor: caldeira de recuperação "Tomlison".

$$k_{22} = k_{38} \quad (5.83)$$

$$\frac{(Ex_{33}^* + Ex_3^* + Ex_{24}^*)}{(Ex_{33} + Ex_3 + Ex_{24})} = k_4 \quad (5.84)$$

Na tabela 5.10, são apresentados os insumos e produtos de cada um dos equipamentos da configuração atual de geração (Caldeira de recuperação e ciclo Rankine).

Tabela 5.10 - Insumos e produtos para cada um dos componentes da configuração com Caldeira de Recuperação e Ciclo Rankine.

	Componente	Insumo	Produto
1	Ventilador de ar da caldeira de recuperação	Ex13	Ex2-Ex1
2	Aquecedor de ar da caldeira de recuperação	Ex4-Ex3	Ex3-Ex2
3	Caldeira de recuperação	Ex33+Ex24+Ex3-Ex4	Ex22-Ex20
4	Válvula Redutora de pressão do soprador de fuligem	Ex38	Ex24
5	Ventilador de gás da caldeira de recuperação	Ex14	Ex6-Ex5
6	Ventilador de ar da caldeira de biomassa	Ex15	Ex8-Ex7
7	Aquecedor de ar da caldeira de biomassa	Ex10-Ex11	Ex9-Ex8
8	Caldeira de biomassa	Ex34+Ex9-Ex10	Ex23-Ex21
9	Ventilador de gás da caldeira de biomassa	Ex16	Ex12-Ex11
10	Turbina a vapor	Ex22+Ex23-Ex25-Ex28	Ex35
11	Misturador de vapor de média pressão	Ex25+Ex26	Ex27
12	Misturador de vapor de baixa pressão	Ex28+Ex29	Ex30
13	Bomba das caldeiras	Ex17	Ex19-Ex18
14	Divisor de condensado	Ex19	Ex21+Ex20
15	Gerador elétrico da turbina a vapor	Ex35	Ex36
16	Divisor de potência elétrica	Ex36	Ex13+Ex14+Ex15+Ex16+Ex17+Ex37

Capítulo 6

Resultados

Neste capítulo são descritos os critérios e parâmetros utilizados nas simulações das plantas de cogeração. As propriedades dos combustíveis considerados nas configurações estão apresentadas na tabela 6.1. Destaca-se que o licor negro apresenta dois níveis de pressão devido à pressão de trabalho do gaseificador, e os valores apresentados nesta tabela são valores característicos encontrados em empresas de celulose no exterior. O que difere dos valores encontrados no Brasil é a quantidade de sólidos e o poder calorífico, sendo que em empresas nacionais os teores de sólido variam entre 60 e 68% e o poder calorífico superior varia entre 7,8 e 9,2 MJ/kg (Assumpção et al. 1983).

Tabela 6.1 - Características do licor negro e da biomassa (Consonni et al., 1998).

Combust.	T (°C)	P (kPa)	% sólidos	PCI (kJ/kg)	PCS (kJ/kg)	Composição (%) massa base seca						
						C	H	O	S	N	Na	K
Licor Negro	115	200 2500	75	12409	14363	37,2	3,6	34,4	3,7	0	18,6	2,5
Biomassa	15	101,3	50	16222	20000	50,0	6,1	42,5	0,06	0,6	Cinzas = 0,8	

Como o objetivo deste trabalho é o de analisar a influência da gaseificação de licor negro na produção de energia e de calor de processo, não foi desenvolvida uma subrotina específica para calcular a gaseificação do licor negro. O critério adotado foi o de utilizar os valores apresentados por Consonni et al. (1998), para a composição do gás produzido na gaseificação no balanço de energia dos equipamentos que operam com esse gás, por exemplo, gaseificador,

trocadores de calor, “scrubber”, turbina a gás e HRSG. Na tabela 6.2 são apresentadas as principais características de operação do reator, como pressão e temperatura de gaseificação, relação comburente/combustível, e tipo de comburente. Na tabela 6.3 são apresentadas a composição dos gases em base molar e a relação de gás produzido em função do licor negro e, na tabela 6.4, a composição do material inorgânico formado e a sua relação com o licor negro, e a fase na qual o material se encontra dentro do gaseificador.

Tabela 6.2 - Características de operação do reator de licor negro (Consonni et al., 1998).

Reator	Baixa P e T Ar	Alta P e T Ar	Alta P e T O ₂ –1000°C	Alta P e T O ₂ –1400°C
Temperatura do reator (°C)	700	950	1000	1400
Pressão (kPa)	200	2500	2500	2500
Relação ar/comb (kg/kg bs ¹⁹)	1,67	1,91	—	—
Relação O ₂ /comb (kg/kg bs)	---	---	0,471	0,580
Temperatura do oxidante (°C)	268	390	135	135

Tabela 6.3 - Características do gás produzido na gaseificação (Consonni et al., 1998).

Reator	Baixa P e T Ar	Alta P e T Ar	Alta P e T O ₂ –1000°C	Alta P e T O ₂ –1400°C
Rel. gás prod/licor (kg/kg bs)	2,543	2,784	1,344	1,477
CH ₄	0,908	2,324	2,151	2,192
CO	11,619	10,532	23,059	21,894
CO ₂	12,405	11,452	18,571	20,740
H ₂	19,083	10,307	22,371	12,503
H ₂ O	13,005	17,585	31,522	40,927
H ₂ S	0,637	0,594	1,081	0,264
N ₂	41,817	46,617	0,321	0,393
Temperatura de chama-°C (ref. 25°C)	1418	1264	1677	1484
PCI (kJ/kg)	3703	2960	6493	4625

¹⁹ Kg_bs = quilograma em base seca.

Tabela 6.4 - Características do material inorgânico formado na gaseificação (Consonni et al., 1998).

Reator	Baixa P e T Ar	Alta P e T Ar	Alta P e T O ₂ -1000°C	Alta P e T O ₂ -1400°C
Rel. smelt/licor (kg/kg bs)	0,463	0,461	0,460	0,436
Fase	Sólido seco	Smelt	Smelt	Smelt
Na ₂ CO ₃	81,873	79,945	79,525	62,206
Na ₂ SO ₄	0,0	0,004	0,002	0,118
Na ₂ S	7,668	8,005	7,901	17,398
NaOH	0,084	1,606	2,119	9,222
K ₂ CO ₃	9,578	9,630	9,645	10,063

Como pode ser verificado nas tabelas 6.3 e 6.4, a soma das frações dos diversos componentes não é de 100%, porque os componentes que faltam não foram incluídos nas subrotinas devido à dificuldade de encontrar suas propriedades na literatura disponível, e também porque a contribuição desses elementos era muito pequena. Para contornar o problema foi desenvolvida uma sub-rotina que fornece as frações recalculadas de cada componente.

Na tabela 6.5 são apresentadas as características dos gases utilizados nas turbinas a gás de cada uma das configurações de gaseificação. Destaca-se que houve alteração da composição dos gases, devido a retirada do hidrosulfeto (H₂S) durante a passagem dos gases pelo sistema de limpeza, a condensação de parte da água existente nos gases durante a passagem destes nos recuperadores de calor e condensador, e adição de água nos gases no saturador.

Tabela 6.5 - Características do gás utilizado na turbina a gás.

Reator	Baixa P e T ar	Alta P e T ar	Alta P e T O ₂ -1000°C	Alta P e T O ₂ -1400°C
CH ₄	1,07	2,71	1,83	1,95
CO	13,64	12,29	19,58	19,56
CO ₂	12,90	11,83	13,48	18,79
H ₂	22,41	12,04	19,00	11,11
H ₂ O	0,29	6,09	45,09	48,25
H ₂ S	0,00	0,00	0,00	0,00
N ₂	49,68	55,04	1,01	0,44
Temperatura de chama-°C (ref. 25°C)	1553	1383	1555	1402
PCI (kJ/kg)	4195	3304	5659	4229

Comparando-se os valores apresentados nas tabelas 6.3 e 6.5, verifica-se o aumento do poder calorífico do gás combustível nas configurações com ar atmosférico e ar pressurizado. Esse fato é devido à grande quantidade de água retirada da mistura. Já o poder calorífico do gás combustível das configurações com oxigênio pressurizado diminuiu devido a adição de água ao combustível. Essa adição de água teve como objetivo aumentar a massa de combustível utilizada na câmara de combustão, de tal forma que o fluxo de massa com o novo combustível ficasse compatível ao fluxo de massa da turbina a gás utilizando gás natural.

Na tabela 6.6 são apresentados os parâmetros termodinâmicos utilizados na modelagem dos equipamentos que aparecem na configuração atual de geração de calor e trabalho utilizando caldeira "Tomlinson", ciclo BLGCC utilizando ar atmosférico, ciclo BLGCC utilizando ar pressurizado, e ciclo BLGCC utilizando oxigênio pressurizado nas temperaturas de gaseificação de 1000 °C e 1400 °C.

Destaca-se que existem equipamentos que são comuns às várias configurações. Existem equipamentos que apresentam dois níveis de temperatura e pressão, como o HRSG, a caldeira de biomassa e da turbina a vapor. Isso ocorre porque a tecnologia desenvolvida de caldeiras de recuperação "Tomlinson" apresentam limite de pressão e temperatura (6 MPa e 450°C respectivamente) devido a problemas de corrosão e segurança. Como as tecnologias de fabricação de HRSG, caldeira de biomassa, e de turbina a vapor permitem trabalhar com pressões e temperaturas mais elevadas (por exemplo, 9MPa e 520°C), optou-se por simular as condições de operação nesses dois níveis de pressão e temperatura, com o objetivo de avaliar a influência destes parâmetros no desempenho dos sistemas.

O "pinch point" e o "approach" utilizado no HRSG foram determinados conforme Ganapathy (1991), que recomenda estes valores para temperatura da saída da turbina inferior a 650°C e a utilização de tubos aletados.

Tabela 6.6 - Características dos principais equipamentos utilizados nas configurações analisadas.

Equipamento	Configurações	Característica	Unidade	Valor
Caldeira de Recuperação (Tomlison)	Condição Atual	Eficiência (1ª Lei)	%	80
		Temperatura	°C	450
		Pressão	kPa	6000
		Excesso de ar	%	18,5
Turbina a Vapor	Todas as configurações	Eficiência (1ª Lei)	%	85
		Extração	kPa	1000
			kPa	400
Eficiência dos geradores das turbinas	Todas as configurações	Eficiência (1ª Lei)	%	99
HRSG	Configurações de Gaseificação	Temperatura	°C	450/520
		Pressão	kPa	6000/9000
		Pinch	°C	10
		Approach	°C	25
		ΔP lado do gás	%	2
Bombas	Todas as configurações	Eficiência (1ª Lei)	%	60
Ventiladores	Todas as configurações	Eficiência (1ª Lei)	%	70
Turbina a gás	Configurações de Gaseificação	Compressor Alta	%	88
		Compressor Baixa	%	88
		Turbina Alta	%	91
		Turbina de Baixa	%	88
		TIT	°C	1280
		ΔP no filtro	%	1
Caldeira de Biomassa	Todas as configurações	Eficiência (1ª Lei)	%	90
		Temperatura	°C	450/520
		Pressão	kPa	6000/9000
		Relação ar/comb	kg/kg bs	4,05
Trocadores de calor	Todas as configurações	ΔT_{min} - gás/gás	°C	10
		ΔT_{min} - gás/líquido	°C	25
		ΔP lado do gás	%	2
Compressores	Gaseificação	Eficiência (1ª Lei)	%	80
Planta de oxigênio	Gaseificação O ₂	Pureza	%	95

Na tabela 6.7 são apresentadas as características operacionais das plantas com relação à integração com a empresa de papel e celulose. As condições do ambiente externo para efeito da simulação da turbina a gás, ventiladores e compressores, são: temperatura de 15°C e pressão 101,3 kPa.

Tabela 6.7 - Características das utilidades requeridas e fornecidas pelo processo.

Reator	P (kPa)	T (°C)	Título (%)
Vapor de média pressão	1000	190	---
Vapor de baixa pressão	400	143,6	1
Retorno de condensado	1500	90	---

A partir dos dados apresentados, foram realizadas para cada sistema de cogeração 60 simulações, totalizando 300 simulações. Na tabela 6.8 apresenta-se a distribuição das simulações realizadas para cada sistema de cogeração. Os critérios utilizados na elaboração das simulações de cada um dos sistemas de cogeração são descritos a seguir:

- Para cada configuração foram realizadas 15 simulações: variando a extração da turbina a vapor em 0 % de extração; 50% de extração; e 33% de extração, e para cada situação foi variada a quantidade de biomassa adicionada no ciclo, na seguinte lógica: 0, 5, 10, 15 e 20 GJ/tonelada de biomassa seca. Com este critério foi possível cobrir a gama de necessidades de vapor nas plantas de papel e celulose.
- Outro parâmetro utilizado nas simulações foi a quantidade de celulose produzida pela planta: considerando uma relação de 1,74 kg de licor negro em base seca para cada kg de celulose em base seca produzida (Consonni et al., 1998), foi obtida a quantidade de licor negro consumida no gaseificador e na caldeira "Tomlinson". Destaca-se que estes autores consideraram no seu trabalho valores diferentes de produção de celulose em suas simulações, o que implica quantidades diferentes de licor negro produzindo quantidades de gases diferentes que foram utilizadas nas turbinas a gás, com o objetivo de manter a eficiência da turbina, a temperatura de entrada da turbina (TIT), vazão de gases na turbina e a quantidade de ar de resfriamento próximos de valores obtidos quando a turbina utiliza gás natural. Com o objetivo de utilizar as informações apresentadas por estes autores, foram realizadas simulações com vazões de licor negro similares às apresentadas por Consonni et al. (1998), e simulações realizadas considerando uma produção média de 1275 toneladas por dia de celulose seca igual para todas as propostas, servindo como parâmetro comparativo.

- Finalizando, o último critério foi o de variar a temperatura de trabalho do HRSG, turbina a vapor e caldeira de biomassa. Foram realizadas simulações admitindo temperatura de 520°C e pressão de 9 MPa, e simulações admitindo temperatura de 450°C e pressão de 6 MPa. Esta condição é similar à da caldeira Tomlinson, com isso foi possível comparar os sistemas trabalhando com as mesmas condições de projeto.

Tabela 6.8 - Critério utilizado para a simulação das propostas.

Celulose (t/dia)	T(°C) / P(MPa)	Extração %	Caldeira de Recup.	Gaseif Atmosf Ar	Gaseif. Press Ar	Gaseif Press O ₂ -1000°C	Gaseif Press O ₂ -1400°C	Total Simul.
1275	450°C 6 MPa	33	5	5	5	5	5	25
		0	5	5	5	5	5	25
		50	5	5	5	5	5	25
1275	520°C 9 MPa	33	5	5	5	5	5	25
		0	5	5	5	5	5	25
		50	5	5	5	5	5	25
Variável	450°C 6 MPa	33	5	5	5	5	5	25
		0	5	5	5	5	5	25
		50	5	5	5	5	5	25
Variável	520°C 9 MPa	33	5	5	5	5	5	25
		0	5	5	5	5	5	25
		50	5	5	5	5	5	25
Total			60	60	60	60	60	300

Como pode ser verificado, o número de simulações é bastante grande para tratar aqui e por isso, foram realizadas análises comparativas globais entre as propostas, utilizando como parâmetros as eficiências de 1ª e 2ª leis de cada ciclo, e a relação energia térmica e trabalho por tonelada de celulose, que são parâmetros importantes na verificação se a proposta de cogeração atende ou não às necessidades da empresa.

Na tabela 6.9 são apresentados os valores médios e os desvios apresentados entre as simulações de cada uma das propostas. Destaca-se que os desvios apresentados na tabela 6.9 foram calculados a partir da média das simulações realizadas para cada configuração, variando o consumo de biomassa, e o nível de pressão e temperatura da caldeira de biomassa e do HRSG.

Tabela 6.9 – Valores médios e desvios apresentados entre as simulações.

Parâmetros analisados	Eficiência de 1ª Lei		Eficiência de 2ª Lei		Rel. Trab./prod.cel. (kWh/admt)			Rel. Cal/prod. Cel. (GJ/admt)		
Sistemas Analisados	Média	Desvio	Média	Desvio	Média	Desvio	% desvio	Média	Desvio	% desvio
Caldeira de recuperação	62,26	0,55	18,97	0,88	935,38	0,00	0,00	18,47	0,00	0,00
Gaseificação Atmosférica	62,82	0,76	26,75	2,47	2271,11	119,70	5,27	13,73	0,20	1,47
Gaseificação Pres. Ar	63,65	0,76	22,81	1,60	1790,01	51,61	2,88	15,90	0,18	1,13
Gaseificação Pres.O ₂ - 1000°C	55,44	2,15	22,82	1,62	2082,20	49,68	2,39	12,09	0,13	1,09
Gaseificação Pres.O ₂ - 1400°C	44,80	3,98	18,61	0,65	1342,43	162,76	12,12	11,19	0,12	1,05

Pode ser verificado na tabela 6.9 que as simulações alterando o consumo de biomassa com alteração do nível de pressão e temperatura da caldeira de biomassa, turbina a vapor e HRSG apresentam uma pequena influência sobre a eficiência global das configurações, mas como era esperado, as configurações com maiores níveis de pressão e temperatura apresentaram maior eficiência.

Já a relação trabalho/produção de celulose e a relação calor/produção de celulose apresentaram maiores desvios devido à variação da quantidade de biomassa adicionada em cada sistema, lembrando que foram realizadas simulações variando a quantidade de biomassa desde 0 até 50 GJ/tonelada de biomassa. Verifica-se que o maior desvio ocorreu no sistema de Gaseificação com oxigênio pressurizado a 1400°C, devido à maior necessidade de consumo de biomassa deste sistema para atender a demanda térmica e elétrica da fábrica de papel e celulose.

Devido à pequena variação apresentada entre as simulações realizadas em condições de consumo de celulose e temperatura e pressão do HRSG, da caldeira de biomassa e da turbina a vapor, optou-se por apresentar a análise de apenas uma das condições simuladas, além de destacar que o perfil ou a variação apresentada em todas segue a mesma tendência que a escolhida. Considerando que este trabalho tem o objetivo de comparar e analisar a viabilidade de novas propostas de geração de energia para a indústria de papel e celulose, e como é importante

que essas análises sejam realizadas a partir dos mesmos parâmetros iniciais, optou-se por apresentar as simulações realizadas em cada uma das configurações considerando o consumo de celulose seca de 1275 toneladas/dia, e a temperatura e pressão na turbina a vapor, caldeira de biomassa e HRSG de 450°C e 6 MPa, por ser este o limite de trabalho atual da caldeira de recuperação utilizada na indústria de papel e celulose.

Para análise das configurações, foi realizado um levantamento do consumo médio de trabalho e calor requeridos em empresas de vários países; na tabela 6.10 apresentam-se dados de algumas empresas de papel e celulose, destacando o seu consumo de trabalho e energia térmica.

Tabela 6.10 - Consumo de energia térmica e elétrica por unidade de celulose produzida em várias empresas de papel e celulose.

Nº	Tipo de empresa	Rel. Trab./ Prod.cel. (kWh/admt)	Rel. Cal/ Prod. Cel. (GJ/admt)	Fonte
1	Empresa da Suécia I	700,0	11,0	Berglin (1996)
2	Empresa da Suécia II	660,0	11,0	Berglin (1996)
3	Empresa da Suécia III	725,0	14,0	Berglin (1996)
4	Empresa Antiga dos USA	760,0	22,0	Consonni et al. (1998)
5	Empresa Novas dos USA	760,0	16,5	Consonni et al. (1998)
6	Empresa Sueca com boas práticas de conservação de energia	630,0	11,5	Consonni et al. (1998)
7	Empresa I modelo da Suécia	570,0	8,2	Consonni et al. (1998)
8	Empresa II modelo da Suécia	880,4	9,5	Consonni et al. (1998)
9	Empresa Americana	840,4	9,5	Consonni et al. (1998)
10	Empresas Brasileiras	657,0	14,0	Velázquez (2000)

Nesta tabela verifica-se que a tendência das empresas é a de diminuir o consumo de energia térmica, privilegiando o maior uso da energia elétrica dentro do processo produtivo. A partir das informações apresentadas, a primeira análise a ser realizada é sobre a disponibilidade de energia térmica e elétrica que as propostas oferecem. Na figura 6.1 está representada a relação trabalho e calor produzido em função do consumo de biomassa. As empresas que aparecem no rodapé da figura 6.1 são as mesmas da tabela 6.10.

As linhas cheias em cada configuração representam uma extração de 0% na turbina a vapor, as linhas tracejadas representam uma extração de 50%, e as linhas cheias em coloração em azul representam uma extração de 33%. O motivo da escolha destes níveis para as extrações é que nesses níveis de extração é possível cobrir a faixa de consumo de vapor em pressão de média e baixa pressão existente no setor de papel e celulose, com a possibilidade de estudar a sua influência no comportamento global da planta.

Ao analisar a figura 6.1, verifica-se que as configurações de sistema de geração de energia a partir da gaseificação não atendem a maior parte do consumo exigido pelas empresas quando não existe queima suplementar de biomassa, caracterizando que existe a necessidade de um sistema auxiliar de produção de energia. Para a configuração que utiliza caldeira de recuperação "Tomlinson", as demandas da maioria das empresas são atendidas. A partir da queima suplementar de biomassa todas as configurações analisadas atendem à demanda térmica requerida, com exceção da empresa 4, que representa empresas antigas americanas, correspondentes a um modelo que está sendo abandonado a partir das novas tecnologias para uso eficiente da energia na indústria, com o que a demanda térmica das empresas seja reduzida a níveis iguais aos das empresas da Suécia.

Com relação à quantidade de trabalho produzido, todas as configurações de BLGCC apresentaram produção superior em relação à condição atual com a caldeira "Tomlinson", por exemplo, a configuração de BLGCC com gaseificação atmosférica produziu em média 2,5 vezes mais trabalho em relação à condição atual; a configuração de BLGCC com gaseificação com ar pressurizado apresentou 1,9 vezes mais trabalho; a configuração de BLGCC com gaseificação pressurizada com oxigênio na temperatura de 1000°C apresentou 2,2 vezes mais trabalho; e a configuração de BLGCC com gaseificação pressurizada com oxigênio na temperatura de 1400°C apresentou 1,16 vezes mais trabalho.

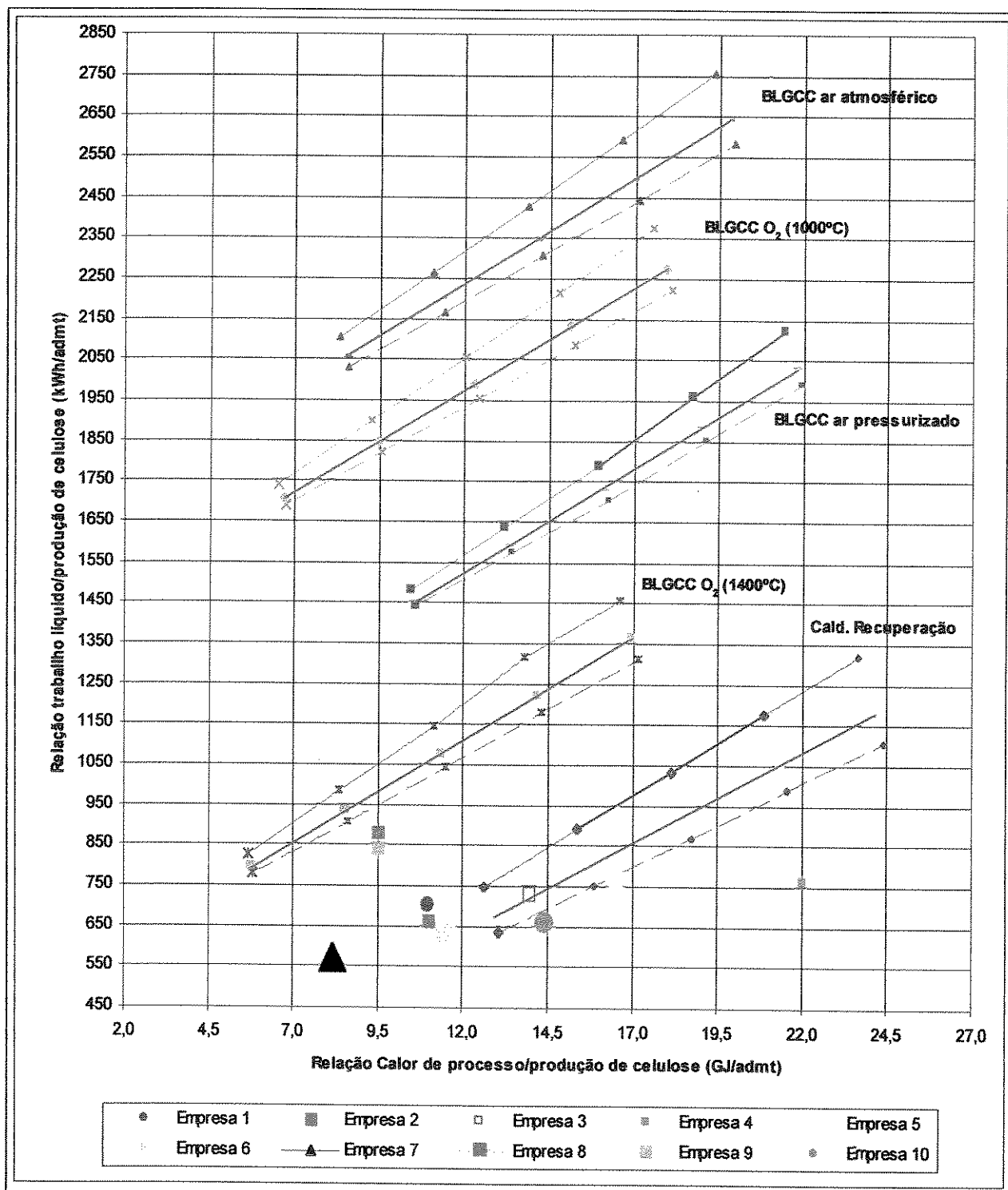


Figura 6.1 - Relação trabalho e calor em função da quantidade de celulose que cada proposta de geração proporciona. A linha cheia é referente à extração 0% e a linha tracejada à extração de 50%.

Pode ser observado também na figura 6.1, que a energia adicionada com a biomassa contribuiu mais para o aumento da quantidade de energia térmica produzida pelos sistemas propostos do que efetivamente no aumento do trabalho produzido. Este fato pode ser verificado na tabela 6.11. Como a variação de trabalho e de calor é uma função linear, tomando o ponto inferior (0 GJ de biomassa) e o ponto superior (20GJ de biomassa), pode ser verificado na tabela 6.11 que a adição de biomassa contemplou mais o aumento da quantidade de energia térmica produzida pelos sistemas de cogeração do que o trabalho, o que é justificado pela grande quantidade de energia produzida no ciclo a gás.

Tabela 6.11 - Taxa de variação da quantidade de calor e de trabalho produzido em relação à quantidade de biomassa adicionada nos sistemas de cogeração.

Sistemas de Cogeração	Calor (%)	Trabalho (%)
Caldeira de recuperação	87,05	75,95
Gaseificação Atmosférica	132,12	28,89
Gaseificação Pressurizada com Ar	106,20	40,56
Gaseificação Pressurizada O ₂ - 1000°C	167,99	33,79
Gaseificação Pressurizada O ₂ - 1400°C	194,89	72,57

A análise da eficiência das configurações é importante para a verificação de qual das configurações apresenta melhor aproveitamento energético. Por isso foram elaborados os gráficos que apresentam o comportamento da eficiência de Primeira lei (figura 6.2) e a eficiência de Segunda lei (figura 6.3), em relação à porcentagem de extração de vapor na turbina a vapor e da quantidade de energia adicionada no ciclo com a biomassa. Os índices que aparecem no eixo "extração" representam em porcentagem, respectivamente, a quantidade de vapor extraído na turbina a vapor e a quantidade de energia consumida a partir do uso da biomassa. Os índices nomenclatura: EB1 = Extração 33% e Biomassa 0 GJ; EB2 = Extração 33% e Biomassa 5GJ; EB3 = Extração 33% e Biomassa 10GJ; EB4 = Extração 33% e Biomassa 15GJ; EB5 = Extração 33% e Biomassa 20GJ; EB6 = Extração 0% e Biomassa 0GJ; EB7 = Extração 0% e Biomassa 5GJ; EB8 = Extração 0% e Biomassa 10GJ; EB9 = Extração 0% e Biomassa 15GJ; EB10 = Extração 0% e Biomassa 20GJ; EB11 = Extração 50% e Biomassa 0GJ; EB12 = Extração 50% e Biomassa 5GJ; EB13 = Extração 50% e Biomassa 10GJ; EB14 = Extração 50% e Biomassa 15GJ; EB15 = Extração 50% e Biomassa 20GJ.

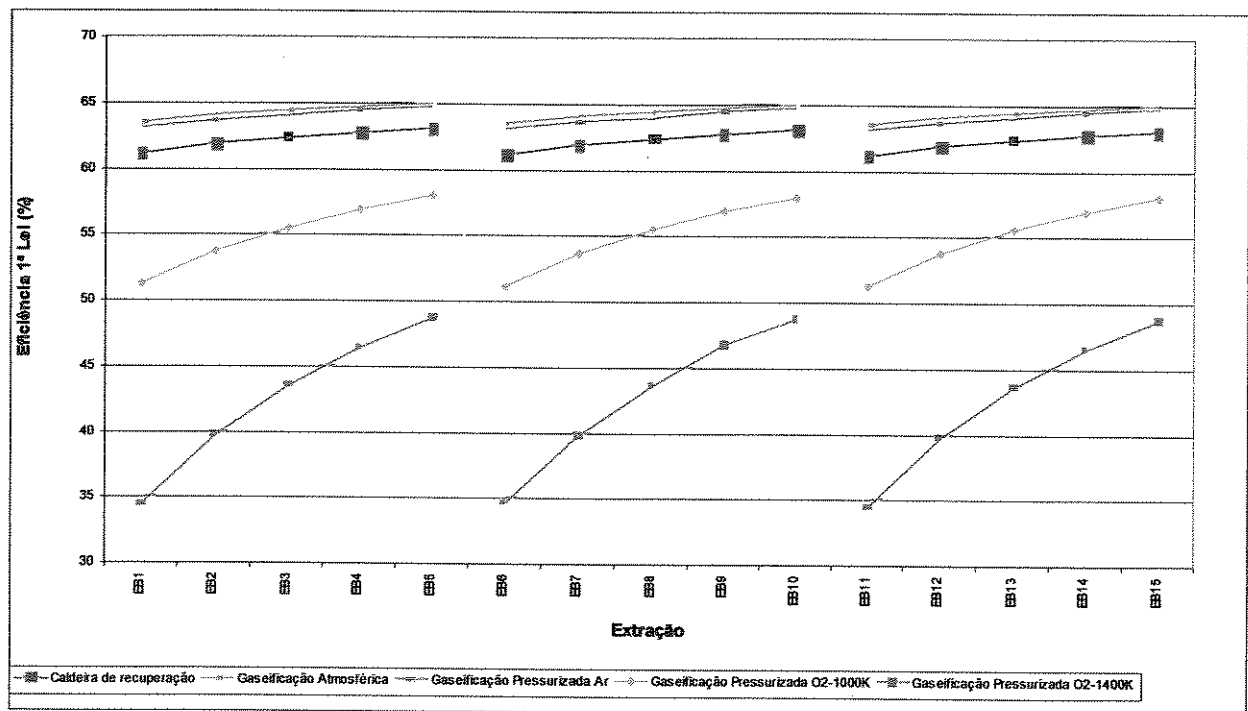


Figura 6.2 - Eficiência de 1ª Lei de cada uma das configurações em função da extração de vapor na turbina a vapor e a quantidade de energia adicionada com a biomassa.

Na figura 6.2, em todas as propostas, o perfil de distribuição da eficiência não varia em função da extração de vapor na turbina a vapor, o que não ocorre ao se analisar a variação da eficiência do ciclo em função da quantidade de biomassa adicionada no ciclo. Com a adição da biomassa, existe a possibilidade de aumentar a geração de potência na turbina a vapor e de forma sequencial a quantidade de calor para o processo, o que contribui para o aumento da eficiência do ciclo. Como na primeira lei da termodinâmica não existe distinção qualitativa entre calor e trabalho, um ciclo que produz uma grande quantidade de calor e uma pequena quantidade de trabalho pode possuir uma eficiência global alta.

Analisando as figuras 6.1 e 6.2, todas as propostas de BLGCC apresentaram relação trabalho em função da quantidade de biomassa superior à da proposta com caldeira “Tomlinson”. No entanto, como esta proposta apresentou uma grande relação calor produzido em função da quantidade de biomassa, em comparação com as propostas de BLGCC, esta proposta apresentou valores de eficiência de primeira lei superiores a quase todas as propostas, com exceção das

propostas de gaseificação pressurizada e atmosférica que apresentaram eficiências próximas à do sistema com caldeira de recuperação "Tomlinson".

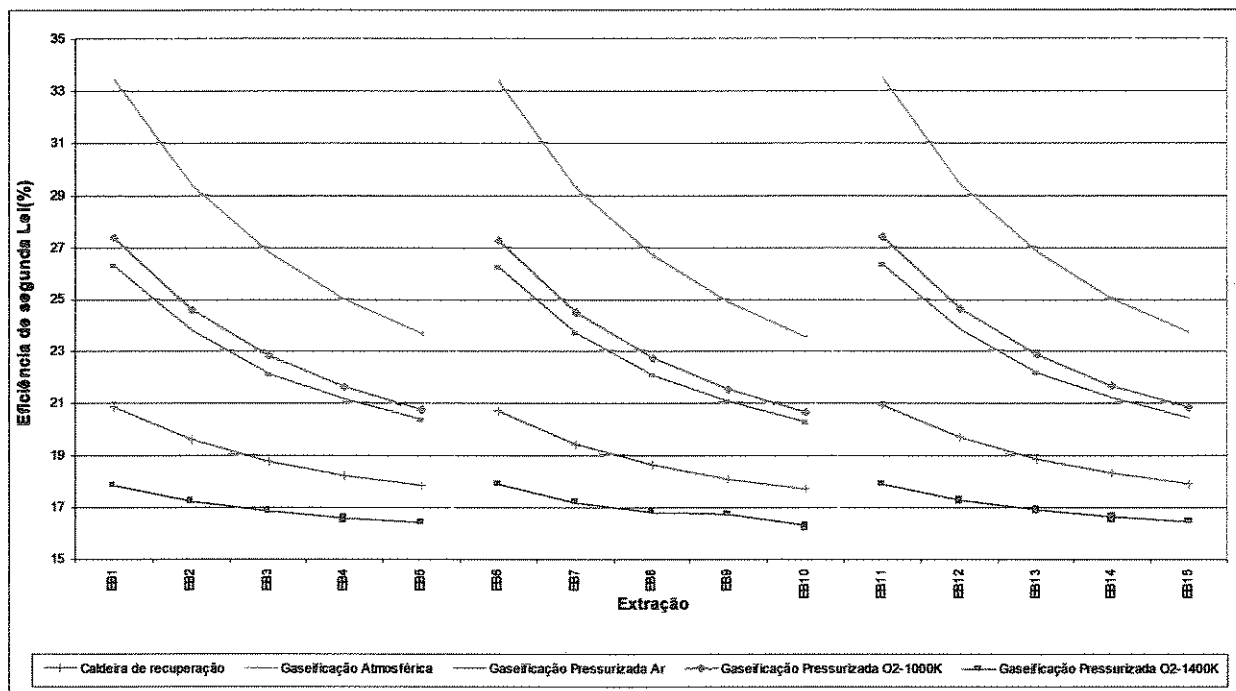


Figura 6.3 - Eficiência de 2ª Lei de cada uma das propostas em função da extração de vapor na turbina a vapor e a quantidade de energia adicionada com a biomassa.

Ao se analisar as propostas a partir da eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica, figura 6.3, verifica-se que o quadro muda, sendo que as propostas de gaseificação passam a ser mais eficientes que a proposta com caldeira "Tomlinson", devido à maior quantidade de trabalho produzido por quantidade de combustível adicionado, o que é compatível com o apresentado na figura 6.1, ao se analisar a relação trabalho e calor de cada proposta. Destaca-se que a proposta de gaseificação pressurizada com oxigênio na temperatura de 1400°C apresentou menor eficiência que a proposta com caldeira "Tomlinson". Isso deve-se ao consumo de energia da planta de produção de oxigênio aliado à menor potência produzida pela turbina a gás e o baixo poder calorífico do gás. Na tabela 6.12 é apresentada a potência gerada pelas turbinas a gás nas diversas configurações.

Tabela 6.12 - Potência produzida pelas turbinas a gás nas configurações analisadas.

Configuração	Turbina a gás (MW)
Caldeira de recuperação	----
BLGCC ar atmosférica	109,00
BLGCC ar pressurizado	68,44
BLGCC oxigênio (1000°C)	89,04
BLGCC oxigênio (1400°C)	46,91

Deve ser observado que a seleção da turbina a gás a ser utilizada em cada configuração influi sobre a potência total gerada. No presente estudo foi considerada em todas as configurações o uso do mesmo modelo de turbina a gás, o que afetou negativamente a geração de potência das configurações com ar pressurizado e com oxigênio (1400°C). No caso da configuração com ar pressurizado, o compressor, além de fornecer o ar pressurizado para a combustão, fornece ar também para o processo de gaseificação. Na configuração com oxigênio (1400°C) seria interessante o uso de um modelo de turbina a gás equipado com um compressor dimensionado para a menor vazão de gás, em função do poder calorífico do gás consumido na câmara de combustão.

Para analisar a influência da pressão e da temperatura do ciclo a vapor nas configurações analisadas, foi elaborada a tabela 6.13 a partir de dados obtidos de simulações mantendo-se fixo o consumo de licor negro e de biomassa, e variando a temperatura e a pressão da caldeira de biomassa e do HRSG.

Tabela 6.13 - Eficiências de 1ª Lei e de 2ª Lei das configurações analisadas para diferentes pressões e temperatura de operação da caldeira de biomassa e do HRSG.

Configuração	T = 450°C; P = 6MPa			T = 520°C; P = 9MPa		
	Potência Líquida (MW)	1ª Lei (%)	2ª Lei (%)	Potência Total (MW)	1ª Lei (%)	2ª Lei (%)
Caldeira de recuperação	49,09	62,39	18,96	---	---	---
BLGCC ar atmosférica	124,60	64,43	27,53	131,71	64,34	28,11
BLGCC ar pressurizado	91,88	63,91	22,12	98,62	63,92	22,67
BLGCC oxigênio (1000°C)	105,66	55,51	23,18	112,09	55,83	23,78
BLGCC oxigênio (1400°C)	57,08	43,43	17,10	62,88	43,61	17,62

Pode ser observado na tabela 6.13 que, como esperado, houve aumento da eficiência de todas as configurações de BLGCC com o aumento da pressão e da temperatura de operação das caldeiras de biomassa e do HRSG. Apesar dos valores das eficiências apresentarem variações pequenas os aumentos da geração de potência no ciclo a vapor são significativos.

Para realizar uma análise detalhada das propostas, foi escolhida a empresa 10 da tabela 6.9, que representa as empresas brasileiras e que possui demandas na condição intermediária às condições mundiais de operação. O critério adotado na simulação das propostas foi o de fixar a quantidade de vapor a ser fornecido ao processo com 33% de vapor de média pressão (1000 kPa) e o restante em baixa pressão (400 kPa), perfil usual da maioria das empresas do setor, mesma quantidade de licor negro consumido, e a pressão e temperatura do vapor para a turbina a vapor 6 MPa e 450°C respectivamente. Na tabela 6.14 estão as principais características de cada uma das propostas avaliadas na condição descrita.

Na tabela 6.14 os valores apresentados nos itens de 1 a 11 são comuns a todas as configurações, sendo referentes à produção de celulose, consumo de licor negro, calor e trabalho requeridos pela planta de papel e celulose escolhida, além da quantidade de vapor de média e baixa pressão consumida pelo processo. Ao se analisar os itens 15 a 18 verifica-se que todas as configurações necessitaram consumir biomassa para atender a demanda de vapor desejada pelo processo, como já havia sido apresentado na figura 6.1. No caso da configuração com caldeira "Tomlinson", a combustão do licor negro é destinada à produção de vapor para acionar a turbina a vapor, e por consequência para o fornecimento de vapor para o processo. No caso das configurações de BLGCC, a energia contida no licor negro é utilizada inicialmente para produzir potência, sendo o vapor um subproduto deste sistema, e por isso há necessidade de queima suplementar para atender a demanda de vapor.

Conforme apresentado nos itens 19 a 24, todas as configurações atenderam a demanda elétrica, havendo em todos os casos a possibilidade de venda de energia excedente. Por exemplo, fazendo uma relação entre a potência excedente gerada e a requerida pela empresa, a configuração com caldeira "Tomlison" apresentou um excedente de 9,63%; a configuração de BLGCC com ar atmosférico apresentou um excedente de 256 %; a configuração de BLGCC com ar pressurizado apresentou um excedente de 153 %; a configuração de BLGCC com oxigênio a

1000°C apresentou excedente de 216 %; e a configuração de BLGCC com oxigênio a 1400°C apresentou um excedente de 84 %. No caso da venda de energia a preços que justifiquem os investimentos, todas as configurações de BLGCC podem ser boas alternativas para o setor.

Tabela 6.14 - Principais características dos sistemas de cogeração para atender a demanda de energia requerida pela empresa de papel e celulose avaliada.

nº	Informações sobre o processo:	Caldeira Recuper. Tomlison	Gaseific. Atmosf.	Gaseific. Pressuriz. Ar	Gaseific. Pressuriz. O ₂ 1000°C	Gaseific. Pressuriz. O ₂ 1400°C
1	Produção de celulose (admt/dia)	1275	1275	1275	1275	1275
2	Calor requerido - Processo (GJ/dia)	206596	206657	206569	206651	206605
3	Calor requerido/celulose (GJ/admt)	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
4	Calor total produzido - sistema (GJ)	206596	206657	206569	206651	206605
5	Diferença entre o calor produzido e o requerido pela planta (GJ)	0	0	0	0	0
6	Trabalho total requerido pelo processo (MW)	34,90	34,90	34,90	34,90	34,90
7	Trabalho por celulose (kWh/admt)	657	657	657	657	657
8	Rel. Licor/Celulose (admt/admt)	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74
9	Consumo de licor negro (tds/dia)	92,44	92,44	92,44	92,44	92,44
10	Consumo de licor negro (PCS) MW	368,80	368,80	368,80	368,80	368,80
11	Demanda de vapor total (GJ/admt)	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
12	PCI-gás saída do gaseificador (kJ/kg)	—	3703	2560	6493	4625
13	PCI-gás na entrada da câmara de combustão da turbina a gás (kJ/kg)	—	4194	3304	5659	4228
14	Temperatura chama adiabática (temperatura de referência 25°C)	—	1553	1383	1554	1409
15	Vapor de média pressão (GJ/admt)	4,82	4,65	4,54	4,58	4,59
16	Vapor de baixa pressão (GJ/admt)	9,18	9,36	9,45	9,42	9,41
17	Relação biomassa/celulose	0,10	0,49	0,40	0,65	0,74
18	Consumo de biomassa (t/dia)	2,00	9,83	7,98	13,08	14,75
19	Energia específica biom. (GJ/admt)	29,52	145,08	117,78	193,05	217,70
20	Potência total produzida (MW)	43,22	150,54	93,01	130,13	88,07
21	Potência equip. auxiliares (MW)	4,52	26,20	4,81	19,82	23,75
22	Potência Líquida da planta (MW)	38,26	124,34	88,20	110,32	64,31
23	Potência líquida especif. (kWh/admt)	720,28	2340,46	1660,23	2076,53	1210,63
24	Potência líquida para venda (MW)	3,36	89,43	53,30	75,41	29,41
25	Potência a ser comprada (MW)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
26	Trabalho por celulose (kWh/admt)	63,28	1683,46	1003,23	1419,53	553,63

Continuando a análise dos sistemas, na tabela 6.15 apresenta-se às eficiências de Primeira Lei e Segunda Lei da Termodinâmica dos sistemas analisados. Iniciando a análise a partir da relação CO₂/trabalho, verifica-se que a configuração BLGCC com ar atmosférico foi a que apresentou menor relação. Isso é devido ao maior poder calorífico do gás produzido no gaseificador e utilizado na câmara de combustão da configuração BLGCC com ar atmosférico em comparação com a configuração BLGCC com ar pressurizado, como pode ser observado na tabela 6.14. Já o gás utilizado na câmara de combustão da turbina a gás nas configurações pressurizadas com oxigênio apresentaram poder calorífico superior ao gás produzido na configuração com BLGCC atmosférico, mas devido ao consumo de energia elétrica requerida na planta de produção de oxigênio a potência líquida disponível foi menor que na configuração BLGCC com ar atmosférico. Outro fator que contribuiu para o melhor desempenho da configuração de BLGCC com ar atmosférico foi a turbina a gás desta configuração que produziu mais potência, a partir da mesma quantidade de licor negro, que as turbinas a gás das outras configurações.

Tabela 6.15 - Principais características termodinâmicas e ambiental das configurações analisadas.

nº	Informações sobre o processo:	Caldeira Recuper. Tomlison	Gaseific. Atmosf.	Gaseific. Pressuriz. Ar	Gaseific. Pressuriz. O ₂ 1000°C	Gaseific. Pressuriz. O ₂ 1400°C
1	Eficiência Global (η_{cog}) - PCS - (%)	61,47	64,41	60,58	56,42	46,20
2	Eficiência Térmica (η)-PCS - (%)	9,61	24,20	18,13	19,64	10,97
3	Eficiência Global (η_{cog}) - PCI - (%)	63,04	68,72	63,75	60,00	48,22
4	Eficiência Térmica (η)-PCS - (%)	11,17	28,50	21,30	23,22	12,99
5	Heat Rate kJ/kWh	32229	12632	16904	15507	27717
6	Eficiência Exergética (Exergia do Licor + Biomassa) (%)	20,50	27,61	22,37	22,36	16,83
7	Eficiência Exergética (Exergia de todos os Fuels) (%)	20,22	26,82	22,36	22,00	16,59
8	Relação Eletricidade/vapor	0,19	0,60	0,43	0,53	0,31
9	Consumo de Biom.-PCS (GJ/admt)	2,00	9,83	7,98	13,08	14,75
10	Relação Biom./celulose (GJ/admt)	1,62	7,97	6,47	10,61	11,96
11	Rel. Trabalho/celulose (kWh/admt)	720,28	2340,46	1660,23	2076,53	1210,63
12	Relação Calor/celulose (GJ/admt)	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
13	Relação CO ₂ /Trabalho (g/kWh)	2941	955	1279	1159	2178

Ao se comparar as emissões de dióxido de carbono das configurações analisadas neste trabalho com as tecnologias apresentadas na tabela 6.16, identifica-se que os valores obtidos neste trabalho estão próximos aos apresentados por tecnologias como ciclo Rankine a vapor utilizando carvão e cavaco de eucalipto, e comparados com as tecnologias que utilizam gás natural as emissões são superiores. Mas, deve ser considerado nesta análise que o dióxido de carbono obtido pela combustão a partir de biomassa, cavaco e licor negro, será absorvido pela planta em fase de crescimento, a partir de um adequado manejo florestal. Esta emissão de dióxido de carbono não deve ser computada como uma contribuição ao aumento da concentração dessa substância na atmosfera, ao contrário de tecnologias que utilizam gás natural, carvão, óleo combustível ou diesel (Santos et al., 1998).

Tabela 6.16 - Tabela apresentado ciclos termodinâmicos e o nível de emissões de CO₂ correspondente.

Tecnologia	Combustível	Emissões/trabalho (g/kWh) (A)	Emissões/trabalho (g/kWh) (B)
Ciclo a vapor	Carvão	1000	843
Ciclo a vapor	Óleo	820	646
Ciclo a vapor	Bagaço de Cana	1220	---
Ciclo a vapor	Cavaco de eucalipto	1160	---
Motor de ignição por compressão	Gás Natural	640	---
Turbina a gás	Gás Natural	520	---
Turbina a gás	Diesel	720	---
Ciclo combinado	Carvão gaseificado	---	709
Ciclo combinado	Gás Natural	400	355

Obs.: (A) Santo et al. (1998); (B) Gambini e Vellini (2000).

Com relação às eficiências de Primeira Lei e Segunda Lei da Termodinâmica, as mesmas observações verificadas na análise anterior com as demais condições de operação se repetem, todas as configurações de BLGCC apresentam maior eficiência comparado à condição atual de operação, fato esse que está de acordo com a avaliação da relação entre o trabalho produzido e a quantidade de biomassa, que foi a menor entre as propostas (item 12 da tabela 6.15).

Após esta análise global das configurações é importante analisar o comportamento de cada uma das configurações. Devido à quantidade de informações e o número de tabelas necessárias,

foi adotado o critério de colocar essas tabelas nos anexos e apresentar aqui somente a discussão referente aos valores encontrados.

No anexo A estão as tabelas referentes à todas as configurações analisadas. As tabelas A.1 e A.2 são referentes a configuração Caldeira de Recuperação “Tomlinson” e ciclo a vapor, sendo que na tabela A.1 estão as correntes utilizadas, as principais propriedades termodinâmicas, o custo exergético total e custo exergético unitário (k), e na tabela A.2 estão os equipamentos utilizados, o custo exergético e a exergia total das correntes que compõem o fuel e os produtos, a eficiência exergética de cada equipamento, a taxa de irreversibilidade de cada equipamento e a porcentagem de contribuição da irreversibilidade do equipamento na irreversibilidade total. Para as demais propostas a estrutura é a mesma. As tabelas A.3 e A.4 são referentes à configuração de Gaseificação de Licor negro com ar atmosférico e ciclo combinado. . As tabelas A.5 e A.6 são referentes à configuração de Gaseificação de Licor negro com ar pressurizado e ciclo combinado. . As tabelas A.7 e A.8 são referentes à configuração de Gaseificação de Licor negro com oxigênio pressurizado na temperatura de 1000°C e ciclo combinado. . As tabelas A.9 e A.10 são referentes à configuração de Gaseificação de Licor negro com oxigênio pressurizado na temperatura de 1400°C e ciclo combinado.

Ao se analisar as configurações verifica-se que os equipamentos que apresentaram maiores irreversibilidades são aqueles nos quais ocorrem os processos de combustão, por exemplo, a caldeira de recuperação tipo "Tomlinson" e a Caldeira de biomassa, e o processo de gaseificação. Estes equipamentos representam, em média, mais de 80% da irreversibilidade total verificada nas propostas.

As correntes ligadas a equipamentos de transferência de calor com baixa eficiência exergética, como os trocadores de ar da caldeira de biomassa e da caldeira de recuperação, apresentaram custo exergético unitário (k) elevado. Outro motivo que elevou o custo das correntes é à própria "metodologia do custo exergético", que atribui custo exergético nulo a correntes como gases de combustão que são enviados à atmosfera, mas que possuem uma grande quantidade de exergia, penalizando outras correntes envolvidas com o equipamento.

Analisando os produtos desejados das plantas e considerando que o custo exergético representa, a partir da sua própria definição, a quantidade de exergia necessária para produzir um referido produto, na tabela 6.17 apresenta-se o valor do custo exergético do vapor de média e baixa pressão e da potência obtidos em cada uma das propostas analisadas.

Tabela 6.17 - Custo exergético unitário do vapor de baixa e média pressão, e potência produzida nas diversas propostas de sistema de cogeração.

Sistema de Cogeração	k vapor de média pressão	k vapor de baixa pressão	k potência
Caldeira Tomlinson + Ciclo Rankine	4,32	4,29	5,28
BLGCC ar atmosférico	4,36	4,20	3,71
BLGCC ar pressurizado	5,16	3,42	4,27
BLGCC O ₂ - T1000°C	4,99	4,75	4,22
BLGCC O ₂ - T1400°C	5,74	5,51	6,64

Os custos exergéticos unitários do vapor de média e de baixa pressão das configurações de BLGCC ficaram próximos dos custos exergéticos unitários apresentados na configuração com caldeira "Tomlinson", devido principalmente à menor eficiência apresentada pela caldeira de biomassa em todas as configurações de BLGCC, que foi de 16%, se comparada à eficiência de 22% apresentada pela caldeira de biomassa na configuração com caldeira "Tomlinson". A menor eficiência da caldeira de biomassa contribuiu para o aumento do custo exergético das configurações de BLGCC, mas que, com exceção da configuração com O₂ a 1400°C, ficaram abaixo da configuração com a caldeira "Tomlinson". Este é um indicador de que as configurações com BLGCC são melhores do ponto de vista termodinâmico se comparadas com a condição atual de operação, e que esse índice pode melhorar ainda mais se for escolhida uma caldeira de biomassa mais eficiente.

Analisando as configurações de gaseificação, os gaseificadores apresentaram eficiência de segunda lei na seguinte ordem: BLGCC O₂-1000°C 58%; BLGCC com ar atmosférico 57%; BLGCC com ar pressurizado 53%; e BLGCC O₂-1400°C 48%. Destaca-se que o gaseificador das propostas com oxigênio contribuem na produção de vapor do HRSG. Comparando os dois gaseificadores com oxigênio em diferentes temperaturas Consonni et al. (1997 e 1998) atribuem a baixa eficiência do gaseificador primeiramente a grande irreversibilidade gerada durante a

passagem do gás pelo lavador ("quench") reduzindo a temperatura de 1400 para 200°C. Outro fator é que no intervalo de 1000 a 1400°C, a gaseificação a alta temperatura pode estabelecer relativos benefícios para a recuperação química, ou seja conversão de parte do carbonato de sódio em sulfato de sódio como pode ser observado na tabela 6.4, comprometendo a eficiência térmica do gaseificador.

Com relação ao gaseificador e à turbina a gás, na tabela 6.18 são apresentados os custos exergéticos unitários do gás produzido no gaseificador (corrente 39), gás utilizado na câmara de combustão da turbina a gás (corrente 8), a variação do custo exergético entre o gaseificador e a turbina a gás devido à passagem nos vários recuperadores de calor e sistema de limpeza, o custo exergético da potência da turbina a gás e a eficiência exergética da turbina a gás.

Tabela 6.18 - Custo exergético unitário do gás produzido, do gás combustível, potência da turbina e eficiência da turbina.

Sistema de Cogeração	k_{39}	k_8	Δk abs (%)	k_{13}	η_{Turbina} (%)
BLGCC ar atmosférico	1,81	2,12	0,31 (17%)	3,08	42
BLGCC ar pressurizado	2,12	2,28	0,16 (7,5%)	3,52	30
BLGCC O ₂ - T1000°C	1,96	2,18	0,22 (11%)	3,34	37
BLGCC O ₂ - T1400°C	2,68	2,86	0,18 (6,7%)	6,26	24

O menor custo exergético do gás produzido no gaseificador da proposta BLGCC com ar atmosférico, é devido principalmente ao baixo custo exergético unitário do ar (2,95) nesta proposta, se comparado com o ar pressurizado na proposta de BLGCC com ar pressurizado (3,74), com o oxigênio utilizado na proposta de BLGCC com oxigênio a 1000°C (9,79), e com o oxigênio utilizado na proposta de BLGCC com oxigênio a 1400°C (18,3).

Percebe-se que o maior acréscimo no custo exergético foi o da proposta BLGCC com ar atmosférico, principalmente devido à existência do compressor de gás, mas mesmo com esse acréscimo maior esta proposta apresenta ainda menor custo exergético que as anteriores. Outra observação com relação à tabela 6.16, é o valor do custo exergético da potência líquida produzida pela turbina a gás, tomando-se como referência o custo exergético do gás combustível, a contribuição da turbina no custo exergético da potência líquida significou por volta de 30%, logo está é a contribuição da turbina a gás no custo exergético unitário da potência produzida.

Um outro parâmetro importante a ser analisado é a taxa de irreversibilidade total gerada nas configurações. Verifica-se que todas as configurações com BLGCC apresentaram taxa de irreversibilidade maior que a configuração que opera com caldeira "Tomlinson", principalmente devido à maior quantidade de biomassa consumida pelas configurações. As configurações de BLGCC consumiram 4,9 a 7,4 vezes mais biomassa que a configuração com caldeira "Tomlinson", o que em conjunto com a baixa eficiência do equipamento, contribuiu para o aumento da irreversibilidade das configurações. Deve ser destacado que a caldeira de biomassa representou entre 34 a 46% da irreversibilidade total das configurações com BLGCC, contra apenas 8% da irreversibilidade total da configuração com caldeira "Tomlinson".

Uma forma ilustrativa de representar o fluxo de exergia e as perdas (irreversibilidades) é utilizar o diagrama de Grassmann, que é uma adaptação do diagrama de Sankey que utiliza a energia transferida ao longo do sistema. Na figura 6.4 está representado o diagrama de Grassmann da configuração com Caldeira de Recuperação "Tomlison" e ciclo Rankine.

Ao se analisar as tabelas dos anexos que contem os resultados das simulações dos equipamentos das configurações de BLGCC, verifica-se que a distribuição das irreversibilidades entre os equipamentos das configurações analisadas são semelhantes, somente variando a participação do equipamento na irreversibilidade total da planta, o que ocorre dentro de uma faixa de variação de até 10%.

Devido a essas semelhanças, na figura 6.5 está representado o diagrama de Grassmann da configuração de BLGCC com ar atmosférico, como forma de representar a distribuição de irreversibilidades das configurações de BLGCC. Pode ser verificado a partir da figura 6.5, que grande parte das irreversibilidades existentes na configuração de BLGCC ocorrem na caldeira de biomassa e no gaseificador. A irreversibilidade específica apresentada por esta configuração é menor que a da configuração com caldeira de Recuperação "Tomlison" devido à série de sistemas de recuperação de energia que a configuração apresenta, possibilitando um aproveitamento energético de todo o potencial existente. Entretanto, devido à necessidade de queima suplementar de biomassa para atender a demanda térmica, a eficiência do ciclo é prejudicada.

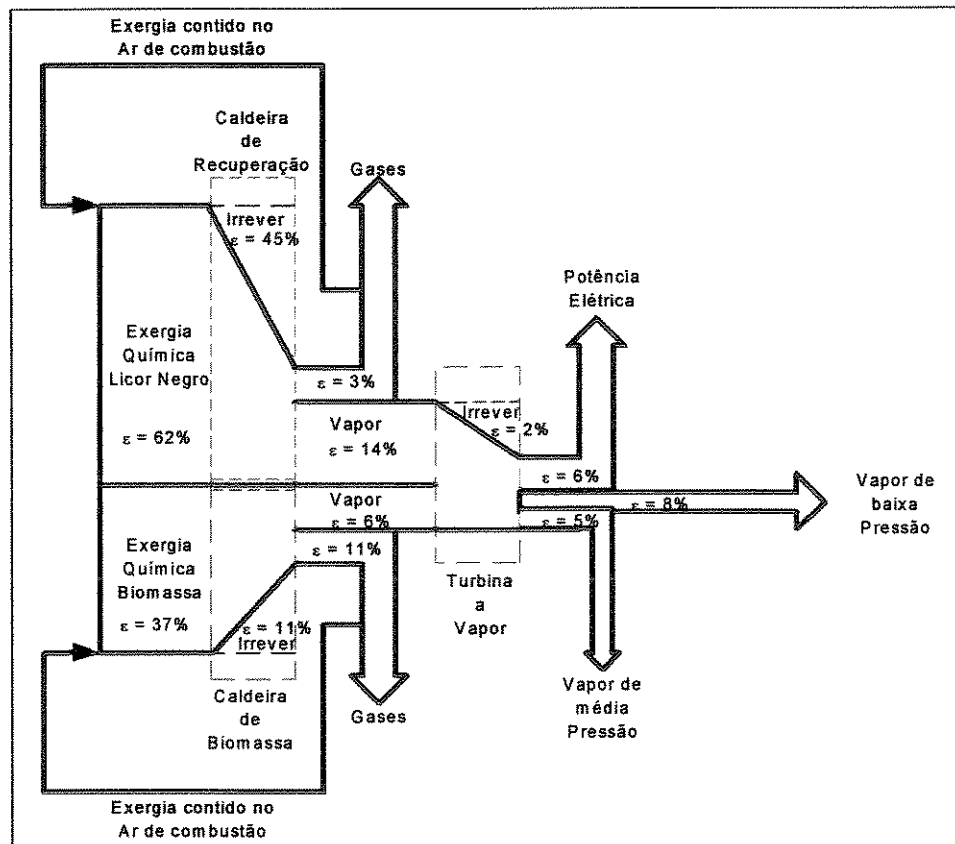


Figura 6.4 - Diagrama de Grassmann da proposta com Caldeira de Recuperação "Tomlisson".

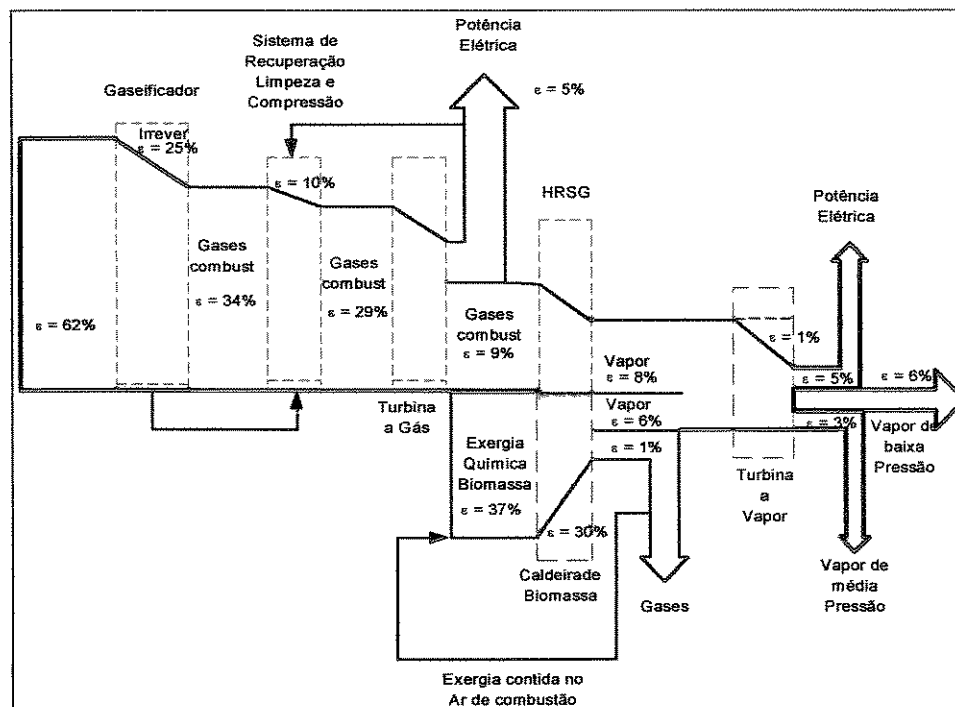


Figura 6.5 - Diagrama de Grassmann da proposta de BLGCC com ar atmosférico.

O que é possível verificar a partir da análise apresentada é que, do ponto de vista termodinâmico, a utilização de gaseificação de licor negro acoplada com ciclo combinado é interessante para o setor de papel e celulose, pois permite que o setor fique independente do fornecimento externo de energia elétrica, garantindo fornecimento e qualidade de energia elétrica ao setor, assim como a possibilidade da venda do excedente para as companhias distribuidoras. Analisando a quantidade de energia térmica requerida pelo processo, fica evidenciada a necessidade de queima suplementar de biomassa.

As configurações de BLGCC com ar atmosférico, ar pressurizado e gaseificação com oxigênio a 1000°C apresentaram possibilidade de atender mais de duas vezes a demanda requerida pela empresa analisada. Isso possibilitaria a escolha de uma turbina a gás menor para atender a demanda de energia elétrica, e com isso a quantidade de gás que não é utilizada na turbina a gás poderia ser queimada em uma caldeira ou no HRSG com o objetivo de produzir o vapor desejado pela empresa, sem a necessidade da queima de biomassa em outra caldeira, diminuindo o custo da instalação.

A configuração BLGCC com ar atmosférico foi a que apresentou o melhor comportamento: maior eficiência termodinâmica (análise de primeira Lei e Segunda Lei), maior relação trabalho produzido por quantidade de celulose e menor emissão por trabalho produzido. Isso foi motivado pelo menor consumo de energia dos equipamentos auxiliares existentes nesta configuração, melhor desempenho da turbina a gás e pelo poder calorífico do gás utilizado na turbina a gás com valor próximo aos apresentados nas configurações com oxigênio.

A configuração de gaseificação pressurizada com licor negro gaseificado utilizando oxigênio na temperatura de 1400°C não se apresentou interessante devido ao maior consumo dos equipamento auxiliares, entre eles a planta de oxigênio que se torna mais um equipamento com manutenção adicional e que não se justifica pela baixa relação entre a energia produzida e o combustível, ao contrário da configuração de gaseificação pressurizada com licor negro gaseificado com oxigênio na temperatura de 1000°C, que apresentou um excedente de energia que possibilita a sua venda, viabilizando com isso a instalação e a manutenção de uma planta de oxigênio.

Deve ser observado que a partir da análise de primeira lei já era possível verificar quais as configurações que são mais interessantes do ponto de vista termodinâmico para o setor, mas com a análise de segunda lei é possível identificar quais os equipamentos que apresentam maiores irreversibilidades e, com isso, propor alternativas de outros equipamentos e condições que proporcionem maior eficiência.

Finalizando, confirmados os resultados apresentados por Berglin (1996) sobre a importância relativa de diversos parâmetros para o aumento da eficiência térmica do ciclo BLGCC. Em ordem decrescente de importância os parâmetros relevantes são: temperatura de gaseificação, condições de operação do ciclo combinado, teor de sólidos no licor negro, nível tecnológico das turbinas a gás, pré-aquecimento do ar dos equipamentos de combustão, nível de pressão e temperatura do vapor no ciclo combinado.

Capítulo 7

Conclusões

Os programas computacionais elaborados possibilitaram a análise termodinâmica de diversas configurações de sistemas de potência utilizando a gaseificação de licor negro. Esses programas foram desenvolvidos de forma modular, o que permitiu grande flexibilidade de utilização e sua aplicação no estudo de diversas configurações alternativas.

A gaseificação de licor negro é uma proposta interessante para o setor de papel e celulose, primeiro pela necessidade que algumas empresas do setor terão de trocar as caldeiras de recuperação "Tomlinson" devido ao tempo de operação, baixo rendimento térmico, impacto ambiental e à necessidade de atender a demanda de energia elétrica e térmica exigidas pelo processo. Com essa expectativa a proposta de gaseificação de licor negro pode ser uma alternativa para o setor de papel e celulose, principalmente se utilizada em ciclos combinados.

As simulações realizadas neste trabalho apontaram que a potência gerada em qualquer um dos sistemas equipados com gaseificação de licor negro é superior à produzida com o sistema utilizando caldeira de recuperação mais turbina a vapor.

As configurações BLGCC com gaseificação com ar atmosférico e com ar pressurizado, e oxigênio a 1000°C apresentaram produção de trabalho líquido duas a três vezes superior à configuração utilizada atualmente nas empresas de papel e celulose (caldeira "Tomlinson" com ciclo Rankine). A configuração de BLGCC com gaseificação pressurizada com oxigênio na temperatura de 1400°C apresentou 1,16 vezes mais trabalho líquido que a configuração atual. Para atender a demanda térmica das empresas de celulose todas as configurações analisadas

necessitaram consumir o equivalente a 5 GJ/tonelada de celulose, de energia obtida a partir da biomassa. A energia adicionada com a biomassa contribuiu mais para o aumento da quantidade de energia térmica produzida pelos sistemas propostos do que efetivamente no aumento do trabalho produzido.

A eficiência de primeira lei e eficiência de segunda lei apresentaram comportamento independente da quantidade de extração de vapor realizada na turbina a vapor. A configuração BLGCC com gaseificação atmosférica apresentou a maior eficiência de segunda lei, ao redor de 27% e, em contrapartida a configuração BLGCC com oxigênio a 1400°C apresentou a menor eficiência de segunda lei, ao redor de 16,6 %. Com o desenvolvimento de sistemas de limpeza de gases a alta temperatura a eficiência das configurações pressurizadas tende a aumentar.

Nas simulações realizadas foi constatado que todas as configurações atenderam a demanda elétrica de uma empresa típica brasileira, havendo em todos os casos a possibilidade de venda de energia excedente. Considerando a relação entre a potência excedente gerada e a requerida pela empresa, a configuração com caldeira "Tomlison" apresentou um excedente de 9,63%; a configuração de BLGCC com ar atmosférico apresentou um excedente de 256 %; a configuração de BLGCC com ar pressurizado apresentou um excedente de 153 %; a configuração de BLGCC com oxigênio a 1000°C apresentou excedente de 216 %; e a configuração de BLGCC com oxigênio a 1400°C apresentou um excedente de 84 %. No caso da venda de energia a preços que justifiquem os investimentos, todas as configurações de BLGCC podem ser boas alternativas para o setor.

A configuração com caldeira de recuperação foi a que apresentou a maior relação CO₂/kWh produzido, o que indica que apenas do ponto de vista da emissão de gases que contribuem com o efeito estufa, qualquer uma das configurações de gaseificação de licor negro é mais interessante.

Pelo apresentado neste trabalho a configuração com gaseificação atmosférica foi a que apresentou a melhor relação potência por tonelada de celulose produzida, maior eficiência de primeira lei e eficiência de segunda lei, além da menor relação emissão de CO₂ por trabalho líquido produzido. Com relação à segurança, trabalhar com sistema a baixa pressão oferece menor risco de explosão.

Com relação às análises realizadas neste trabalho, foi possível verificar que o perfil de demanda do consumo de energia elétrica e térmica determina o tamanho do sistema proposto, e devido à alta demanda de energia térmica que o setor de papel e celulose exige, existe a necessidade de queima suplementar de combustível. Por exemplo, biomassa para atender a demanda térmica, diminuindo com isso a eficiência térmica do sistema de geração de energia.

Os fatores que mais influem sobre a eficiência das configurações estudadas são a temperatura de gaseificação e a pressão de gaseificação, características de operação do ciclo combinado. Sob pressões e temperaturas mais elevadas, a eficiência do ciclo Rankine aumenta, aspecto que fica limitado quando é utilizada caldeira de recuperação "Tomlinson", devido a problemas de segurança.

Foi possível verificar por meio da análise termodinâmica que as maiores irreversibilidades ocorrem na caldeira de biomassa, o que afeta a eficiência das configurações de gaseificação de licor negro, devido à grande necessidade de queima de biomassa para atender a demanda térmica.

O menor custo exergético do gás produzido no gaseificador da proposta BLGCC com ar atmosférico, é devido principalmente ao baixo custo exergético unitário do ar (2,95) nesta proposta, se comparado com o ar pressurizado na proposta de BLGCC com ar pressurizado (3,74), com o oxigênio utilizado na proposta de BLGCC com oxigênio a 1000°C (9,79), e com o oxigênio utilizado na proposta de BLGCC com oxigênio a 1400°C (18,3).

Percebe-se que o maior acréscimo no custo exergético foi o da proposta BLGCC com ar atmosférico, principalmente devido à existência do compressor de gás, mas mesmo com esse acréscimo maior esta proposta apresenta ainda menor custo exergético que as anteriores.

A irreversibilidade específica apresentada por esta configuração é menor que a da configuração com caldeira de Recuperação "Tomlinson" devido à série de sistemas de recuperação de energia que a configuração apresenta, possibilitando um aproveitamento energético de todo o potencial existente. Entretanto, devido à necessidade de queima suplementar de biomassa para atender a demanda térmica, a eficiência do ciclo é prejudicada.

Apesar de se comprovar, a partir da análise de Primeira Lei, a maior produção de energia elétrica das configurações com gaseificação em relação à configuração com caldeira de recuperação "Tomlinson", a análise de Segunda Lei permitiu identificar o perfil de distribuição das irreversibilidades ao longo dos sistemas analisados, identificar quais os equipamentos e quais as configurações que apresentaram maiores irreversibilidades, possibilitando, em caso da instalação de um novo sistema, propor configurações e equipamentos mais eficientes.

Como foi mencionado anteriormente, as análises foram realizadas considerando as condições nominais de operação da planta de papel e celulose, e com isso a turbina a gás operou em um ponto determinado. Em trabalhos futuros será interessante desenvolver metodologia para fazer a análise dos sistemas propostos de gaseificação operando com a turbina fora do ponto de projeto, ou seja, variando a eficiência do conjunto turbina e compressor.

Apesar do poder calorífico do gás produzido ser muito baixo se comparado ao do gás natural, a temperatura de chama adiabática obtida com o gás pobre pode ser elevada, estimulando o desenvolvimento da tecnologia de turbinas para operação com gás pobre a altas temperaturas, elevando a eficiência térmica do ciclo.

A configuração de gaseificação com oxigênio a 1400°C não se apresentou uma alternativa energética satisfatória para a aplicação devido ao alto consumo requerido pela planta de oxigênio, o que reduziu a eficiência do ciclo, além do incremento da irreversibilidade apresentada pelo gaseificador operando nessas condições.

O que é possível verificar a partir da análise apresentada é que, do ponto de vista termodinâmico, a utilização de gaseificação de licor negro acoplada com ciclo combinado é interessante para o setor de papel e celulose, pois permite que o setor fique independente do fornecimento externo de energia elétrica, garantindo fornecimento e qualidade de energia elétrica ao setor, assim como a possibilidade da venda do excedente para as companhias distribuidoras. Analisando a quantidade de energia térmica requerida pelo processo, fica evidenciada a necessidade de queima suplementar de biomassa.

As configurações de BLGCC com ar atmosférico, ar pressurizado e gaseificação com oxigênio a 1000°C apresentaram possibilidade de atender mais de duas vezes a demanda

requerida pela empresa analisada. Isso possibilitaria a escolha de uma turbina a gás menor para atender a demanda de energia elétrica, e com isso a quantidade de gás que não é utilizada na turbina a gás poderia ser queimada em uma caldeira ou no HRSG com o objetivo de produzir o vapor desejado pela empresa, sem a necessidade da queima de biomassa em outra caldeira, diminuindo o custo da instalação.

A configuração BLGCC com ar atmosférico foi a que apresentou o melhor comportamento: maior eficiência termodinâmica (análise de Primeira Lei e Segunda Lei), maior relação trabalho produzido por quantidade de celulose e menor emissão por trabalho produzido. Isso foi motivado pelo menor consumo de energia dos equipamentos auxiliares existentes nesta configuração, melhor desempenho da turbina a gás e pelo poder calorífico do gás utilizado na turbina a gás com valor próximo aos apresentados nas configurações com oxigênio.

Referências Bibliográficas

- AHLROTH,M., SVEDBERG,G. Case study on simultaneous gasification of black liquor and biomass in a pulp. In: International Gas Turbine & Aeroengine & Exhibition-ASME, 1998, Stockholm. **Anais...** Stockholm: American Society of Mechanical Engineers, 1998, p. 1-6.
- ASSUMPÇÃO,R.M.V., LIMA,A.F., PARK,S.W., JORDÃO,M.C.S., YOJO,L.M. Propriedades de engenharia do licor negro sulfato de eucalyptus SPP. In: III Congresso Latino Americano de Celulose e Papel, 1983, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira Técnica de Celulose e Papel, 1983, p. 634-659.
- ATHAYDE,M.A.P., BERNI,M.D. The biomass energy potential in the Brazil Pulp and Paper Industry. In: International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy and Process Systems (ECOS), 1996, Stockholm. **Anais...** Stockholm: Royal Institute of Technology, 1996.
- BACKMAN,R., FREDERICK,W.J., HUPA,W. Basic studies on black liquor pyrolysis and char gasification. **Bioresource Technology**, n.46, p. 153–158, 1993.
- BALESTIERI,J.A.P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.
- BANCO NACIONAL DE DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO E SOCIAL O setor de Papel e celulose no Brasil e no Mundo. **BANCO NACIONAL DE DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO E SOCIAL (BNDES)**. Disponível em :
<<http://www.bndes.gov.br/publica/relato.htm>>. Acesso em: mar/2000.

- BARIN,I. **Thermochemical data of pure substances: part I and II**-2nd ed. Weinheim, Germany: VCH Verlagsgesellschaft GmbH, 1993.
- BERGLIN,N., PERSSON,L., BERNTSSON,T. Energy system options with black liquor gasification. In: **International Chemical Recovery Conference**, 1995, Toronto. **Anais...** Toronto: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 1995, p. 311-315.
- BERGLIN,N., PERSSON,L., BERNTSSON,T. Energy system options with black liquor Gasification (BLG) turbine systems can be tailor made. **Pulp and Paper Canada**, v.97, n.5, p. 19-23, 1996.
- BERGLIN,N. **Pulp Mill Energy Systems with Black Liquor Gasification-a Process Integration Study**. Göteborg: Chalmers University of Technology, 1996. Licentiate thesis- Department of heat and power technology, Chalmers University of Technology, 1996.
- BERGLIN,N., BERNTSSON,T. CHP in the pulp industry using black liquor gasification: thermodynamic analysis. **Applied Thermal Engineering**, n.18, p. 947-961, 1998.
- BERGLIN,N., ERIKSSON,H., BERNTSSON,T. Performance evaluation of competing designs for efficient cogeneration from black liquor. In: **2nd Biennial Johan Gullichsen Colloquium**, 1999, Helsinki, Finland. **Anais...** Helsinki: MISTRA , 1999.
- BERGLIN,N., LINDBLOM,M., EKBOM,T. Preliminary economics of black liquor gasification with motor fuels production. **Colloquium on Black liquor Combustion and Gasification**, Park City, Utah, may13-16; 2003. Disponível em: <http://www.eng.utah.edu/~whitty/blackliquor/colloquium2003/>. Acesso em: set/2003.
- BONOMI,A., LIMA,A.F., PINTO,J.H., ANNA,R.J., HOCHGREB,S., PARK,S.W. **Conservação de Energia na indústria de celulose e papel: manual de recomendações**. São Paulo: INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS-IPT, 1985.
- BOYCE,M.P. **Handbook for cogeneration and combined cycle power plants**. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2002.

BRACELPA - Associação Brasileira dos Fabricantes de Celulose e Papel. **Relatório estatístico de 2000**. São Paulo: Associação Brasileira dos Fabricantes de Celulose e Papel, 2000.

BURDEN,R.L., RAIRES,J.D. **Numerical analysis**-4th ed. Boston: PWS-Kent Publishing Company, 1988.

CHAMPION **Caldeira de recuperação e Caldeira de biomassa**. São Paulo: Unidade de Processo de Celulose e Utilidades, Departamento de desenvolvimento Organizacional e de Pessoal.

CHASE,M.W. **JANAF Thermochemical Tables**-3th ed. Washington: American Chemical Society, 1986.

COHEN,H., ROGERS,G.F.C., SARAVANAMUTTOO,H.I.H. **Gas Turbine Theory**. England: Longman Scientific & Technical, 1987.

CONSONNI,S., LARSON,E.D., BERGLIN,N. Black liquor Gasifier/Gas Turbine Cogeneration. In: Turbo-Expo'97-The 42 ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress, Exposition, and Users Symposium, 1997, Orlando. **Anais...** Orlando: The American Society of Mechanical Engineers, 1997.

CONSONNI,S., LARSON,E.D., KREUTZ,T.G., BERGLIN,N. Black liquor Gasifier/Gas Turbine Cogeneration. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.120, n.3, p. 442-449, 1998.

DAHLQUIST,E., JACOBS,R., Development of a dry black liquor gasification process. In: International Chemical Recovery Conference, 1992, Seattle. **Anais...** Seattle: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 1992, p. 457-471.

DICKINSON,J.A., VERRILL,C.L., KITTO,J.B. Development and evaluation of a low temperature gasification process for chemical recovery from kraft black liquor. In: International Chemical Recovery Conference, 1998, Florida. **Anais...** Florida: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 1998.

- ERICKSON,D., BROWN,C. Operating experience with a gasification pilot project. **Tappi Journal**, p. 48-50, sep. 1999.
- ERIKSSON,H., HARVEY,S., BERNTSSON,T. Efficient use of biomass in black liquor gaseification plants. In: International Chemical Recovery Conference, 2000, Whistler. **Anais...** Whistler: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 2000.
- FAOSTAT Pulp, Paper and Paperboard. **UN Food and Agriculture Organization**, Roma. Disponível em <http://apps.fao.org/lim500/agri_db.pl>. Acesso em: mar/2003.
- FARLA,J., BLOK,K., SCHIPPER,L., Energy efficiency developments in the pulp and paper industry-A cross-country comparison using physical production. **Energy Policy**, v.25, n.7, p. 745-758, 1997.
- FOGELHOLM,C.J., MCKEOUGH,P. Black liquor as a fuel for combined cycles. **ASME Cogen-Turbo**, v.6, p. 307-312, 1991.
- FRANKS,R.G.E. **Modeling and simulation in chemical engineering**. New York: John Wiley, 1972.
- FREDERICK,W.J., WAG,K.J., HUPA,M.M. Rate and mechanism of black liquor char gasification with CO₂ at elevated pressures. **Industrial Engineering Chemistry**, n.32, p. 1747-1753, 1993.
- FREDERICK,W.J. How integrated gasification will impact kraft pulping and chemical recovery. **Tappi Journal**, v.82, n.9, p. 45-47, sep. 1999.
- GALLO,W.L.R., MILANEZ,L.F. Eficiência Exergética: Conceitos e Aplicações. In: III Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas (ENCIT), 1990, Santa Catarina. **Anais...** Santa Catarina: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas e Engenharia (ABCM), 1990.
- GAMBINI,M., VELLINI,M. CO₂ emission abatement from fossil fuel power plants by exhaust gas treatment. In: Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference,

2000, Miami Beach. **Anais...** Miami Beach: The American Society of Mechanical Engineers, 2000.

GANAPATHY, V. **Waste heat boiler Deskbook**. USA: Fairmont Press, Inc, 1991.

GAS TURBINE WORLD 1996 HANDBOOK. Fairfield: Pequot Publishing, v. 17, 1996.

GRACE,T.M., TIMMER,W.M. A comparison of alternative black liquor recovery technologies. In: Intenational Chemical Recovery Conference, 1995, Toronto. **Anais...** Toronto: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI),1995.

GUARINELLO,F.F. **Avaliação Termoeconômica de um sistema de cogeração proposto para um polo industrial**. Campinas: FEM, UNICAMP, 1997. Tese (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997.

GUARINELLO,F., CERQUEIRA,S.A.A., NEBRA,S.A. Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system. In: International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 1998, Anaheim. **Anais...** Anaheim: The American Society of Mechanical Engineers, 1998, v.38, p. 151-156.

HARVEY,S., FACCHINI,B. Predicting black liquor gasification combined cycle powerhouse performance accounting for off-design gas turbine operation. **Applied Thermal Engineering**, v.24, p. 111-126, 2004.

HOOD,K.T., HENNINGSEN,G.B. Black liquor gasification...Past experience can create the roadmap of the future pathway. In: Congresso Internacional de Celulose e Papel, 2000, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira Técnica de Papel e Celulose (ABTCP)/ Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 2000.

IEA-International Energy Agency. State of the Air Report on Biomass Gasification. In: XIII Thermal Gasification of Biomass Activity, 1997. **Anais...** European Union Concerted Action, 1997.

- IHRÉN,N. **Optimisation of Black Liquor Gasification Cogeneration Systems**. Stockholm: Departament of Chemical Engineering and Technology Energy Processes, Royal Institute of Technology, 1994. Licentiate Theasis-Departament of Chemical Engineering and Technology Energy Processes, Royal Institute of Technology, 1994..
- ISAKSSON,A., ANDRÉN,M., AHLROTH,M, YAN,J., SVEDBERG,G. Energy consequences when integrating a black liquor gasifier into a pulp mill. In: International Chemical Recovery Conference, 1998, Florida. **Anais...** Florida: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI),1998.
- JAHNKE,F. Commercial success of gasification technology. **Tappy Journal**, v.82, n.10, p. 49-53, out. 1999.
- KEENAN,J.H., KEYES,F.G., HILL,P.G., MOORE,J.G. **Steam Tables: thermodynamic properties of water, including vapor, liquid and solid phases**. New York: John Wiley, 1978.
- KOTAS,T.J. **The exergy method of thermal plants analysis**. Florida: Krieger Publishing Company Krieger Drive Malabar, 1995.
- LARSON,E.D., RAYMOND, D.R. Commercializing Black Liquor and Biomass Gasifier/Gas Turbine Technology. **TAPPI Journal**, p. 50-57, dec. 1997.
- LARSON,E.D. CONSONNI,S. Performance of Black liquor gasifier/gas turbine combine cycle cogeneration in the kraft pulp and paper indutry. In: Third Biomass Conference of the Americas, 1997, Montreal. **Anais...** Montreal: Busines from Biomass in energy, enviroment chemical, fiber and material , 1997, p. 1495–1512.
- LARSON,E.D., KREUTZ,T.G., CONSONNI,S. Biomass and Black liquor gasifier/gas turbine cogeneration at pulp and paper mills. In: Third Biomass Conference of the Americas, 1997, Montreal. **Anais...** Montreal: Busines from Biomass in energy, enviroment chemical, fiber and material , 1997, p. 24-29.

- LARSON,E.D., CONSONNI,S., KREUTZ,T.G., BERGLIN,N. Black liquor gasification/gas turbine cogeneration. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 120, p. 442 – 449, 1998.
- LARSON,E.D., KREUTZ,T.G., CONSONNI,S. Combined Biomass and Black liquor gasifier/gas turbine cogeneration at pulp and paper mills. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 21, p. 394 - 400, 1999.
- LARSON,E.D., CONSONNI,S., KREUTZ,T.G. Preliminary economics of black liquor gasifier/gas turbine cogeneration at pulp and paper mills. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 122, p. 255-261, 2000a.
- LARSON,E.D., MCDONALD,G.W., YANG,W., FREDERICK,W.M.J., IISA,K., KREUTZ,T.G, MALCOLM,W., BROWN,C.A. A cost-benefit assessment of BLGCC technology. **TAPPI Journal**, v. 83, n.6, p. 1-16, 2000b.
- LARSON,E.D., CONSONNI,S., KATOFISKY,R.E. A cost-benefit assessment of biomass gasification power generation in the pulp and paper industry-Final report. **Princeton University**. Disponível em < <http://www.princeton.edu/~energy/publications/>>. Acesso em: jan. 2005.
- LINDSTROM,M., KIRKMAN,A., JAMEEL,H., CHENG,J., HUGGINS,C., BRAY,B. Economics of integrating black liquor gasification with pulping: Part I - Effect of sulfur profiling. In: Tappi Fall Conference & Trade Fair, 2002, San Diego. **Anais...** San Diego: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 2002.
- LLAGOSTERA,B.J.I. Subrotinas computacionais de elevada exatidão para determinação de propriedades termodinâmicas da água. In: V Encontro Nacional de Ciências Térmicas (ENCIT), 1994, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas e Engenharia (ABCM), 1994, p. 395-398.
- LLAGOSTERA,J., WALTER,A.C.S. Modelagem computacional de sistemas térmicos de potência equipados com turbinas a gás. In: XVI Congresso Ibero Latino Americano sobre

- Métodos Computacionais para Engenharia (XVI CILAMCE), 1995, Curitiba. **Anais...** Curitiba: Universidade Federal do Paraná, 1995, v. 2, p. 1682-1690.
- LOZANO,M.A., VALERO,A. Theory of the exergetic cost. **Energy**, v. 18, n. 9, p. 939-960, 1993.
- MARKLUND,M. Numerical modelling of the Chemrec black liquor gasification process- Conceptual design study if the burner in a pilot gasification reactor. **Luleå University of Technology**, Suíça, 2001. Disponível em: <http://epubl.luth.se/1402-1617/2001/081/index-en.html>. Acesso em: maio 2002.
- MAUNSBACH,K., ISAKSSON,A., YAN,J., SVEDBERG,G., EIDENSTEN,L. Integration of advanced gas turbines in pulp and paper mill for increased power generation. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 123, p. 734-740, out. 2001.
- MCKEOUGH,P. Research on black liquor conversion at the technical research center of Finland. **Bioresource Technology**, n. 46, p. 135-143, 1993.
- MCKEOUGH,P.J., ARPIAINEN,V., MÄKINEN,T., SOLANTAUSTA,Y. Black liquor gasification: downstream processes, plant performances and costs. In: **International Chemical Recovery Conference**, 1995, Toronto. **Anais...** Toronto: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 1995.
- MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA **Balanco Energético Nacional 2004 (BEN)**—ano base 2003. Brasília: Ministério das Minas e Energia (MME), 2004.
- MORAN,M.J., SHAPIRO,H.N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**-4ª ed. Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos S.A., 2002.
- NÄSHOLM,A.S., WESTERMARK,M. Energy studies of different cogeneration systems for black liquor gasification. **Energy Conversion**, v. 38, n. 15, p. 1655 – 1663, 1997.
- NEWBY,R.A., YANG,W., BANNISTER,R.L. Fuel gas cleanup parameters in air-blown IGCC. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 122, p. 247-254, 2000.

NOGUEIRA,L.A.H., LORA,E.E.S., TROSSERO,M.A., FRISK,T. **Dendroenergia: fundamentos e aplicações**. Brasília: Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), 2000.

PINTO,C.M.E. Um modelo para análise termodinâmica de sistemas de potência incluindo o resfriamento de turbina a gás. Campinas: FEM, UNICAMP, 2002. Tese (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002.

RIVKIN,S.L. **Thermodynamic Properties of Gases**- 4th ed. New York: Hemisphere, 1988.

SADOWSKI,R.S., PARTHASARATHY,P., HENDERSON,S., KINSTREY,B. Black liquor gasification: a combination approach. **Tappi Journal**, v. 82, n. 11, p. 59 – 62, nov. 1999.

SALMENOJA,K. Development of Black Liquor Gasification. In: Engineering Conference, 1993, Orlando. **Anais...** Orlando: Technical Association Pulp, Paper and Converting Industry (TAPPI), 1993a.

SALMENOJA,K. Black liquor gasification: theoretical and experimental studies. **Bioresource Technology**, n. 46, p. 167-171, 1993b.

SANTOS,D.B.E, GALLO,W.L.R., BIZZO,W.A. Análise de emissões de gases poluentes em usinas térmicas de produção de eletricidade. In: VII Encontro Nacional de Ciências Térmicas (VII ENCIT), 1998, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas e Engenharia, 1998. p. 1213-1218.

SAVIHARJU,K. Black liquor gasification: results from laboratory research and rig tests. **Bioresource Technology**, n. 46, p. 145–151, 1993.

SILVEIRA,J.L., BALESTIERI,J.A.P. Estudo de viabilidade técnica e econômica do uso de turbina a gás em sistema de co-geração associado a indústria de celulose. In: 25º Congresso Anual de Celulose e Papel da ABTCP, 1992, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira Técnica de Celulose e Papel, 1992. p. 235 - 241.

SOLANTAUSTA,Y., MÄKINEN,T., MCKEOUGH,P., KURKELA,E. Performance of cogeneration gasification combined-cycle power plants employing biomass as fuel. In:

- International Conference on Advances in Thermochemical Biomass Conversion, 1994, Suécia. **Anais...** Suécia: A. V. Bridgwater and D.G.B. Boocock, 1994.
- STIGSSON, L., BERGLIN, N. Black liquor Gasification: towards improved pulp and energy yields. In: 6^a International Conference on New Available Technologies as SPCI'99, 1999, Estocolmo. **Anais...** Estocolmo: The World Pulp and Paper Week, 1999.
- STULL, D.R., PROPHET, H. **JANAF Thermochemical Tables**-2nd ed. Washington: U.S. Government Printing Office, 1971.
- SUBRAHMANYAM, N.V.R.S.S., RAJARAM, S., KAMALANATHAN, N. HRSGs for combined cycle power plants, **Heat Recovery Systems & CHP**, v.15, n.2, p.155-161, 1995.
- SZARGUT, J., MORRIS, D.R., STEWARD, F.R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes**. New York: Hemisphere, 1988.
- VELÁZQUEZ, S.M.S.G. **Cogeração de energia no segmento de papel e celulose: contribuição à matriz energética do Brasil**. São Paulo: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2000. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2000.
- WHITTY, K., BACKMAN, R., HUPA, M. Influence of char formation conditions on pressurized black liquor gasification rates. **Carbon**, v. 36, n. 11, p. 1683-1692, 1998.
- WHITTY, K., BAXTER, L. State of the art in Black liquor Gasification Technology. In: International Combustion Symposium, 2001, Kauai-Hawaii. **Anais...** Kauai-Hawaii: American Flame Research Committee, Japanese Flame Research Committee, International Energy Agency, 2001.
- WHITTY, K. Investigation of fuel chemistry and bed performance in a fluidized bed black liquor steam reformer. Institute for combustion and energy studies, **University of Utah**. Disponível em: http://www.eng.utah.edu/~whitty/utah_blog/. Acesso em: outubro 2004.

Anexos

Anexo A - Características dos fluxos e equipamentos das configurações analisadas: Caldeira de recuperação "Tomlison" com ciclo Rankine (Anexos A.1 e A.2); Gaseificação de licor negro com ar atmosférico com Ciclo Combinado (Anexos A.3 e A.4); Gaseificação de licor negro com ar pressurizado com ciclo combinado combinado (Anexos A.5 e A.6); Gaseificação de licor negro com oxigênio pressurizado na temperatura de 1000°C com ciclo combinado combinado (Anexos A.7 e A.8); e Gaseificação de licor negro com oxigênio pressurizado na temperatura de 1400°C com ciclo combinado combinado (Anexos A.9 e A.10).

Anexo B – Tabela com características de consumo de energia de empresas de papel e celulose do Brasil, apresentada por Velázquez, 2000.

Anexo C - Produção de países considerados grandes fabricantes e consumidores de papel e celulose (Anexos C.1, C.2 e C.3).

Anexo D - Programa e modelagem realizada para simular configurações de BLGCC.

Anexo A.1 – Propriedades termodinâmicas dos fluxos utilizados na configuração com Caldeira de Recuperação “Tomlison” e ciclo Rankine.

Correntes	n°	Temp. (°C)	Pressão (kPa)	Vazão (kg/s)	Exergia (kJ/s)	Custo exergét. (kJ/s)	K
Entrada de ar ventilador da caldeira de recuperação	1	15	101	128,51	286	286	1,00
Entrada do ar aquecedor da caldeira de recuperação	2	22	107	128,51	909	5152	5,67
Entrada do ar na caldeira de recuperação	3	120	105	128,51	2318	11759	5,07
Saída dos gases da caldeira de recuperação	4	322	102	156,36	31573	33342	1,06
Saída dos gases do aquecedor de ar caldeira de recup.	5	253	100	156,36	25316	26735	1,06
Saída dos gases do ventilador da caldeira de recup.	6	265	106	156,36	27017	37553	1,39
Entrada de ar no ventilador da caldeira de biomassa	7	15	101	11,93	26	26	1,00
Entrada do ar no aquecedor da caldeira de biomassa	8	22	107	11,93	84	478	5,67
Entrada do ar na caldeira de biomassa	9	70	105	11,93	101	662	6,58
Saída dos gases da caldeira de biomassa	10	154	102	14,87	1796	1812	1,01
Saída dos gases do aquecedor da caldeira de biom.	11	120	100	14,87	1614	1628	1,01
Saída dos gases do ventilador da caldeira de biom.	12	128	106	14,87	1726	2396	1,39
Potência para o ventilador de ar da caldeira de recup.	13	—	—	—	895	4866	5,44
Potência p/ ventilador de gases da caldeira de recup.	14	—	—	—	1990	10818	5,44
Potência para o ventilador de ar da caldeira de biom.	15	—	—	—	83	452	5,44
Potência p/ ventilador de gases da caldeira de biom.	16	—	—	—	141	768	5,44
Potência consumida pela bomba das caldeiras	17	—	—	—	979	5323	5,44
Entrada do condensado na bomba das caldeiras	18	90	400	101,27	7718	7718	1,00
Entrada do condensado na bifurcação das caldeiras	19	91	6000	101,27	8376	13041	1,56
Entrada do condensado na caldeira de recuperação	20	91	6000	93,51	7734	12041	1,56
Entrada do condensado na caldeira de biomassa	21	91	6000	7,76	642	1000	1,56
Saída do vapor da caldeira de recuperação	22	450	6000	87,01	117719	504093	4,28
Saída do vapor da caldeira de biomassa	23	450	6000	7,61	10295	61599	5,98
Vapor do soprador de fuligem da caldeira de recup.	24	381	3500	4,63	5610	25390	4,53
Vapor de média pressão extraído da turbina a vapor	25	231	1000	31,22	28559	126204	4,42
Água de resfriamento do misturador média pressão	26	15	1000	1,10	57	57	1,00
Vapor média pressão que alimenta o processo	27	190	1000	32,32	28372	126261	4,45
Vapor de baixa pressão extraído da turbina a vapor	28	146	400	63,40	46816	206879	4,42
Água de resfriamento do misturador de baixa pressão	29	15	400	0,12	6	6	1,00
Vapor baixa pressão que alimenta o processo	30	144	400	63,51	46813	206885	4,42
Purga da caldeira de recuperação	31	276	6000	1,87	683	0	0,00
Purga da caldeira de biomassa	32	276	6000	0,16	9	0	0,00
Licor negro da caldeira de recuperação	33	115	2500	34,24	513635	513635	1,00
Biomassa para a caldeira de biomassa	34	15	101	2,95	61749	61749	1,00
Potência produzida pela turbina a vapor	35	—	—	—	43220	232609	5,38
Potência fornecida pelo gerador	36	—	—	—	42788	232609	5,44
Potência fornecida para fábrica e concessionária	37	—	—	—	38699	210383	5,44
Vapor p/ válvula redutora do soprador de fuligem	38	400	6000	4,63	5929	25390	4,28
Smelt que sai da caldeira de recuperação	39	850	105	11,02	12784	0	0,00

Anexo A.2 – Características dos equipamentos na configuração com Caldeira de Recuperação “Tomlison” e ciclo Rankine.

Equipamentos	n°	Custo exergético fuel (kJ/s)	Exergia do fuel (kJ/s)	k _{fuel}	Custo exergético produto (kJ/s)	Exergia produto (kJ/s)	k _{produto}	Efic. 2ª Lei (%)	Taxa de irrever (kJ/s)	(%)
Ventilador de ar-cald. recup.	1	4866	895	5,44	4866	623	7,81	70	272	0,06
Aquecedor de ar-cald. recup.	2	6607	6257	1,06	6607	1409	4,69	23	4848	1,09
Caldeira de recuperação	3	517442	489989	1,06	492052	109985	4,47	24	380004	85,05
Válv. redutora-soprador fuligem	4	25390	5929	4,28	25390	5610	4,53	95	320	0,07
Ventilador gás-cald. recup.	5	10818	1990	5,44	10818	1701	6,36	85	289	0,06
Ventilador ar-caldeira biom.	6	452	83	5,44	452	58	7,81	70	25	0,01
Aquecedor de ar-cald. de biom.	7	184	183	1,01	184	16	11,25	9	166	0,04
Caldeira de biomassa	8	60599	60054	1,01	60599	9653	6,28	16	50401	11,28
Ventilador gás-cald. biom.	9	768	141	5,44	768	113	6,82	80	29	0,01
Turbina a vapor	10	232609	52639	4,42	232609	43220	5,38	82	9419	2,11
Misturador -média pressão	11	126261	28616	4,41	126261	28372	4,45	99	245	0,05
Misturador - baixa pressão	12	206885	46822	4,42	206885	46813	4,42	100	9	0,00
Bomba de água das caldeiras	13	5323	979	5,44	5323	658	8,09	67	321	0,07
Divisor condensado p/ caldeiras	14	13041	8376	1,56	13041	8376	1,56	100	0	0,00
Gerador elétrico - turbina vapor	15	232609	43220	5,38	232609	42788	5,44	99	432	0,10
Divisor de potência elétrica	16	232609	42788	5,44	232609	42788	5,44	100	0	0,00
									446780	100

Anexo A.3 – Propriedades dos fluxos da configuração BLGCC com ar atmosférico.

Correntes	nº	Temp. (°C)	Pressão (kPa)	Vazão (kg/s)	Exergia (kJ/s)	Custo exergét (kJ/s)	K
Entrada do ar no compressor de baixa pressão TG	1	15	101	154,00	342	342	1,00
Entrada do ar no intercooler da turbina a gás	2	246	662	154,00	33927	109272	3,22
Entrada do ar no compressor de alta pressão	3	246	662	154,00	33927	109272	3,22
Ar de resfriamento dos bocais e palhetas	4	418	1698	17,17	6753	21594	3,20
Entrada do ar da câmara de combustão	5	418	1698	136,83	53831	172136	3,20
Ar de resfriamento para a turbina de alta pressão	6	418	1698	16,21	6376	20390	3,20
Ar de resfriamento para a turbina de baixa pressão	7	418	1698	0,96	377	1205	3,20
Entrada de gás na câmara de combustão	8	208	2020	56,95	262470	556609	2,12
Entrada dos gases de combustão no bocal da turbina de alta pressão	9	1343	1664	193,85	250751	728745	2,91
Entrada dos gases de combustão na turbina de baixa pressão	10	1280	1664	210,07	255344	749134	2,93
Entrada dos gases de combustão no bocal da turbina de baixa pressão	11	1040	691	210,07	189427	555746	2,93
Entrada dos gases de combustão na turbina de alta pressão	12	1037	691	211,03	187786	556951	2,97
Potência gerada pela turbina	13	—	—	—	110362	340016	3,08
Entrada dos gases de combustão no HRSG	14	615	104	211,03	73144	216936	2,97
Entrada dos gases de combustão no aquecedor da cald. de biom.	15	117	102	211,03	12287	35068	2,85
Entrada de água no HRSG	16	92	6000	54,97	4582	6023	1,31
Entrada de água no trocador evaporador de alta pressão	17	276	6000	24,96	9121	26031	2,85
Entrada de água no superaquecedor do HRSG	18	278	6000	24,96	27133	69263	2,55
Saída de vapor do HRSG	19	450	6000	53,89	72913	231122	3,17
Saída de vapor da caldeira de biomassa	20	450	6000	37,40	50601	303298	5,99
Entrada do vapor-misturador de média pressão	21	230	1000	30,13	27555	119227	4,33
Saída do vapor - misturador de media pressão	22	190	1000	31,19	27374	119282	4,36
Entrada de água - misturador de media pressão	23	15	1000	1,06	55	55	1,00
Potência gerada pela turbina a vapor	24	—	—	—	41700	219750	5,27
Entrada condensado-misturador baixa pressão	25	146	400	61,17	45170	195443	4,33
Entrada água-misturador de baixa pressão	26	148	400	3,42	2530	4813	1,90
Saída de vapor do misturador de baixa pressão	27	144	400	64,71	47697	200262	4,20
Entrada de biomassa na caldeira de biomassa	28	15	101	14,51	303497	303497	1,00
Entrada de ar na caldeira de biomassa	29	120	105	58,63	1057	5513	5,21
Entrada de água na caldeira de biomassa	30	92	6000	38,16	3181	4181	1,31
Saída de gases da caldeira de biomassa	31	191	102	73,08	9751	9893	1,01
Entrada de ar-aquecedor caldeira de biomassa	32	22	107	58,63	415	1401	3,38
Saída dos gases de combustão do aquecedor de ar da caldeira de biomassa	33	94	100	211,03	10846	30956	2,85
Entrada de licor negro no gaseificador	34	115	200	34,24	513635	513635	1,00
Entrada de ar no gaseificador	35	282	223	42,88	6165	18177	2,95
Entrada do trocador gás-sólido	36	427	200	11,82	11615	21006	1,81
Saída de smelt do trocador gás-sólido	37	219	200	11,82	1632	0	0,00
Entrada dos gases gaseificador-trocador gás-sólido	38	95	2061	56,95	251602	535603	2,13

Entrada dos gases no evaporador de alta pressão	39	700	200	65,30	282458	510806	1,81
Entrada dos gases no aquecedor de ar gaseificador	40	286	196	65,30	258552	467575	1,81
Entrada de ar-compressor de ar do gaseificador	41	103	228	42,88	3451	11921	3,45
Entrada de ar no aquecedor de ar do gaseificador	42	15	101	42,88	95	95	1,00
Entrada dos gases no evaporado de baixa pressão	43	197	192	65,30	255093	461319	1,81
Entrada de condensado no evaporador de baixa pressão	44	90	400	3,42	261	261	1,00
Entrada dos gases no aquecedor de água	45	104	188	65,30	252576	456767	1,81
Entrada de condensado no aquecedor de água	46	90	400	92,48	7048	7048	1,00
Entrada dos gases no Scrubber	47	100	184	65,30	252370	456395	1,81
Descarga de fundo do Scrubber	48	57	184	125,86	7120	0	0,00
Entrada dos gases no Condensador	49	110	181	63,16	239021	462675	1,94
Entrada da água de resfriamento-condensador	50	90	400	21,33	1625	0	0,00
Saída da água de resfriamento do Condensador	51	15	400	21,33	1087	1087	1,00
Água retirada no condensador	52	30	177	5,29	266	0	0,00
Entrada dos gases no compressor-intercooler	53	30	177	57,87	236752	463762	1,96
Saída da água resfriamento-compressor-intercooler	54	65	400	171,08	10360	0	0,00
Entrada da água de resfriamento-compressor	55	15	400	171,08	8721	8721	1,00
Entrada de ar ventilador-caldeira de biomassa	56	15	101	58,63	130	130	1,00
Purga da caldeira de biomassa	57	276	6000	0,76	46	0	0,00
Água retirada no intercooler do compressor	58	25	2061	1,83	95	0	0,00
Potência para o compressor do gaseificador	59	—	—	—	3800	11826	3,11
Entrada de condensado na bomba d'água	60	91	400	93,13	7158	7420	1,04
Retorno de condensado da fábrica	61	90,	400	95,90	7309	7309	1,00
Saída do condensado da bomba d'água	62	92,	6000	93,13	7764	10204	1,31
Potência para o compressor-intercooler	63	—	—	—	20283	63120	3,11
Potência para ventilador de ar da cald. de biom.	64	—	—	—	819	2549	3,11
Saída de gases-ventilador da caldeira biomassa	65	201	108	73,08	10441	12442	1,19
Água de reposição-misturador de baixa pressão	66	15	400	0,13	6	6	1,00
Potência para o compressor baixa pressão	67	—	—	—	37023	108930	2,94
Potência para o compressor de alta pressão	68	—	—	—	28706	84458	2,94
Purga da caldeira do HRSG	69	276	6000	1,08	55	0	0,00
Potência para o ventilador de ar (caldeira)	70	—	—	—	408	1271	3,11
Potência para a bomba d'água	71	—	—	—	895	2784	3,11
Potência para o gerador da turbina a gás	72	—	—	—	109258	340016	3,11
Potência para a fábrica e concessionária	73	—	—	—	83054	258466	3,11
Potência do gerador da turbina a vapor	74	—	—	—	41283	219750	5,32
Entrada de água no scrubber	75	15	184	123,72	6280	6280	1,00
Saída de condensado do aquecedor de água	76	100	184	0,00	0	0	0

Anexo A.4 – Características dos equipamentos da configuração BLGCC com ar atmosférico.

Equipamentos	n°	Custo exergético fuel (kJ/s)	Exergia do fuel (kJ/s)	k _{fuel}	Custo exergético produto (kJ/s)	Exergia produto (kJ/s)	k _{produto}	Efic. 2ª Lei (%)	Taxa de irrever (kJ/s)	(%)
Compressor de ar de baixa pressão da turbina a gás	1	108930	37023	2,94	108930	33585	3,24	91	3438	0,55
Compressor de ar de alta pressão da turbina a gás	2	84458	28706	2,94	84458	26657	3,17	93	2049	0,33
Câmara de combustão	3	728745	316301	2,30	728745	250751	2,91	79	65550	10,56
Turbina de alta pressão	4	193388	65917	2,93	193388	65729	2,94	100	188	0,03
Misturador na entrada da turbina de alta	5	749134	257127	2,91	749134	255344	2,93	99	1783	0,29
Turbina de baixa pressão	6	340016	114642	2,97	340016	110362	3,08	96	4281	0,69
Misturador na entrada da turbina de baixa	7	556951	189804	2,93	556951	187786	2,97	99	2018	0,33
HRSG	8	225099	78869	2,85	225099	68331	3,29	87	10539	1,70
Turbina a vapor	9	219750	50788	4,33	219750	41700	5,27	82	9087	1,46
Misturador - média pressão	10	119282	27610	4,32	119282	27374	4,36	99	236	0,04
Misturador - baixa pressão	11	200262	47707	4,20	200262	47697	4,20	100	10	0,00
Caldeira de biomassa	12	299116	294804	1,01	299116	47419	6,31	16	247384	39,87
Ventilador de gases	13	2549	819	3,11	2549	690	3,69	84	129	0,02
Aquecedor ar da cald. biom.	14	4112	1441	2,85	4112	643	6,40	45	798	0,13
Ventilador ar da caldeira biom.	15	1271	408	3,11	1271	284	4,47	70	124	0,02
Compressor com intercooler	16	71841	29003	2,48	71841	14850	4,84	51	14154	2,28
Trocador de calor gás-sólido	17	21006	11615	1,81	21006	10869	1,93	94	747	0,12
Condensador	18	463762	240108	1,93	463762	236752	1,96	99	3356	0,54
Scrubber	19	462675	258650	1,79	462675	239021	1,94	92	19629	3,16
Divisor de condensado	20	7309	7309	1,00	7309	7309	1,00	100	0	0,00
Aquecedor de água	21	372	206	1,81	372	110	3,39	53	96	0,02
Evaporador de baixa pressão	22	4552	2517	1,81	4552	2270	2,01	90	248	0,04
Bomba de água para as caldeiras	23	2784	895	3,11	2784	606	4,60	68	289	0,05
Divisor de água (caldeira de biomassa e HRSG)	24	10204	7764	1,31	10204	7764	1,31	100	0	0,00
Compressor ar do Gaseificador	25	11826	3800	3,11	11826	3355	3,52	88	445	0,07
Aquecedor de ar do gaseificador	26	6256	3459	1,81	6256	2714	2,30	78	745	0,12
Evaporador de alta pressão	27	43232	23905	1,81	43232	18012	2,40	75	5893	0,95
Gaseificador	28	531812	519800	1,02	531812	294073	1,81	57	225727	36,38
Gerador elétrico da turbina a gás	29	340016	110362	3,08	340016	109258	3,11	99	1104	0,18
Divisor de potência elétrica	30	340016	109258	3,11	340016	109258	3,11	100	0	0,00
Gerador elétrico da turbina vapor	31	219750	41700	5,27	219750	41283	5,32	99	417	0,07
Intercooler entre compressores de baixa e alta pressão	32	109272	33927	3,22	109272	33927	3,22	100	0	0,00
Divisor de ar após o compressor de alta pressão	33	21594	6753	3,20	21594	6753	3,20	100	0	0,00
									620462	100

Anexo A.5 – Propriedades dos fluxos da configuração BLGCC com ar pressurizado.

Correntes	n°	Temp. (°C)	Pressão (kPa)	Vazão (kg/s)	Exergia (kJ/s)	Custo exergét (kJ/s)	K
Entrada do ar no compressor de baixa pressão	1	15	101	188,00	416	416	1,00
Entrada do ar no intercooler	2	268	662	188,00	43356	153903	3,55
Entrada do ar no Compressor de alta pressão	3	268	662	188,00	43356	153903	3,55
Ar de resfriamento-bocais e palhetas das turbinas	4	447	1698	29,55	12162	41927	3,45
Entrada de ar da câmara de combustão	5	447	1698	109,40	45025	155219	3,45
Ar de resfriamento para a turbina de alta	6	447	1698	15,07	6203	21383	3,45
Ar de resfriamento para a turbina de alta	7	447	1698	14,48	5959	20544	3,45
Entrada de gás na câmara de combustão	8	266	2306	63,71	232196	528767	2,28
Entrada dos gases de combustão no bocal da turbina de alta pressão	9	1343	1664	173,17	226774	683985	3,02
Entrada dos gases de combustão na turbina de alta pressão	10	1280	1664	188,25	231365	705368	3,05
Entrada dos gases de combustão no bocal da turbina baixa pressão	11	929	430	188,25	144014	439058	3,05
Entrada dos gases de combustão da turbina de baixa pressão	12	898	430	202,73	145564	459602	3,16
Potência gerada pela turbina	13	—	—	—	69377	244164	3,52
Entrada dos gases de combustão no HRSG	14	598	104	202,73	68233	215438	3,16
Entrada dos gases de combustão no aquecedor de ar da caldeira de biomassa	15	220	102	202,73	19638	64566	3,29
Entrada de água do HRSG	16	134	6000	27,90	3451	6666	1,93
Entrada de água no superaquecedor do HRSG	17	276	6000	7,66	8292	27263	3,29
Entrada de água no aquecedor Syngas	18	273	6000	7,66	2744	17924	6,53
Entrada de vapor na turbina a vapor	19	450	6000	27,35	37002	148199	4,01
Entrada de vapor na turbina a vapor	20	450	6000	30,36	41078	251703	6,13
Entrada de vapor no Misturador de Media Pressão	21	231	1000	31,74	29032	148694	5,12
Saída de vapor do Misturador de Media Pressão	22	190	1000	32,86	28841	148752	5,16
Entrada de água no Misturador de Media Pressão	23	15	1000	1,12	58	58	1,00
Potência gerada pela turbina a vapor	24	—	—	—	24570	152981	6,23
Entrada de condensado-misturador baixa Pressão	25	146	400	25,97	19178	98226	5,12
Entrada de vapor no Misturador de baixa Pressão	26	145	400	39,32	29016	66738	2,30
Saída de vapor do Misturador de baixa Pressão	27	144	400	65,38	48191	164992	3,42
Entrada de biomassa na caldeira de biomassa	28	15	101	11,78	246379	246379	1,00
Entrada de ar na caldeira de biomassa	29	120	105	47,59	846	8361	9,89
Entrada de água na caldeira de biomassa	30	134	6000	30,98	3832	7403	1,93
Saída de gases da caldeira de biomassa	31	269	102	59,32	10132	10440	1,03
Entrada de ar do aquecedor - caldeira de biomassa	32	22	107	47,59	324	1272	3,93
Saída de gases de combustão do ar de ar da caldeira de biomassa	33	199	100	202,73	17482	57477	3,29
Entrada de licor negro no gaseificador	34	115	2500	34,24	513635	513635	1,00
Entrada de ar no gaseificador	35	389	2709	49,04	20403	76324	3,74
Entrada do trocador gás-sólido	36	194	2500	14,46	1036	2201	2,12
Saída de smelt do trocador gás-sólido	37	164	2500	14,46	769	0	0,00
Entrada de água no gaseificador	38	158	2500	44,53	6654	16655	2,50

Saída dos gases do gaseificador	39	194	2500	113,35	284575	604412	2,12
Saída de condensado do evaporador	40	162	2450	35,30	5514	12683	2,30
Saída de ar do compressor intermediário	41	97	2764	49,04	14411	51763	3,59
Saída de ar do aquecedor de ar	42	35	1631	49,04	11818	40742	3,45
Saída de condensado do aquecedor de água	43	142	2401	7,45	969	1650	1,70
Saída de água do aquecedor de água	44	135	400	39,32	4691	7992	1,70
Saída dos gases do evaporador de baixa pressão	45	163	2450	78,04	250944	532984	2,12
Extração de ar do compressor da turbina a gás	46	447	1698	49,04	20183	69580	3,45
Entrada dos gases no scrubber	47	142	2401	70,60	244294	518861	2,12
Descarga de fundo do scrubber	48	256	2401	17,59	18092	0	0,00
Saída dos gases do scrubber	49	110	2353	63,71	228095	519428	2,28
Entrada de água no scrubber	50	15	2401	10,70	567	567	1,00
Saída da bomba de água do gaseificador	51	154	2500	44,53	6414	14454	2,25
Potência fornecida gerador da turbina a vapor	52	—	—	—	24325	152981	6,29
Misturador de condensado	53	154	2401	44,53	6411	14425	2,25
Potência fornecida para a fábrica e concessionária	54	—	—	—	63875	227070	3,55
Potência fornecida pelo gerador da turbina a gás	55	—	—	—	68683	244164	3,55
Entrada de ar no ventilador da cald. de biom.	56	15	101	47,59	93	93	1,00
Purga da caldeira de biomassa	57	276	6000	0,62	37	0	0,00
Potência de acionamento da bomba d'água caldeira	58	—	—	—	591	2101	3,55
Potência para o compressor do gaseificador	59	—	—	—	3100	11021	3,55
Entrada de condensado na bomba d'água	60	135	400	58,88	7025	11968	1,70
Retorno de condensado da fábrica	61	90	400	98,24	7487	7487	1,00
Saída do condensado da bomba d'água	62	134	6000	58,88	7283	14069	1,93
Potência para ventilador de ar (caldeira)	63	—	—	—	332	1178	3,55
Potência para ventilador de ar da caldeira de biom.	64	—	—	—	778	2764	3,55
Saída dos gases do ventilador da caldeira de biom.	65	554	108	59,32	10810	13204	1,22
Água de reposição no misturador de baixa pressão	66	15	400	0,55	28	28	1,00
Potência para compressor de baixa pressão TG	67	—	—	—	49719	153488	3,09
Potência para o compressor de alta pressão TG	68	—	—	—	36547	112822	3,09
Purga da caldeira do HRSG	69	276	6000	0,55	28	0	0,00
Potência para bomba d'água do misturador	70	—	—	—	8	29	3,55
Água de reposição no misturador de água	71	15	1000	1,78	92	92	1,00
Saída do ar do aquecedor de ar do gaseificador	72	432	1664	49,04	13059	45020	3,45
Entrada da água no resfriador do ar do gaseificador	73	15	400	24,62	1255	1255	1,00
Saída da água no resfriador do ar do gaseificador	74	75	400	24,62	1626	5533	3,40

Anexo A.6 – Características dos equipamentos da configuração BLGCC com ar pressurizado.

Equipamentos	Nº	Custo exergético fuel (kJ/s)	Exergia do fuel (kJ/s)	k _{fuel}	Custo exergético Produto (kJ/s)	Exergia Produto (kJ/s)	k _{produto}	Efic. 2ª Lei (%)	Taxa de irrever (kJ/s)	(%)
Compressor de ar de baixa pressão da turbina a gás	1	153488	49719	3,09	153488	42941	3,57	86	6779	1,16
Compressor de ar de alta pressão da turbina a gás	2	112822	36547	3,09	112822	34014	3,32	93	2533	0,43
Câmara de combustão	3	683985	277221	2,47	683985	226774	3,02	82	50447	8,61
Turbina de alta	4	266310	87351	3,05	266310	86266	3,09	99	1086	0,19
Misturador na entrada da turbina de alta	5	705368	232977	3,03	705368	231365	3,05	99	1611	0,27
Turbina de baixa	6	244164	77331	3,16	244164	69377	3,52	90	7954	1,36
Misturador na entrada da turbina de baixa	7	459602	149973	3,06	459602	145564	3,16	97	4409	0,75
HRS	8	150872	48595	3,10	141533	33551	4,22	74	15044	2,57
Turbina a vapor	9	152981	29869	5,12	152981	24570	6,23	82	5299	0,90
Misturador - média pressão	10	148752	29090	5,11	148752	28841	5,16	99	249	0,04
Misturador - baixa pressão	11	164992	48222	3,42	164992	48191	3,42	100	31	0,01
Caldeira de biomassa	12	244300	237093	1,03	244300	37245	6,56	16	199848	34,10
Ventilador de gases	13	2764	778	3,55	2764	678	4,08	87	100	0,02
Aquecedor de ar-caldeira biom	14	7089	2156	3,29	7089	522	13,59	24	1634	0,28
Ventilador de ar-caldeira biom.	15	1178	332	3,55	1178	231	5,11	70	101	0,02
Misturador de condensado	16	14425	6575	2,19	14425	6411	2,25	98	164	0,03
Aquecedor da água-gaseificador	17	2201	268	8,23	2201	240	9,18	90	28	0,00
Bomba de água do condensado	18	29	8	3,55	29	3	8,48	42	5	0,00
Scrubber	19	519428	244861	2,12	519428	228095	2,28	93	16766	2,86
Aquecedor de água	20	14123	6650	2,12	12473	4229	2,95	72	2421	0,41
Evaporador de baixa pressão	21	71429	33631	2,12	58745	24324	2,42	88	9306	1,59
Bomba de água para as caldeiras	22	2101	591	3,55	2101	259	8,12	44	332	0,06
Divisor de água para as caldeiras	23	14069	7283	1,93	14069	7283	1,93	100	0	0,00
Compressor de ar-gaseificador	24	11021	3100	3,55	11021	2593	4,25	84	507	0,09
Aquecedor de ar do gaseificador	25	24561	7124	3,45	24561	5992	4,10	84	1133	0,19
Trocador de calor Syngas	26	9339	5548	1,68	9339	4101	2,28	74	1447	0,25
Gaseificador	27	606614	540692	1,12	606614	285611	2,12	53	255081	43,52
Gerador elétrico da turbina a gás	28	244164	69377	3,52	244164	68683	3,55	99	694	0,12
Divisor de potência elétrica	29	244164	68683	3,55	244164	68683	3,55	100	0	0,00
Gerador elétrico-turbina a vapor	30	152981	24570	6,23	152981	24325	6,29	0,99	246	0,04
Intercooler da turbina a gás	31	153903	43356	3,55	153903	43356	3,55	100	0	0,00
Divisor de ar após o compressor de alta pressão	32	41927	12162	3,45	41927	12162	3,45	100	0	0,00
Resfriador de ar do Gaseificador	33	4277	1241	3,45	4277	371	11,53	30	870	0,15
									586122	100

Anexo A.7 – Propriedades dos fluxos das configurações BLGCC com oxigênio pressurizado-1000°C.

Correntes	n°	Temp. (°C)	Pressão (kPa)	Vazão (kg/s)	Exergia (kJ/s)	Custo exergét (kJ/s)	K
Entrada do ar no compressor de baixa pressão	1	15	101	152,00	336	336	1,00
Entrada do ar no intercooler da turbina a gás	2	246	662	152,00	33487	113201	3,38
Entrada do ar no compressor de alta pressão	3	246	662	152,00	33487	113201	3,38
Ar de resfriamento dos bocais e palhetas	4	418	1698	26,94	10597	35569	3,36
Entrada de ar da câmara de combustão	5	418	1698	125,06	49201	165140	3,36
Ar de resfriamento para a turbina de alta pressão	6	418	1698	15,05	5920	19869	3,36
Ar de resfriamento para a turbina de baixa pressão	7	418	1698	11,89	4678	15700	3,36
Entrada de gás na câmara de combustão	8	183	2353	39,16	241232	527016	2,18
Entrada dos gases de combustão gases no bocal da turbina de alta	9	1343	1664	164,29	233809	692157	2,96
Entrada dos gases na turbina de alta	10	1280	1664	179,34	237871	712025	2,99
Entrada dos gases no bocal da turbina de baixa	11	1024	620	179,34	170931	511652	2,99
Entrada dos gases na turbina de baixa	12	992	620	191,23	173610	527353	3,04
Potência gerada pela turbina	13	—	—	—	90350	302062	3,34
Entrada dos gases de combustão no HRSG	14	613	104	191,23	74168	225291	3,04
Entrada dos gases de combustão no aquecedor de ar da caldeira de biomassa	15	200	102	191,23	21433	62698	2,93
Entrada de água do HRSG	16	148	6000	41,01	5743	13466	2,34
Entrada de água no superaquecedor do HRSG	17	276	6000	7,96	1115	3262	2,93
Entrada de água no aquecedor Syngas	18	278	6000	7,96	8656	16998	1,96
Entrada de vapor na turbina a vapor (HRSG)	19	450	6000	40,20	54390	189796	3,49
Entrada de vapor na turbina a vapor (Cald. Biom)	20	450	6000	49,77	67330	412911	6,13
Entrada de vapor no Misturador de Media Pressão	21	231	1000	29,69	27155	134462	4,95
Saída de vapor do misturador de media pressão	22	190	1000	30,73	26977	134516	4,99
Entrada de água no misturador de media pressão	23	15	1000	1,05	54	54	1,00
Potência gerada pela turbina a vapor	24	—	—	—	41095	247829	6,03
Entrada de condensado - misturador baixa pressão	25	146	400	60,28	44514	220416	4,95
Entrada de vapor no misturador de baixa pressão	26	146	430	4,78	3528	7817	2,22
Saída de vapor do misturador de baixa pressão	27	144	400	65,18	48039	228240	4,75
Entrada de biomassa na caldeira de biomassa	28	15	101	19,30	403839	403839	1,00
Entrada de ar na caldeira de biomassa	29	120	105	78,01	1406	10819	7,69
Entrada de água na caldeira de biomassa	30	148	6000	50,78	7112	16676	2,34
Saída de gases da caldeira de biomassa	31	295	102	97,24	18006	18424	1,02
Entrada de ar-aquecedor de ar da caldeira de biom.	32	22	107	78,01	551	2008	3,64
Saída de gases de combustão do aquecedor de ar da caldeira de biomassa	33	164	100	191,23	18421	53886	2,93
Entrada de licor negro no gaseificador	34	115	2500	34,24	513635	513635	1,00
Entrada do oxigênio no gaseificador	35	135	2700	12,09	4498	44016	9,79
Entrada do trocador gás-sólido	36	383	2500	18,19	11554	22688	1,96
Saída de smelt do trocador gás-sólido	37	140	2500	18,19	2111	0	0,00
Entrada de água no gaseificador	38	223	2450	35,65	4993	33438	6,70
Saída dos gases do gaseificador	39	383	2500	63,64	282466	554665	1,96

Saída de água do aquecedor de água	40	191	3060	235,37	46773	121429	2,60
Saída de água do saturador	41	157	2353	221,05	32713	71468	2,18
Retorno de água do tanque de "flash"	42	146	430	124,47	16534	36635	2,22
Saída da Bomba de água do tanque de "flash"	43	147	3060	124,47	16958	38637	2,28
Entrada de água no aquecedor de água	44	121	3060	234,60	24928	48746	1,96
Entrada de ar na planta de oxigênio	45	15	101	49,58	110	110	1,00
Saída de ar da planta de oxigênio	46	25	106	37,48	1005	9833	9,79
Entrada de gás gaseificado no Scrubber	47	224	2450	27,99	239977	471232	1,96
Descarga de fundo do Scrubber	48	108	2450	112,98	10499	0	0,00
Saída de gás do Scrubber	49	110	2401	24,84	228567	477056	2,09
Entrada de água no Scrubber	50	15	2450	109,83	5824	5824	1,00
Retorno de condensado para o gaseificador	51	130	2450	35,65	4141	10751	2,60
Saída de água da bomba de água do gaseificador	52	130	2450	35,65	4141	10751	2,60
Saída de gases do ventilador da caldeira de biom.	53	307	108	97,24	19179	22930	1,20
Água de reposição para o gaseificador	54	15	400	0,00	0	0	1,00
Saída do misturador de água do para o gaseificador	55	15	400	0,00	0	0	1,00
Entrada de ar no ventilador da caldeira de biom.	56	15	101	78,01	173	173	1,00
Purga da caldeira de biomassa	57	276	6000	1,02	61	0	0,00
Purga da caldeira do HRSG	58	276	6000	0,80	49	0	0,00
Água de reposição no misturador de baixa pressão	59	15	400	0,12	6	6	1,00
Entrada de condensado na bomba d'água	60	146	430	91,79	12192	27016	2,22
Retorno de condensado da fábrica	61	90	400	110,23	8401	8401	1,00
Saída do condensado da bomba d'água	62	148	6000	91,79	12855	30142	2,34
Saída da bomba de retorno de condensado	63	91	3060	110,13	8733	10109	1,16
Saída de água do tanque de "flash"	64	146	430	216,27	28726	63651	2,22
Potência para bomba d'água caldeira	65	—	—	—	926	3127	3,38
Potência para planta de oxigênio	66	15	400	0,00	15913	53739	3,38
Potência para o compressor de baixa pressão	67	—	—	—	36544	112865	3,09
Potência para o compressor de alta pressão	68	—	—	—	28334	87508	3,09
Potência para a bomba de água do tanque "flash"	69	—	—	—	593	2002	3,38
Potência para a bomba de condensado	70	—	—	—	506	1708	3,38
Potência para o ventilador de ar da cald. biom.	71	—	—	—	543	1835	3,38
Potência para o ventilador de gases da cald. biom.	72	—	—	—	1334	4506	3,38
Potência para a fábrica e concessionária	73	—	—	—	69631	235145	3,38
Potência do gerador da turbina a vapor	74	—	—	—	40684	247829	6,09
Potência para a bomba de água do gaseific.	75	—	—	—	0	0	3,38
Potência fornecida pelo gerador da turbina a gás	76	—	—	—	89447	302062	3,38

Anexo A.8 – Características dos equipamentos da configuração de BLGCC com oxigênio pressurizado-1000°C.

Equipamentos	n°	Custo exergético Fuel (kJ/s)	Exergia do fuel (kJ/s)	k _{fuel}	Custo exergético Produto (kJ/s)	Exergia Produto (kJ/s)	k _{produto}	Efic. 2ª Lei (%)	Taxa de irrever (kJ/s)	(%)
Compressor de baixa pressão da turbina a gás	1	112865	36544	3,09	112865	33150	3,40	91	3393	0,47
Compressor de alta pressão da turbina a gás	2	87508	28334	3,09	87508	26312	3,33	93	2022	0,28
Câmara de combustão	3	692157	290433	2,38	692157	233809	2,96	81	56624	7,92
Turbina de alta	4	200373	66940	2,99	200373	64878	3,09	97	2062	0,29
Misturador na entrada da turbina de alta	5	712025	239728	2,97	712025	237871	2,99	99	1858	0,26
Turbina de baixa	6	302062	99442	3,04	302062	90350	3,34	91	9092	1,27
Misturador na entrada da turbina de baixa	7	527353	175608	3,00	527353	173610	3,04	99	1998	0,28
HRSG	8	176330	60277	2,93	176330	48647	3,62	81	11630	1,63
Turbina a vapor	9	247829	50051	4,95	247829	41095	6,03	82	8956	1,25
Misturador - média pressão	10	134516	27209	4,94	134516	26977	4,99	99	233	0,03
Misturador - baixa pressão	11	228240	48049	4,75	228240	48039	4,75	100	10	0,00
Caldeira de biomassa	12	396235	387240	1,02	396235	60218	6,58	16	327022	45,75
Ventilador de gases	13	4506	1334	3,38	4506	1173	3,84	88	161	0,02
Aquecedor de ar-caldeira biom.	14	8811	3012	2,93	8811	855	10,30	28	2157	0,30
Ventilador de ar-caldeira biom.	15	1835	543	3,38	1835	378	4,85	70	165	0,02
Misturador cond. - gaseificador	16	10751	4141	2,60	10751	4141	2,60	100	0	0,00
Aquecedor da água-gaseificador	17	22688	9443	2,40	22688	852	26,64	9	8591	1,20
Bomba de água do gaseificador	18	0	0	0,00	0	0	0,00	0	0	0,00
Scrubber	19	477056	245801	1,94	477056	228567	2,09	93	17234	2,41
Divisor de ar	20	35569	10597	3,36	35569	10597	3,36	100	0	0,00
Aquecedor de água	21	83434	42489	1,96	83434	25986	3,21	61	16503	2,31
Bomba de água para a caldeira	22	3127	926	3,38	3127	663	4,72	72	263	0,04
Divisor água cald. Biom./HRSG	23	30142	12855	2,34	30142	12855	2,34	100	0	0,00
Saturador	24	598485	275340	2,17	598485	273945	2,18	99	1394	0,20
Flash Tanque	25	71468	32713	2,18	71468	32255	2,22	99	459	0,06
Divisor de água do flash tanque	26	63651	28726	2,22	63651	28726	2,22	100	0	0,00
Bomba água do flash tanque	27	2002	593	3,38	2002	424	4,72	72	169	0,02
Gaseificador	28	591089	523125	1,13	577353	294020	1,96	58	229106	32,05
Gerador elétrico da turbina a gás	29	302062	90350	3,34	302062	89447	3,38	99	904	0,13
Divisor de potência elétrica	30	302062	89447	3,38	302062	89447	3,38	100	0	0,00
Gerador elétrico-turbina a vapor	31	247829	41095	6,03	247829	40684	6,09	99	411	0,06
Misturador do tanque "flash"	32	48746	25691	1,90	48746	24928	1,96	97	764	0,11
Bomba de condensado da fábrica	33	1708	506	3,38	1708	332	5,14	66	173	0,02
Planta de produção de oxigênio	34	53848	16023	3,36	44016	4498	9,79	34	11525	1,61
Resfriador compressores TG	35	113201	33487	3,38	113201	33487	3,38	100	0	0,00
									714878	100

Anexo A.9 – Propriedades dos fluxos da configuração BLGCC com oxigênio pressurizado-1400°C

Correntes	n°	Temp. (°C)	Pressão (kPa)	Vazão (kg/s)	Exergia (kJ/s)	Custo exergét (kJ/s)	K
Entrada do ar no compressor de baixa pressão	1	15	101	152,00	336	336	1,00
Entrada do ar no intercooler da turbina a gás	2	246	662	152,00	33487	146729	4,38
Entrada do ar no compressor de alta pressão	3	246	662	152,00	33487	146729	4,38
Ar de resfriamento dos bocais e palhetas	4	418	1698	69,05	27167	118225	4,35
Entrada de ar da câmara de combustão	5	418	1698	82,95	32632	142008	4,35
Ar de resfriamento para a turbina de alta pressão	6	418	1698	11,72	4612	20070	4,35
Ar de resfriamento para a turbina de baixa pressão	7	418	1698	57,33	22555	98155	4,35
Entrada de gás na câmara de combustão	8	186	2353	41,48	197562	565625	2,86
Entrada dos gases de combustão gases no bocal da turbina de alta	9	1343	1664	124,47	184797	707634	3,83
Entrada dos gases na turbina de alta	10	1280	1664	136,20	187815	727704	3,87
Entrada dos gases no bocal da turbina de baixa	11	949	428	136,20	120738	467807	3,87
Entrada dos gases na turbina de baixa	12	814	428	193,53	132552	565961	4,27
Potência gerada pela turbina	13	—	—	—	47794	299091	6,26
Entrada dos gases de combustão no HRSG	14	540	104	193,53	62503	266870	4,27
Entrada dos gases de combustão no aquecedor de ar da caldeira de biomassa	15	213	102	193,53	22318	89840	4,03
Entrada de água do HRSG	16	148	6000	34,67	4856	15582	3,21
Entrada de água no superaquecedor do HRSG	17	276	6000	10,43	1461	5882	4,03
Entrada de água no aquecedor Syngas	18	278	6000	10,43	11344	30393	2,68
Entrada de vapor na turbina a vapor (HRSG)	19	450	6000	33,99	45992	217124	4,72
Entrada de vapor na turbina a vapor (Cald. Biom)	20	450	6000	56,12	75927	478198	6,30
Entrada de vapor no Misturador de Media Pressão	21	231	1000	29,74	27199	155124	5,70
Saída de vapor do misturador de media pressão	22	190	1000	30,78	27021	155178	5,74
Entrada de água no misturador de media pressão	23	15	1000	1,05	54	54	1,00
Potência gerada pela turbina a vapor	24	—	—	—	41162	285912	6,95
Entrada de condensado - misturador baixa pressão	25	146	400	60,38	44587	254286	5,70
Entrada de vapor no misturador de baixa pressão	26	146	430	4,61	3402	9875	2,90
Saída de vapor do misturador de baixa pressão	27	144	400	65,10	47985	264168	5,51
Entrada de biomassa na caldeira de biomassa	28	15	101	21,77	455400	455400	1,00
Entrada de ar na caldeira de biomassa	29	120	105	87,97	1586	18103	11,42
Entrada de água na caldeira de biomassa	30	148	6000	57,27	8020	25733	3,21
Saída de gases da caldeira de biomassa	31	295	102	109,65	20304	21038	1,04
Entrada de ar-aquecedor de ar da caldeira de biom.	32	22	107	87,97	621	4068	6,55
Saída de gases de combustão do aquecedor de ar da caldeira de biomassa	33	173	100	193,53	18831	75804	4,03
Entrada de licor negro no gaseificador	34	115	2500	34,24	513635	513635	1,00
Entrada do oxigênio no gaseificador	35	135	2700	14,89	5538	101360	18,30
Entrada do trocador gás-sólido	36	383	2500	25,48	19574	52444	2,68
Saída de smelt do trocador gás-sólido	37	126	2500	25,48	2343	0	0,00
Entrada de água no gaseificador	38	223	2450	35,50	4972	64406	12,95
Saída dos gases do gaseificador	39	383	2500	59,15	224858	602446	2,68

Saída de água do aquecedor de água	40	191	3060	234,46	46592	150907	3,24
Saída de água do saturador	41	156	2353	219,90	32447	92897	2,86
Retorno de água do tanque de "flash"	42	146	430	123,35	16385	47567	2,90
Saída da Bomba de água do tanque de "flash"	43	147	3060	123,35	16806	51280	3,05
Entrada de água no aquecedor de água	44	121	3060	233,86	24807	62906	2,54
Entrada de ar na planta de oxigênio	45	15	101	61,05	135	135	1,00
Saída de ar da planta de oxigênio	46	25	106	46,16	1237	22643	18,30
Entrada de gás gaseificado no Scrubber	47	199	2450	28,37	187676	502826	2,68
Descarga de fundo do Scrubber	48	102	2450	91,75	8050	0	0,00
Saída de gás do Scrubber	49	110	2401	26,92	184527	507615	2,75
Entrada de água no Scrubber	50	15	2450	90,30	4789	4789	1,00
Retorno de condensado para o gaseificador	51	131	2450	30,78	3588	11620	3,24
Saída de água da bomba de água do gaseificador	52	116	2450	35,50	3569	11962	3,35
Saída de gases do ventilador da caldeira de biom.	53	307	108	109,65	21627	30550	1,41
Água de reposição para o gaseificador	54	15	2450	4,72	250	343	1,37
Saída do misturador de água do para o gaseificador	55	15	400	4,72	241	241	1,00
Entrada de ar no ventilador da caldeira de biom.	56	15	101	87,97	195	195	1,00
Purga da caldeira de biomassa	57	276	6000	1,15	69	0	0,00
Purga da caldeira do HRSG	58	276	6000	0,68	41	0	0,00
Água de reposição no misturador de baixa pressão	59	15	400	0,12	6	6	1,00
Entrada de condensado na bomba d'água	60	146	430	91,94	12213	35454	2,90
Retorno de condensado da fábrica	61	90	400	110,45	8418	8418	1,00
Saída do condensado da bomba d'água	62	148	6000	91,94	12876	41315	3,21
Saída da bomba de retorno de condensado	63	91	3060	110,51	8763	11626	1,33
Saída de água do tanque de "flash"	64	146	430	215,29	28598	83021	2,90
Potência para bomba d'água caldeira	65	—	—	—	927	5861	6,32
Potência para planta de oxigênio	66	15	400	0,00	19596	123868	6,32
Potência para o compressor de baixa pressão	67	0	0	0,00	36544	146393	4,01
Potência para o compressor de alta pressão	68	—	—	—	28334	113504	4,01
Potência para a bomba de água do tanque "flash"	69	—	—	—	587	3713	6,32
Potência para a bomba de condensado	70	—	—	—	507	3208	6,32
Potência para o ventilador de ar da cald. biom.	71	—	—	—	613	3873	6,32
Potência para o ventilador de gases da cald. biom.	72	—	—	—	1505	9512	6,32
Potência para a fábrica e concessionária	73	—	—	—	23565	148954	6,32
Potência do gerador da turbina a vapor	74	—	—	—	40750	285912	7,02
Potência para a bomba de água do gaseific.	75	—	—	—	16	102	6,32
Potência fornecida pelo gerador da turbina a gás	76	—	—	—	47316	299091	6,32

Anexo A.10 – Características dos equipamentos da configuração BLGCC com oxigênio pressurizado-1400°C.

Equipamentos	nº	Custo exergético Fuel (kJ/s)	Exergia do fuel (kJ/s)	K _{fuel}	Custo exergético Produto (kJ/s)	Exergia Produto (kJ/s)	k _{produto}	Efic. 2ª Lei (%)	Taxa de irrever (kJ/s)	(%)
Compressor de baixa pressão da turbina a gás	1	146393	36544	4,01	146393	33150	4,42	91	3393	0,42
Compressor de alta pressão da turbina a gás	2	113504	28334	4,01	113504	26312	4,31	93	2022	0,25
Câmara de combustão	3	707634	230194	3,07	707634	184797	3,83	80	45397	5,60
Turbina de alta	4	259897	67078	3,87	259897	64878	4,01	97	2200	0,27
Misturador na entrada da turbina de alta	5	727704	189409	3,84	727704	187815	3,87	99	1594	0,20
Turbina de baixa	6	299091	70049	4,27	299091	47794	6,26	68	22255	2,74
Misturador na entrada da turbina de baixa	7	565961	143292	3,95	565961	132552	4,27	93	10741	1,32
HRSG	8	201542	50067	4,03	201542	41135	4,90	82	8932	1,10
Turbina a vapor	9	285912	50132	5,70	285912	41162	6,95	82	8970	1,11
Misturador - média pressão	10	155178	27254	5,69	155178	27021	5,74	99	233	0,03
Misturador - baixa pressão	11	264168	47995	5,50	264168	47985	5,51	100	10	0,00
Caldeira de biomassa	12	452465	436681	1,04	452465	67906	6,66	16	368775	45,47
Ventilador de gases	13	9512	1505	6,32	9512	1323	7,19	88	182	0,02
Aquecedor de ar-caldeira biom.	14	14035	3487	4,03	14035	964	14,55	28	2522	0,31
Ventilador de ar-caldeira biom.	15	3873	613	6,32	3873	427	9,08	70	186	0,02
Misturador cond. - gaseificador	16	11962	3838	3,12	11962	3569	3,35	93	268	0,03
Aquecedor da água-gaseificador	17	52444	17231	3,04	52444	1403	37,38	8	15828	1,95
Bomba de água do gaseificador	18	102	16	6,32	102	9	10,79	59	7	0,00
Scrubber	19	507615	192464	2,64	507615	184527	2,75	96	7938	0,98
Divisor de ar	20	118225	27167	4,35	118225	27167	4,35	100	0	0,00
Aquecedor de água	21	99620	37182	2,68	99620	25373	3,93	68	11809	1,46
Bomba de água para a caldeira	22	5861	927	6,32	5861	664	8,83	72	264	0,03
Divisor água cald. Biom./HRSG	23	41315	12876	3,21	41315	12876	3,21	100	0	0,00
Saturador	24	658522	231119	2,85	658522	230009	2,86	100	1110	0,14
Flash Tanque	25	92897	32447	2,86	92897	32000	2,90	99	447	0,06
Divisor de água do flash tanque	26	83021	28598	2,90	83021	28598	2,90	100	0	0,00
Bomba água do flash tanque	27	3713	587	6,32	3713	420	8,83	72	167	0,02
Gaseificador	28	679401	524146	1,30	654890	244432	2,68	48	279714	34,49
Gerador elétrico da turbina a gás	29	299091	47794	6,26	299091	47316	6,32	99	478	0,06
Divisor de potência elétrica	30	299091	47316	6,32	299091	47316	6,32	100	0	0,00
Gerador elétrico-turbina a vapor	31	285912	41162	6,95	285912	40750	7,02	99	412	0,05
Misturador do tanque "flash"	32	62906	25569	2,46	62906	24807	2,54	97	762	0,09
Bomba de condensado da fábrica	33	3208	507	6,32	3208	345	9,29	68	162	0,02
Planta de produção de oxigênio	34	124003	19731	6,28	101360	5538	18,30	34	14192	1,75
Resfriador compressores TG	35	146729	33487	4,38	146729	33487	4,38	100	0	0,00
									810969	100

Anexo B – Consumo de energia de empresas de papel e celulose do Brasil (Velázquez, 2000).

Empresa		A	B	C	D	E	F	Média
Produção(t/d)	Celulose	1300	1660	923	850	1580	1396	1285
	Papel	1500	960	767	700	700	1500	1021
	Rel Cel./Papel	0,87	1,73	1,20	1,21	2,26	0,93	1,37
Licor negro								
Consumo (t/d)		1968	2343	1461	1030	1250	1815	1645
Relação licor/celulose (t/t)		1,51	1,41	1,58	1,21	0,79	1,30	1,30
Relação licor/celulose (GJ/t cel)		18,84	15,53	19,70	11,02	9,78	18,75	15,61
PCI	Kcal/kg	3020	2670	3020	2206	3000	3500	2903
	KJ/kg	12447	11004	12447	9092	12365	14425	11963
Biomassa								
Consumo (t/d)		538	1296	292	358	750	660	649
Relação biomassa celulose (t/t)		0,41	0,78	0,32	0,42	0,47	0,47	0,48
Relação biomassa/celulose (GJ/t cel)		5,12	7,00	3,91	6,74	5,87	5,85	5,75
PCI	Kcal/kg	3000	2175	3000	3885	3000	3000	3010
	KJ/kg	12365	8964	12365	16012	12365	12365	12406
Rendimentos								
Caldeira de recuperação		0,70	0,45	0,55	0,50	0,57	0,60	0,56
Caldeira de biomassa		0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Turbina a vapor		0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Consumo de energia na planta								
Eletricidade	MWh/mês	31320	34000	32501	33278	58320	44969	39065
	MWh/dia	1160	1259	1204	1233	2160	1666	1447
Demanda média	MW	48	52	50	51	90	69	60
Relação=Cons. Elec./prod. Cel (kWh/t)		892	759	1304	1450	1367	1193	1161
Relação=Cons. Elec./prod. Pap (kWh/t)		773	1312	1569	1761	3086	1110	1602
Autogeração	MWh/mês	13154	14094	21298	27000	36720	39172	25240
	MWh/dia	487	522	789	1000	1360	1451	935
Demanda média	MW	20	22	33	42	57	60	39
	% gerada	42	41	66	81	63	87	63
Eletricidade comprada	MWh/mês	18166	19906	11203	6278	21600	5797	13825
	MWh/dia	673	737	415	233	800	215	512
Demanda média	MW	28	31	17	10	33	9	21
	% gerada	58	59	34	19	37	13	37
Consumo vapor na planta								
Vapor total produzido	T/dia	6000	6652	6480	6120	7680	5215	6358
	T/hora	250	277	270	255	320	217	265
Vapor saturado 10 atm	T/dia	1920	5112	1680	1320	3120	4299	2909
	T/hora	80	213	70	55	130	179	121
	Relação	32	77	26	22	41	82	47
Vapor saturado 4 atm	T/dia	4080	1540	4800	4800	4560	916	3449
	MWh/dia	170	64	200	200	190	38	144
	Relação	68	23	74	78	59	18	53
Relação=Vap.tot/prod. Cel (t v/t)		4,62	4,01	7,02	7,20	4,86	3,74	5,24
Relação=Vap.tot/prod. papel(t v/t)		4,00	6,93	8,45	8,74	10,97	3,48	7,09

Anexo C.1 - Produção de celulose e papel mundial e de países considerados os maiores fabricantes e consumidores (unidade: 10⁵ ton/ano) - (FAOSTAT, 2003).

País	Ano	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998
Brasil	Celulose	3036	3370	3556	3519	3753	3908	3926	4054	4423	4364	4769	5298	5501	5831	5909	6225	6342	6720
	Papel	3104	3331	3428	3770	4024	4327	4714	4687	4808	4846	4890	4915	5354	5732	5858	5887	6477	6526
	Total	6140	6701	6984	7289	7759	8435	8640	8741	9231	9210	9659	10213	10855	11563	11767	12112	12819	13246
Canadá	Celulose	19041	16827	19044	20270	20040	21330	22602	23072	23601	22839	23262	22629	22911	24692	25442	24403	24874	23643
	Papel	13835	12408	13353	14222	14448	15259	16044	16639	16555	16466	16559	16585	17557	18348	18713	18414	18909	18875
	Total	32876	29235	32397	34492	34488	36589	38646	39711	40156	39305	39821	39214	40468	43040	44155	42817	43843	42518
Estados Unidos de América	Celulose	46631	44295	46819	49607	48296	51056	53178	54590	55285	56397	57893	58213	57226	64732	59909	58468	59600	58767
	Papel	57667	54899	58804	62366	60959	64444	67532	69587	69514	71965	72724	75161	77250	80945	85526	84046	88511	86451
	Total	104298	99194	105623	111973	109255	115500	120710	124177	124799	128362	130617	133374	134476	145677	145435	142514	148111	145218
Suécia	Celulose	8433	7609	8568	9193	9079	9380	9972	10307	10338	9919	9769	9590	9953	10168	10187	9847	10497	10549
	Papel	2465	2473	2562	2751	2658	2629	2654	2770	2815	2768	2476	2297	2058	1934	1950	1816	1958	1950
	Total	10898	10082	11130	11944	11737	12009	12626	13077	13153	12687	12245	11887	12011	12102	12137	11663	12455	12499
Alemanha	Celulose	2465	2473	2562	2751	2658	2629	2654	2770	2815	2768	2476	2297	2058	1934	1950	1816	1958	1950
	Papel	9086	9045	9417	10438	10475	10729	11278	11938	12610	13224	12904	13214	13034	14457	14827	14733	15930	16311
	Total	11551	11518	12079	13189	13133	13358	13932	14708	15425	15992	15380	15511	15092	16391	16777	16549	17888	18261
Finlândia	Celulose	7142	6522	6979	7827	7837	7827	8339	8842	8934	8765	8413	8541	9338	9962	10088	9693	11089	11355
	Papel	6135	5895	6388	7318	7447	7549	8011	8652	8754	8968	8777	9153	9900	10909	10942	10442	12149	12703
	Total	13277	12417	13367	15145	15284	15376	16340	17494	17708	17733	17190	17694	19328	20871	21030	20135	23238	24058
França	Celulose	1693	1755	1862	2045	1785	2037	2115	2073	2409	2418	2453	2747	2540	2788	2819	2517	2832	2677
	Papel	5148	5067	5263	5566	5150	5583	5581	6313	6754	7049	7442	7691	7975	8701	8619	8556	9143	9161
	Total	6841	6822	7125	7611	6935	7620	7696	8386	9163	9467	9895	10438	10515	11489	11438	11073	11975	11838
Japão	Celulose	8356	8361	8601	8892	9040	9075	9548	10237	10797	11151	11557	11032	10448	10439	10980	11065	11379	10921
	Papel	16980	17453	18441	19345	20469	21062	22537	24625	26809	28088	29053	28324	27764	28527	29664	30014	31014	29886
	Total	25336	25814	27042	28237	29509	30137	32085	34862	37606	39239	40610	39356	38212	38966	40644	41079	42393	40807
Reino Unido	Celulose	336	282	346	380	562	798	778	842	1188	1486	1486	1236	1108	1252	1278	1150	1246	1168
	Papel	3379	3227	3208	3591	3712	3941	4184	4295	4475	4824	4951	5152	5282	5829	6093	6189	6479	6477
	Total	3715	3509	3554	3971	4274	4739	4962	5137	5663	6310	6437	6388	6390	7081	7371	7339	7725	7645
Grupo analisado	Celulose	97133	91494	98337	104484	103032	108040	113112	116787	119810	120107	122078	121583	121083	131798	128562	125184	129817	127749
	Papel	117799	113798	120964	129367	129342	135723	142535	149506	153094	158198	159776	162492	166264	175382	182192	180097	190630	188340
	Total	214932	205292	219301	233851	232374	243763	255647	266293	272904	278305	281854	284075	287347	307180	310754	305281	320447	316090
Mundo	Celulose	127743	122387	131211	139027	141769	148093	156543	162755	166982	165874	167217	165214	166113	178899	183500	168873	178362	177445
	Papel	170979	167271	177298	189999	192941	203279	214636	227546	233162	240099	243336	246061	252707	268818	282591	284302	301316	301668
	Total	298722	289658	308509	329026	334710	351372	371179	390300	400143	405972	410553	411276	418820	447718	466091	453174	479678	479113

Anexo C.2 - Participação de vários países considerados grandes fabricantes e consumidores de papel e celulose em relação ao total produzido- (FAOSTAT, 2003).

País	Ano	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998
Brasil	Celulose	2,38	2,75	2,71	2,53	2,63	2,64	2,51	2,49	2,65	2,63	2,85	3,21	3,31	3,26	3,22	3,69	3,56	3,79
	Papel	1,82	1,99	1,93	1,98	2,09	2,23	2,20	2,06	2,06	2,02	2,01	2,00	2,12	2,13	2,07	2,07	2,15	2,16
	Total	2,06	2,31	2,26	2,22	2,32	2,40	2,33	2,24	2,31	2,27	2,35	2,48	2,59	2,58	2,52	2,67	2,67	2,76
Canadá	Celulose	14,91	13,75	14,51	14,58	14,14	14,40	14,44	14,18	14,13	13,77	13,91	13,70	13,79	13,80	13,86	14,45	13,95	13,32
	Papel	8,09	7,42	7,53	7,49	7,49	7,51	7,47	7,31	7,10	6,86	6,80	6,74	6,95	6,83	6,62	6,48	6,30	6,26
	Total	11,01	10,09	10,50	10,48	10,30	10,41	10,41	10,17	10,04	9,68	9,70	9,53	9,66	9,61	9,47	9,45	9,14	8,87
Estados Unidos de	Celulose	36,50	36,19	35,68	35,68	34,07	34,48	33,97	33,54	33,11	34,00	34,62	35,23	34,45	36,18	32,65	34,62	33,42	33,12
	Papel	33,73	32,82	33,17	32,82	31,59	31,70	31,46	30,58	29,81	29,97	29,89	30,55	30,57	30,11	30,26	29,56	29,37	28,66
	Total	34,91	34,25	34,24	34,03	32,64	32,87	32,52	31,82	31,19	31,62	31,81	32,43	32,11	32,54	31,20	31,45	30,88	30,31
Suécia	Celulose	6,60	6,22	6,53	6,61	6,40	6,33	6,37	6,33	6,19	5,98	5,84	5,80	5,99	5,68	5,55	5,83	5,89	5,94
	Papel	1,44	1,48	1,45	1,45	1,38	1,29	1,24	1,22	1,21	1,15	1,02	0,93	0,81	0,72	0,69	0,64	0,65	0,65
	Total	3,65	3,48	3,61	3,63	3,51	3,42	3,40	3,35	3,29	3,13	2,98	2,89	2,87	2,70	2,60	2,57	2,60	2,61
Alemanha	Celulose	1,93	2,02	1,95	1,98	1,87	1,78	1,70	1,70	1,69	1,67	1,48	1,39	1,24	1,08	1,06	1,08	1,10	1,10
	Papel	5,31	5,41	5,37	5,49	5,43	5,28	5,25	5,25	5,41	5,51	5,30	5,37	5,16	5,38	5,25	5,18	5,29	5,41
	Total	3,87	3,98	3,92	4,01	3,92	3,80	3,75	3,77	3,85	3,94	3,75	3,77	3,60	3,66	3,60	3,65	3,73	3,81
Finlândia	Celulose	5,59	5,33	5,32	5,63	5,53	5,29	5,33	5,43	5,36	5,28	5,03	5,17	5,62	5,57	5,50	5,74	6,22	6,40
	Papel	3,59	3,52	3,60	3,85	3,86	3,71	3,73	3,80	3,75	3,74	3,61	3,72	3,95	4,06	3,87	3,67	4,03	4,21
	Total	4,44	4,29	4,33	4,60	4,57	4,38	4,40	4,48	4,43	4,37	4,19	4,30	4,61	4,66	4,51	4,44	4,84	5,02
França	Celulose	1,33	1,43	1,42	1,47	1,26	1,38	1,35	1,27	1,44	1,46	1,47	1,66	1,53	1,56	1,54	1,49	1,59	1,51
	Papel	3,01	3,03	2,97	2,93	2,67	2,75	2,60	2,77	2,90	2,94	3,06	3,13	3,16	3,24	3,05	3,01	3,03	3,04
	Total	2,29	2,36	2,31	2,31	2,07	2,17	2,07	2,15	2,29	2,33	2,41	2,54	2,51	2,57	2,45	2,44	2,50	2,47
Japão	Celulose	6,54	6,83	6,56	6,40	6,38	6,13	6,10	6,29	6,47	6,72	6,91	6,68	6,29	5,84	5,98	6,55	6,38	6,15
	Papel	9,93	10,43	10,40	10,18	10,61	10,36	10,50	10,82	11,50	11,70	11,94	11,51	10,99	10,61	10,50	10,56	10,29	9,91
	Total	8,48	8,91	8,77	8,58	8,82	8,58	8,64	8,93	9,40	9,67	9,89	9,57	9,12	8,70	8,72	9,06	8,84	8,52
Reino Unido	Celulose	0,26	0,23	0,26	0,27	0,40	0,54	0,50	0,52	0,71	0,90	0,89	0,75	0,67	0,70	0,70	0,68	0,70	0,66
	Papel	1,98	1,93	1,81	1,89	1,92	1,94	1,95	1,89	1,92	2,01	2,03	2,09	2,09	2,17	2,16	2,18	2,15	2,15
	Total	1,24	1,21	1,15	1,21	1,28	1,35	1,34	1,32	1,42	1,55	1,57	1,55	1,53	1,58	1,58	1,62	1,61	1,60
Grupo analisado	Celulose	76,04	74,76	74,95	75,15	72,68	72,95	72,36	71,76	71,75	72,41	73,01	73,59	72,89	73,67	70,06	74,13	72,78	71,99
	Papel	68,90	68,03	68,23	68,09	67,04	66,77	66,41	65,70	65,66	65,89	65,66	66,04	65,79	65,24	64,47	63,55	63,27	62,43
	Total	71,95	70,87	71,08	71,07	69,43	69,37	68,87	68,23	68,20	68,55	68,65	69,07	68,61	68,61	66,67	67,37	66,80	65,97
Mundo	Celulose	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
	Papel	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
	Total	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Anexo C.3 - Porcentagem de papel e celulose produzido de vários países considerados grandes fabricantes e consumidores de papel e celulose (FAOSTAT, 2003).

Pais	Ano	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998
Brasil	Celulose	49	50	51	48	48	46	45	46	48	47	49	52	51	50	50	51	49	51
	Papel	51	50	49	52	52	54	55	54	52	53	51	48	49	50	50	49	51	49
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Canadá	Celulose	58	58	59	59	58	58	58	58	59	58	58	58	57	57	58	57	57	56
	Papel	42	42	41	41	42	42	42	42	41	42	42	42	43	43	42	43	43	44
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Estados Unidos de América	Celulose	45	45	44	44	44	44	44	44	44	44	44	44	43	44	41	41	40	40
	Papel	55	55	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	57	56	59	59	60	60
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Suécia	Celulose	77	75	77	77	77	78	79	79	79	78	80	81	83	84	84	84	84	84
	Papel	23	25	23	23	23	22	21	21	21	22	20	19	17	16	16	16	16	16
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Alemanha	Celulose	21	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	15	14	12	12	11	11	11
	Papel	79	79	79	79	80	80	81	81	82	83	84	85	86	88	88	89	89	89
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Finlândia	Celulose	54	53	52	52	51	51	51	51	51	49	49	48	48	48	48	48	48	47
	Papel	46	47	48	48	49	49	49	49	49	51	51	52	52	52	52	52	52	53
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
França	Celulose	25	26	26	27	26	27	27	25	26	26	25	26	24	24	25	23	24	23
	Papel	75	74	74	73	74	73	73	75	74	74	75	74	76	76	75	77	76	77
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Japão	Celulose	33	32	32	31	31	30	30	29	29	28	28	28	27	27	27	27	27	27
	Papel	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	72	73	73	73	73	73	73
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Reino Unido	Celulose	9	8	10	10	13	17	16	16	21	24	23	19	17	18	17	16	16	15
	Papel	91	92	90	90	87	83	84	84	79	76	77	81	83	82	83	84	84	85
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Grupo analisado	Celulose	45	45	45	45	44	44	44	44	44	43	43	43	42	43	41	41	41	40
	Papel	55	55	55	55	56	56	56	56	56	57	57	57	58	57	59	59	59	60
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Mundo	Celulose	43	42	43	42	42	42	42	42	42	41	41	40	40	40	39	37	37	37
	Papel	57	58	57	58	58	58	58	58	58	59	59	60	60	60	61	63	63	63
	Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Anexo D - Programa e modelagem realizada para simular configurações de BLGCC.

Descreve-se neste capítulo a lógica dos programas desenvolvidos para simular as configurações de BLGCC. Dada a similaridade entre as configurações e seus programas, optou-se por apresentar a estrutura do programa para uma das configurações analisadas, sendo a configuração escolhida a BLGCC com gaseificação atmosférica. O programa foi desenvolvido de modo sequencial e iterativo, procurando a obtenção de valores convergentes para as condições de operação, e prever a operação de equipamentos como: gaseificador, turbina a gás, turbina a vapor, bombas, HRSG.

Um elemento básico do programa e também das rotinas é o procedimento numérico, de natureza iterativa, utilizado para a solução aproximada de sistemas de equações não lineares. Optou-se por utilizar o método de Newton modificado (Burden e Faires, 1988) para essa aproximação. No procedimento adotado o Jacobiano foi aproximado em cada iteração por derivação numérica das funções correspondentes. Desde que a estimativa inicial seja adequada, a convergência do processo é bastante rápida, dado o caráter quadrático da convergência obtida pelo método de Newton.

O dados necessários para iniciar o programa são: a produção de celulose; extração de vapor na turbina a vapor; quantidade de biomassa a ser adicionada (quantidade de energia que utilizada na queima da biomassa); tipo de empresa a ser analisada com o objetivo de se identificar o consumo de energia elétrica e térmica requerida pela empresa.

A seguir são descritas as subrotinas ("procedures") utilizadas na modelagem da configuração de gaseificação de licor negro com ar atmosférico. Apresenta-se uma breve descrição de cada subrotina ("procedure") e a janela de transferência de dados, e também a nomenclatura das variáveis utilizadas nas subrotinas.

Procedure dados_ciclo: informa as características da configuração analisada. A seguir apresenta-se a janela de acesso.

dados_ciclo(Saída: DifTemp_Troc, DifTemp_TrocGas, perdcargases, licor_baseseca, T_licor_Gatm, P_licor_Gatm, PCSlicor, PCIllicor, Biomassa_baseseca, T_bio, P_bio, PCSbiom, PCIbiom, p_atm, T_atm, T_vapProcB, P_vapProcB, T_vapProcM, P_vapProcM, m_cond, T_cond, P_cond, TagrepB, Pagrepb, TagrepM, PagrepM, T_entHRSG, P_entHRSG, P_saiHRSG, T_saiHRSG, PINCH, APROACH, relarbiomrealmas, eficaldBio, purga, P_ArTGE, T_ArTGE, T_TIT_TG, m_ArTGE, T_projCC, T_TIT, T_gasTGE, Efic_comprL, Efic_comprH, Efic_turbL, Efic_turbH, EfimeccompL, EfimeccompH, EfimecturbL, EfimecturbH, Perda_FiltroE,

efibomba,Efic_vent,P_vapB,P_vapM,Efic_TurbVapA,Efic_TurbVapB,EficmecTV,efigerador);

Nomenclatura:

DifTemp_Troc: diferença de temperatura mínima no trocador de calor líquido-gás (°C);

DifTemp_TrocGas: diferença de temperatura mínima no trocador de calor gás-gás (°C);

Perdcargases: perda de carga do lado dos gases (%);

Licor_baseseca: porcentagem de sólido no licor negro (%);

T_licor_Gatm: temperatura do licor negro na entrada do gaseificador (°C);

P_licor_Gatm: pressão do licor negro na entrada do gaseificador (kPa);

PCSlicor: poder calorífico superior do licor negro-base seca (kJ/kg);

PCIllicor: poder calorífico inferior do licor negro-base seca (kJ/kg);

Biomassa_baseseca: porcentagem de sólido na biomassa (%);

T_bio: temperatura da biomassa na entrada do gaseificador (°C);

P_bio: pressão da biomassa na entrada do gaseificador (kPa);

PCSbiom: poder calorífico superior da biomassa-base seca (kJ/kg);

PClbiom: poder calorífico inferior da biomassa-base seca (kJ/kg);

p_atm: pressão atmosférica local;

T_atm: temperatura atmosférica local;

T_vapProcB: temperatura do vapor de baixa pressão (°C);

P_vapProcB: pressão do vapor de baixa pressão (kPa);

T_vapProcM: temperatura do vapor de média pressão (°C);

P_vapProcM: pressão do vapor de média pressão (kPa);

m_cond: retorno de condensado da fábrica – chute inicial (kg/s);

T_cond: temperatura do condensado que retorna da fábrica (°C);

P_cond: pressão do condensado que retorna da fábrica (°C);

TagrepB: temperatura do vapor na saída da turbina a vapor de baixa pressão (°C);

PagrepB: pressão do vapor na saída da turbina a vapor de baixa pressão (kPa);

TagrepM: temperatura do vapor na saída da turbina a vapor de alta pressão (°C);

PagrepM: pressão do vapor na saída da turbina a vapor de alta pressão (kPa);

T_entHRSG: temperatura da água na entrada do HRSG (°C);

P_entHRSG: pressão da água na entrada do HRSG (kPa);

P_saiHRSG: pressão da água na saída do HRSG (kPa);

T_saiHRSG: temperatura da água na saída do HRSG (°C);

PINCH: diferença de temperatura entre o gás e líquido na região de "pinch" no HRSG (°C);

APROACH: Diferença de temperatura de "approach" do HRSG (°C);

Relarbiomrealmas: relação ar-combustível da biomassa (kg/kg);

EficaldBio: eficiência da caldeira de biomassa (45 %);

Purga: purga nas caldeiras e HRSG para evitar problemas de corrosão e incrustação (2% da vazão de entrada);

P_ArTGE: pressão do ar na entrada do compressor de baixa pressão da turbina a gás (kPa);
 T_ArTGE: temperatura do ar na entrada do compressor de baixa pressão da turbina a gás (°C);
 T_TIT_TG: temperatura do gás na entrada da turbina a gás de alta pressão (°C);
 m_ArTGE: fluxo de massa de ar admitida pelo compressor da turbina a gás (kg/s);
 T_projCC: temperatura do gás na saída da câmara de combustão da turbina a gás (°C);
 T_gasTGE: temperatura do gás na entrada da turbina a gás de alta pressão (°C);
 Efic_comprL: eficiência isentrópica do compressor de baixa pressão da turbina a gás (%);
 Efic_comprH: eficiência isentrópica do compressor de alta pressão da turbina a gás (%);
 Efic_turbL: eficiência isentrópica da turbina a gás de alta pressão (%);
 Efic_turbH: eficiência isentrópica da turbina a gás de baixa pressão (%);
 EfimeccompL: eficiência mecânica do compressor de baixa pressão da turbina a gás (%);
 EfimeccompH: eficiência mecânica do compressor de alta pressão da turbina a gás (%);
 EfimecturbL: eficiência mecânica da turbina da baixa pressão (%);
 EfimecturbH: eficiência mecânica da turbina de alta pressão (%);
 Perda_FiltroE: perda de carga do filtro na entrada do compressor de baixa pressão da turbina a gás (1 %);
 Efibomba: eficiência isentrópica das bombas de água (%);
 Efic_vent: eficiência isentrópica dos ventiladores (%);
 P_vapB: pressão do vapor de baixa pressão na saída da turbina a vapor (kPa);
 P_vapM: pressão do vapor de média pressão na saída da turbina a vapor (kPa);
 Efic_TurbVapA: eficiência isentrópica da turbina a vapor de alta pressão (%);
 Efic_TurbVapB: eficiência isentrópica da turbina a vapor de baixa pressão (%);
 EfimecTV: eficiência mecânica da turbina a vapor (%);
 Efigerador: eficiência mecânica dos geradores das turbinas (%);

Procedure caract_planta: a partir do tipo de empresa escolhida, fica determinado o consumo específico da empresa (ConsEspec), que é utilizado para calcular a demanda de vapor e de energia elétrica requerida pelo processo escolhido. A seguir é apresentada a janela de acesso.

caract_planta(Entrada: ConsEspec; Saída: proc_steamdemand,proc_eletrdemand);

Neste ponto foi incluída a instrução "While" com o objetivo de fechar o balanço de massa da configuração analisada.

Procedure gaseificador: realiza balanço de massa e energia do gaseificador atmosférico. A seguir é apresentada a janela de acesso a subrotina.

gaseificador(Entrada: mill_prod, PCIllicor, PCSlicor, T_atm, P[34], T[34], licor_baseseca, P[35], T[35], frmol_arL; Saída: frmol_raw, m[34], m[35], m[36], T[36], P[36], m[39], T[39], p[39], QcombLicorPCI, QcombLicorPCS, Mz_raw, Perc_perda, Rel_sol_Smelt, exercorrent[36]);

Nomenclatura:

As propriedades pressão (P[34]), temperatura (T[34]), fluxo de massa (m[34]) e exergia (exerco[36]) apresentam um número entre colchete que identifica a corrente a qual a propriedade pertence. Este procedimento se repete em outras subrotina;

mill_prod: produção de celulose (t/dia);

frmol_arL: matriz que contém a composição molar do ar;

frmol_raw: matriz que contém a composição molar do gás produzido no gaseificador;

QcombLicorPCI: quantidade de energia consumida pelo gaseificador a partir do PCI do licor negro (kJ/s);

QcombLicorPCS: quantidade de energia consumida pelo gaseificador a partir do PCS do licor negro (kJ/s);

Mz_raw: massa molecular do gás produzido no gaseificador (kg/kmol);

Perc_perda: parcela de energia perdida no gaseificador (%);

Rel_sol_Smelt: relação smelt produzido e licor negro (%).

Procedure Hpevap: trocador de calor que aproveita a energia contida nos gases para a produção de vapor no HRSG. Esta subrotina utilizada inicialmente o critério da efetividade, em seguida é realizada a verificação se as condições obtidas não violam a primeira e segunda leis da termodinâmica. Se houver violação em uma delas utiliza-se o critério da diferença de temperatura mínima entre as correntes. Em seguida calcula-se as demais propriedades. Foi admitido que o trocador de calor é adiabático. A seguir é apresentada a janela de acesso.

Hpevap(Entrada:frmol_raw,P[39],T[39],m[39],Mz_raw,P[16],perdcargases,DifTemp_Troc;

Saída:frmol_rawHpevap,P[40],T[40],m[40],QHpevap,P[18],Mz_rawHpevap);

Nomenclatura:

frmol_rawHpevap: matriz que contém a composição molar do gás na saída do trocador de calor Hpevap;

QHpevap: calor trocado entre as correntes do trocador de calor Hpevap (kJ/s);

Mz_rawHpevap: massa molecular do gás na saída do trocador de calor Hpevap (kg/kmol);

Procedure comp_argaseif: determina a condição de saída do ar na saída do compressor de ar e o seu consumo de energia. A seguir é apresentada a janela de acesso.

comp_argaseif(Entrada:frmol_arL,T[42],P[42],m[42],Mz_arL;Saída:P[41],T[41],m[41],Wcart);

Nomenclatura:

Wcart: potência consumida pelo compressor de ar do gaseificador (kJ/s);

Procedure aquecar_gaseif: trocador de calor que aproveita a energia contida nos gases para aquecer o ar do gaseificador. Esta subrotina tem estrutura similar a subrotina Hpevap. A seguir é apresentada a janela de acesso.

aquecar_gaseif(Entrada:frmol_rawHpevap,frmol_arL,P[40],T[40],m[40],P[41],T[41],m[41],

DifTemp_TrocGas,Mz_rawHPevap,Mz_arl,T[35];Saída: P[35],T_35R, m[35], Qrealaquecar,P[43], T[43], m[43]);

Nomenclatura:

Qrealaquecar: calor trocado entre as correntes do trocador de calor aquecar_gaseif (kJ/s);

Procedure evap_bp: trocador de calor que aproveita a energia contida nos gases para produção de vapor que é utilizado no misturador de baixa pressão. Está subrotina tem estrutura similar a procedure Hpevap. A seguir é apresentada a janela de acesso.

evap_bp(Entrada:frmol_raw,P[43],m[43],T[43],P[44],m[44],T[44],T[26],Mz_raw,DifTemp_Troc;

Saída:QrealLPevap, P[45], T[45], m[45],m_44R,P[26],m[26]);

Nomenclatura:

QrealLPevap: calor trocado entre as correntes do trocador de calor evap_bp (kJ/s);

Procedure preaq_agua: trocador de calor que aproveita a energia contida nos gases para pré-aquecedor a água utilizada na caldeira de biomassa e no HSRG. Está subrotina tem estrutura similar a subrotina Hpevap, somente foi adicionada a corrente referente a condensação de água. A seguir é apresentada a janela de acesso.

preaq_agua(Entrada:frmol_raw,p[45],T[45],m[45],p[46],T[46],m[46],Mz_raw,DifTemp_Troc,perdcargases;

Saída:frmol_rawaquec,Qrealpreagua,P[47],T[47],m[47],Mz_rawaquec,p[60],T[60],m[60],p[76],T[76],m[76])

Nomenclatura:

frmol_rawaquec: matriz que contém a composição molar do gás na saída do trocador de calor preaq_agua;

Qrealpreagua: calor trocado entre as correntes do trocador de calor preaq_agua (kJ/s);

Mz_rawaquec: massa molecular do gás na saída do trocador de calor preaq_agua (kg/kmol);

Procedure bomba: calcula as propriedades da água na saída da bomba e a potência consumida a partir das propriedades na entrada e da eficiência da bomba. A seguir é apresentada a janela de acesso.

bomba(Entrada:P[60],T[60],m[60],p[62],efibomba;Saída:WbHSRG,T[62],m[62]);

Nomenclatura:

WbHSRG: potência consumida pela bomba de água da caldeira de biomassa e HSRG (kJ/s);

Procedure Scrubber: equipamento utilizado para retirar o H₂S presente no gás combustível. A seguir é apresentada a janela de acesso.

scrubber(Entrada:frmol_rawaquec,P[47],T[47],m[47],Mz_rawaquec,perdcargases,p[75],T[75],m[75];

Saída:frmol_rawscrub,P[49],T[49],m[49],P[48],T[48],m[48],Mz_rawscrub);

Nomenclatura:

frmol_rawscrub: matriz que contém a composição molar do gás na saída do scrubber;

Mz_rawscrub: massa molecular do gás na saída do scrubber (kg/kmol);

Procedure condens: equipamento destinado a resfriar o gás combustível antes do compressor de gás, com o objetivo de diminuir o consumo de energia do compressor de gás. Com o resfriamento existe a condensação de parte de água que está presente no gás. A seguir é apresentada a janela de acesso.

`condens(Entrada:fmol_rawscrub,P[49],T[49],m[49],perdcargases,Mz_rawscrub,P[51],T[51];
Saída:fmol_rawcond,P[53],T[53],m[53],m[51],T[50],P[50],m[50],T[52],P[52],m[52],Mz_rawscond);`

Nomenclatura:

`fmol_rawcond:` matriz que contém a composição molar do gás na saída do condensador;

`Mz_rawcond:` massa molecular do gás na saída do condensador (kg/kmol);

Procedure comprgas: calcula as propriedades do gás na saída do compressora de gás e a potência consumida pelo equipamento. O compressor tem quatro estágios, e entre os estágios existe resfriador intermediário. Foi utilizado o método da efetividade no resfriador. Em cada estágio de resfriamento parte da água contida no gás era retirada. Para o resfriamento é determina a quantidade de água necessária e a temperatura de saída. A seguir é apresentada a janela de acesso.

`comprgas(Entrada:fmol_rawcond,P[53],T[53],m[53],perdcargases,Mz_rawscond,P[55],T[55];
Saída:fmol_rawcompr,P[38],T[38],m[38],m[55],T[54],P[54],m[54],T[58],P[58],m[58],Mz_rawscompr,
Wccomptotal);`

Nomenclatura:

`fmol_rawcompr:` matriz que contém a composição molar do gás na saída do compressor de gás combustível;

`Mz_rawcompr:` massa molecular do gás na saída do compressor de gás combustível (kg/kmol);

`Wccomptotal:` potência consumida pelo compressor de gás combustível (kJ/s);

Procedure aquec_gascomb: trocador de calor que aproveita a energia contida no material fundido que sai do gaseificador (smelt) para aquecer o gás combustível utilizado na câmara de combustão da turbina a gás. Está subrotina tem estrutura similar a procedure Hpevap. A seguir é apresentada a janela de acesso.

`aquec_gascomb(Entrada:fmol_rawcompr,P[38],T[38],m[38],perdcargases,Mz_rawscompr,
DifTemp_TrocGas,P[36],T[36],m[36],Rel_sol_Smelt;Saída:P[8],T[8],m[8],Qrealgasolid, P[37],T[37], m[37],
exercorrent[37]);`

Nomenclatura:

`Qrealgassolid:` calor trocado entre as correntes do trocador de calor aquec_gascomb (kJ/s);

Procedure turbina: calcula as propriedades do gás na saída e a potência produzida pela turbina a gás. A turbina está dividida em compressor de baixa pressão, resfriador intermediário, compressor de alta pressão, câmara de combustão, turbina de alta pressão e

turbina de baixa pressão. Para cada equipamento foi elaborado uma procedure. A seguir é apresentada a janela de acesso.

```
turbina(Entrada:frmol_rawcompr,frmol_arl,P[1],T[1],m[1],perdcargases,Mz_rawscrub,T_gasTGE,T_TIT,
P[8],T[8],m[8],Efic_comprL,Efic_comprH,Efic_turbL,Efic_turbH,EfimeccompL,EfimeccompH,EfimecturbL,
EfimecturbH, Perda_FiltroE,T[9]; Saída:frmol_prodH,FRmol_prodL,P[2],T[2],m[2], P[3],T[3], m[3],P[4],
T[4],m[4],P[5],T[5],m[5],P[6],T[6],m[6],P[7],T[7],m[7],P[9],T[9],m[9],P[10],T[10],m[10],P[11],T[11],m[11],
P[12],T[12],m[12],P[14],T[14],m[14],WcompL,WcompH,WtH,WtL,Mz_arL,Mz_prodH,Mz_prodL,
fr_arResf, T_max_Chama,m_ar_Est,exc_arTurb,T_max_ChamaR);
```

ProcedureHRSG: esta subrotina foi desenvolvida para calcular a quantidade vapor produzido no HRSG e as propriedades dos gases na saída do HRSG. O HRSG trabalha com um nível de pressão. Entrada: pressão, temperatura, fluxo de massa, massa molecular e fração molar do gás de combustão (P[14], T[14],m[14],frmol_prodL,Mz_prodL); perda de carga do lado do gás, "pinch-point", "approach", porcentagem de água destina a purga, quantidade de calor externa (QHPEvap) proveniente do trocador de calor Hpevap, pressão e temperatura da água na entrada do HRSG (P[16], T[19]), temperatura na saída do HRSG (T[19]). Saída: pressão, temperatura, fluxo de massa do (P[15], T[15],m[15]), fluxo de massa de água na entrada do HRSG (m[16]), pressão, temperatura, fluxo de massa da água extraída do HRSG para ser aquecida no trocador de calor Hpevap (P[17], T[17],m[17]), pressão, temperatura, fluxo de massa de água extraída que retorna no estado vapor saturado ao HRSG (P[18], T[18],m[18]); pressão e fluxo de massa do vapor produzido no HRSG (P[19], m[19]); pressão, temperatura, fluxo de massa da purga realizada no HRSG(P[69], T[69],m[69]). A seguir é apresentada a janela de acesso.

```
HRSG(Entrada:frmol_prodL,p[14],T[14],m[14],perdcargases,PINCH,APROACH,Mz_prodL,P[16],T[16],
T[19],purga, QHPEvap;Saída:P[15],T[15],m[15], m[16],P[17],T[17], m[17],P[18],T[18],m[18], P[19],m[19],
P[69],T[69],m[69]);
```

Para facilitar a simulação a caldeira de Biomassa é composta pelos seguintes equipamentos: Ventilador de ar da caldeira de biomassa, aquecedor de ar da caldeira de biomassa, caldeira de biomassa e ventilador dos produtos de combustão. Para cada equipamento foi elaborado uma subrotina. Foi elaborado um processo iterativo com objetivo de determinar as propriedades na saída de cada equipamento e a quantidade de vapor. A seguir são apresentadas as janelas de acesso das subrotinas desenvolvidas.

Neste ponto foi incluída a instrução "While" com o objetivo de fechar o balanço de massa da caldeira de biomassa.

Procedure Vent_arCB: Ventilador de ar da caldeira de Biomassa.

Vent_arCB(Entrada:fmol_arl,T[56],P[56],m[56],Mz_arl; Saída:P[32],T[32],m[32],W_VentarCB);

Procedure aquec_arCB: Aquecedor de ar da Caldeira de Biomassa.

aquec_arCB(Entrada:fmol_prodL,fmol_arl,P[15],T[15],m[15],P[32],T[32],m[32],DifTemp_TrocGas, Mz_prodL,Mz_arl,T[29],Saída:P[29],m[29],Q_aquec_arCB,P[33],T[33],m[33],T_29R);

Procedure Cald_Biomassa: Caldeira de Biomassa.

Cald_Biomassa(Entrada:mill_prod,PCibiom,PCSbiom,P[30],T[30],m[30],T[19],Purga,P[29],T[29],m[29], P[28], T[28],Biomassa_baseseca,perdcargases,RelBiomcel_dado; Saída:fmol_CaldBio, m[28],m[29], m[31], T[31],p[31],XVAP[57],P[57],m[57],m[20],P[20],QcombBiomPCL,QcombBiomPCS,Mz_CaldBio, efic_PCICB,efic_PCSCB,m_30R);

Procedure Vent_gasCB: Ventilador de gás da caldeira de recuperação.

Vent_gasCB(Entrada:fmol_CaldBio,T[31],P[31],m[31],Mz_CaldBio;Saída:P[65],T[65],m[65], W_VentgasCB);

Final do processo iterativo da caldeira de biomassa.

Procedure Turbina_vapor: subrotina calcula a potência produzida pela turbina, conhecido a propriedades e a vazão de vapor na entrada da turbina, as pressões e as vazões saída da turbina (extração e baixa pressão) e a eficiência isoentrópica das turbina de alta e baixa pressão. A seguir são apresentadas as janelas de acesso.

Turbina_vapor(Entrada:P[19],T[19],m[19],P[20],T[20],m[20],P[21],P[25],extmedia,Efic_TurbVapA, Efic_TurbVapB, EficmecTV; Saída:T[21],m[21],T[25],m[25],WTurbTotal,Xvap[25]);

Procedure Misturador_MP: Misturador de água de média pressão.

Misturador_MP(Entrada:P[21],T[21],m[21],P[23],T[23],P[22],T[22];Saída:m[22],m[23]);

Procedure Misturador_BP: Misturador de água de baixa pressão.

Misturador_BP(Entrada:P[25],T[25],m[25],P[26],T[26],m[26],P[66],T[66],P[27],xvap[27];Saída:m[66], m[27], T[27]);

Final do processo iterativo referente ao balanço de massa de configuração analisada.

Bloco destinado a calcular:

- Calor fornecido ao processo admitindo: 80% de retorno de condensado e água de reposição a 15°C. Calor de baixa pressão e média pressão;
- Potência total fornecida pelo ciclo (Wtotciclo): turbina a gás + turbina a vapor;

- Potência dos auxiliares (W_{auxil}): potência para acionamento do compressor de ar do gaseificador + potência para acionamento da bomba de água + potência para acionamento do compressor de gás + potência para acionamento do ventilador de ar da caldeira de biomassa + potência para acionamento do ventilador de gases da caldeira de biomassa;
- Potência líquida ($W_{liq ciclo}$): $W_{tot ciclo} - W_{auxil}$;
- Energia fornecida para o ciclo ($Q_{comb total PCI}$): fluxo massa de licor Negro (75% de sólidos base seca) multiplicado pelo poder calorífico inferior do licor negro + fluxo de massa da biomassa (50% de umidade) multiplicado pelo poder calorífico inferior da biomassa;
- Eficiência do ciclo: $((W_{tot ciclo} + Q_{vaptot}) / Q_{comb total PCI}) * 100$;
- Relação Energia produzida por tonelada de celulose (base seca):
 $RelW_{liq cel} = W_{liq ciclo} / (mill_prod / 24)$;

Procedure Exergy: Cálculo da exergia das correntes.

exergy (Saída: $exer_{corrent}$, $exerg_{tot prod}$, $exerg_{fuel}$, $efic_{exerg fuel}$, $exerg_{tot fuel}$, $efic_{exerg tot fuel}$);

Nomenclatura:

$Exer_{corrent}$: matriz com exergia de cada uma das correntes da configuração analisa (kJ/s);

$Exerg_{tot prod}$: soma da exergia do vapor produzido com a potência líquida produzida pela configuração (kJ/s);

$Exerg_{fuel}$: soma da exergia do combustível consumida pela configuração (kJ/s);

$Efic_{exerg fuel}$: eficiência exergética = $Exerg_{tot prod} / Exerg_{fuel}$ (%);

$Exerg_{tot fuel}$: soma da exergia do combustível, com a exergia do condensado, ar externo (kJ/s);

$Efic_{exerg tot fuel}$: eficiência exergética = $Exerg_{tot prod} / Exerg_{tot fuel}$ (%);

Subrotinas para cálculo do custo exergético das correntes e dos equipamentos.

Procedure ExecutaGauss: calcula o custo exergético unitário dos fluxos.

executagauss(Entrada: $exer_{corrent}$; Saída: $custo_exerg_{Tot}$, $Fluxo_custo_{exerg unit}$);

Nomenclatura:

$custo_exerg_{Tot}$: matriz com o custo exergético total de cada um dos fluxos (kJ/s);

$Fluxo_custo_{exerg unit}$: matriz com o custo exergético unitário de cada uma dos fluxos (kJ/s);

Procedure ExecutaMatriz: calcula a eficiência exergética e a irreversibilidade dos equipamentos.

executamatriz(Entrada: $exer_{corrent}$, $custo_exerg_{Tot}$; Saída: $fuel_custo_{exerg}$, $fuel_exergia$, $fuel_custo_{exerg unit}$, $prod_custo_{exerg}$, $prod_exergia$, $prod_custo_{exerg unit}$, $Efic_Exerg$, $Irrev_equip$);

Nomenclatura:

fuel_custoexerg: matriz com o custo exergético do fuel dos equipamentos da configuração (kJ/s);
fuel_exergia: matriz com a exergia do fuel dos equipamentos da configuração (kJ/s);
fuel_custoexergunit: matriz com o custo exergético unitário do fuel dos equipamentos (kJ/s);
prod_custoexerg: matriz com o custo exergético do produto dos equipamentos da configuração (kJ/s);
prod_exergia: matriz com a exergia do produto dos equipamentos da configuração (kJ/s);
prod_custoexergunit: matriz com o custo exergético unitário do produto dos equipamentos (kJ/s);
Efic_Exerg: matriz com a eficiência exergética dos equipamentos da configuração (%);
Irrev Equip: matriz com a irreversibilidade dos equipamentos da configuração (kJ/s).

Entrada e saída de dados apresentados na tela.

Entrada de dados

Produção de Celulose: ton/dia - variar entre 1000 a 1500

Extração de vapor: % de vapor - variar entre 0.05 a 50 %

Biomassa Input: GJ/admt - variar entre 0 a 20 GJ/admt

Consumo Específico do setor

☐ 1 - Swedish Mills (Larson);	Vapor = 11.0 GJ/admt	Elétrico = 700.0 kWh/admt
☐ 2 - Swedish Mills (Berglin);	Vapor = 11.0 GJ/admt	Elétrico = 660.0 kWh/admt
☐ 3 - Swedish Mills (Berglin);	Vapor = 14.0 GJ/admt	Elétrico = 725.0 kWh/admt
☐ 4 - Older U.S. mill (Subbiah);	Vapor = 22.0 GJ/admt	Elétrico = 760.0 kWh/admt
☐ 5 - Newer U.S. mill (Larson);	Vapor = 16.5 GJ/admt	Elétrico = 655.0 kWh/admt
☐ 6 - Swedish Mills Best practice (AF-IPK)	Vapor = 11.0 GJ/admt	Elétrico = 630.0 kWh/admt
☐ 7 - Swedish model mill, 2000 (Wamquist)	Vapor = 8.2 GJ/admt	Elétrico = 570.0 kWh/admt
☐ 8 - Swedish best practice mill (AF-IPK)	Vapor = 9.5 GJ/admt	Elétrico = 880.4 kWh/admt
☐ 9 - U.S. mill (anonymous);	Vapor = 14.0 GJ/admt	Elétrico = 840.0 kWh/admt
☒ 10 - Brasil (Velasquez);	Vapor = 14.4 GJ/admt	Elétrico = 657.5 kWh/admt

Composição do gás na saída do gaseificador (%molar base seca) (Conforme autores pesquisados)

☒ CH4=0.91; CO=11.64; CO2=12.41; H2=19.08; H2O=13.01; H2S=0.64; N2=42.32 (Calculado -Larson)

Saída de Dados

Rel. Trabalho / prod. de celulose (kWh / admt)

Rel. calor / prod. de celulose (GJ / admt)

Relação Potência/Calor

Rel. Biomassa / prod. de celulose (GJ / admt)

Potência produzida pela turbina a gás (kW)

Potência produzida pela turbina a vapor (kW)

Eficiência de 1ª Lei

Eficiência de 2ª Lei

Potência disponível (MW) para venda

Potência requerida pelo processo (MW)

Potência Líquida (MW)

A seguir são apresentados dados obtidos no programa e exibidos em planilha Excel.

Análise exergética dos equipamentos

Equipamentos	n°	Custo exerg. do Fuel (kL/s)	Exergia do fuel (kL/s)	k _{fuel}	Custo exerg. do Produto (kL/s)	Exergia do Produto (kL/s)	k _{produto}	Efici. exerg. (%)	Taxa de invers. (kL/s)	Invers. (%)
Compressor de baixa da turbina	1	108930	37023	2,94	108930	33585	3,24	91	3438	0,55
Compressor de alta da turbina	2	84458	28706	2,94	84458	26657	3,17	93	2049	0,33
Combustor	3	728745	316301	2,30	728745	250751	2,91	79	65550	10,56
Turbina de alta	4	193388	65917	2,93	193388	65729	2,94	100	188	0,03
Misturador da turbina de alta	5	749134	257127	2,91	749134	255344	2,93	99	1783	0,29
Turbina de baixa	6	340016	114642	2,97	340016	110362	3,08	96	4281	0,69
Misturador na saída da turbina de baixa	7	556951	189804	2,93	556951	187786	2,97	99	2018	0,33
HRSO	8	225099	78669	2,85	225099	68331	3,29	87	10539	1,70
Turbina a vapor	9	219750	50788	4,33	219750	41700	5,27	82	9087	1,46
Misturador de vapor de média pressão	10	119282	27610	4,32	119282	27374	4,36	99	236	0,04
Misturador de vapor de baixa pressão	11	200262	47707	4,20	200262	47697	4,20	100	10	0,00
Caldeira de biomassa	12	299116	294804	1,01	299116	47419	6,31	16	247384	39,87
Ventilador de gases	13	2549	819	3,11	2549	690	3,69	84	129	0,02
Pré-aquecedor de ar da caldeira de biomassa	14	4112	1441	2,85	4112	643	6,40	45	796	0,13
Ventilador de ar da caldeira de biomassa	15	1271	408	3,11	1271	284	4,47	70	124	0,02
Compressor com intercooler	16	71841	29003	2,48	71841	14850	4,84	51	14154	2,28
Trocador de calor gás-sólido	17	21006	11615	1,81	21006	10869	1,93	94	747	0,12
Condensador	18	463762	240108	1,93	463762	236752	1,96	99	3366	0,54
Scrubber	19	462675	258650	1,79	462675	239021	1,94	92	19629	3,16
Divisor de condensado	20	7309	7309	1,00	7309	7309	1,00	100	0	0,00
Aquecedor de água	21	372	206	1,81	372	110	3,39	53	96	0,02
Evaporador de baixa pressão	22	4552	2517	1,81	4552	2270	2,01	90	248	0,04
Bomba de água para a caldeira	23	2784	895	3,11	2784	606	4,60	68	289	0,05
Divisor de água (caldeira de biomassa e HRSO)	24	10204	7764	1,31	10204	7764	1,31	100	0	0,00
Compressor de ar do gasificador	25	11826	3600	3,11	11826	3355	3,52	88	445	0,07
Pré-aquecedor de ar do gasificador	26	6256	3459	1,81	6256	2714	2,30	78	745	0,12
Evaporador de alta pressão	27	43232	23905	1,81	43232	18012	2,40	75	5893	0,95
Gasificador	28	531812	519800	1,02	531812	294073	1,81	57	225727	36,38
Gerador elétrico da turbina a gás	29	340016	110362	3,08	340016	109258	3,11	99	1104	0,18
Divisor de potência elétrica	30	340016	109258	3,11	340016	109258	3,11	100	0	0,00
Gerador elétrico da turbina a vapor	31	219750	41700	5,27	219750	41283	5,32	99	417	0,07
Intercooler entre o compressor de baixa e alta pressão	32	109272	33927	3,22	109272	33927	3,22	100	0	0,00
Divisor de ar após o compressor de alta pressão	33	21594	6753	3,20	21594	6753	3,20	100	0	0,00

Informações gerais da configuração analisada	
Produção de celulose (admt/dia)	1275
Calor total requerido pelo processo (GJ/dia)	212500
Calor por unidade de celulose requerido pelo processo(GJ/admt)	14,40
Calor total produzido pela planta(GJ/dia)	206657
Diferença entre o calor produzido e o requerido pela planta(GJ/dia)	-5843
Determinação da quantidade de biomassa adicional (kg/s)	1,58
Determinação da quantidade de calor para venda (GJ/dia)	0,00
Trabalho total requerido pelo processo(MW)	34,90
Trabalho por unidade de celulose(kWh/admt)	657
Trabalho total produzido pela planta de cogeração(MW)	124337
Potência produzido que pode ser vendida (MW)	89434
Potência que deverá ser comprada (MW)	0,00
Rel Licor/Celulose (admt/admt)	1,74
Consumo de licor negro (t/dia)	92,44
Consumo de licor negro (PCS) (MW)	368,80
Relação Biomassa/Celulose (admt/admt)	0,49
Consumo de biomassa (t/dia)	9,83
Energia específica da biomassa (GJ/admt)	145,08
Demanda de vapor total(GJ/admt)	14,00
Vapor de média pressão(GJ/admt)	4,65
Vapor de média pressão(GJ/admt)	9,36
Potência total produzida pela planta (MW)	150,54
Potência para equipamentos auxiliares (MW)	26,20
Potência Líquida da planta (MW)	124,34
Potência líquida por tonelada de celulose(kWh/admt)	2340,46
Potência líquida disponível para venda (MW)	89,43
Trabalho por tonelada de celulose(kWh/admt)	1683,46
Parcela do combustível (PCS) destinado para:	
Eletricidade (%)	0,24
Vapor (%)	0,40
Parcela de combustível (NHV) destinado para:	
Eletricidade (%)	28,50
Vapor (%)	0,47
Eficiências	
Primeira Lei -(HHV)-(Potência Líquida+Calor) (%)	64,41
Primeira Lei-(HHV)- (Potência Líquida) (%)	24,20
Primeira Lei-(NHV)-(Potência Líquida+Calor) (%)	68,72
Primeira Lei-(NHV)-(Potência Líquida) (%)	28,50
Heat Rate kJ/kWh	12631,90
Eficiência conforme PURPA	52,18
Segunda Lei-(Exergia do Licor e Biomassa) (%)	27,61
Segunda Lei-(Exergia de todos os Fuels) (%)	26,82
Relação Eletricidade/vapor	0,60
Consumo de Biomassa (PCS) (GJ/admt)	9,83
Relação Biomassa/prod celulose (GJ/admt)	7,97
Relação Trabalho/prod celulose (kWh/admt)	2340,46
Relação Calor/prod celulose (GJ/admt)	14,00
Temperatura adiabática de chama (T_ref 25°C) (°C)	1553
Massa de ar estequiométrico (kg/s)	65,98
Excesso de ar (%)	107
Fração de ar de resfriamento da turbina (%)	11
Temperatura adiabática de chama (T_real = T_8) (°C)	1780

Subrotinas utilizadas no programa principal.

```

1-Procedure Gaseificador(comp_gas,mill_prod,PClicor,PCSlicor,
    T_atm, P_licor,T_licor,licor_baseseca,P_arE,T_arE:double;
    frmol_arL: concen;
    var frmol_raw:concen;
    var m_licor,m_ar,m_smelt,T_smelt,P_smelt,m_gas,T_gas,
    p_gas,QcombLicorPCI,QcombLicorPCS,Mz_raw,Perc_perda,
    Rel_sol_Smelt,ex_smeltSgas:double);

Begin
    //GASEIFICADOR
    //ENTRADA DO GASEIFICADOR
    //Características da celulose na entrada do gaseificador
    rel_licorcelul:=1.74; {relação licor negro / celulose base seca}
    m_licorbs:=(mill_prod*rel_licorcelul)/(24*3.6);
    //Ar
    //Fluxo de massa de ar
    relarcomb:= 1.67; //relação ar/licor negro (base seca)
    m_ar:= m_licorbs*relarcomb; {vazão de ar -gaseificador kg/s}
    //BALANÇO DE ENERGIA DO GASEIFICADOR
    //Ar de combustão do ciclo
    Mz_arL:=Mz_mist(frmol_arL);
    hg_arE[1]:=hr_mist(frmol_arL,(T_arE)); {kJ/kmol}
    hxs_arE[1]:=hg_arE[1]/Mz_arL; {kJ/kg}
    hgtotal_arE[1]:=hg_arE[1]+hf_mist(frmol_arL); {kJ/kmol}
    hxtotal_arE[1]:=hgtotal_arE[1]/Mz_arL; {kJ/kg}
    Q_ar:=m_ar*hxtotal_arE[1];
    //Licor negro
    //Fluxo de massa de licor negro
    m_licor:=m_licorbs/(licor_baseseca/100);
    //Calor transportado pelo licor negro
    QcombLicorPCI:= m_licorbs*PClicor;
    QcombLicorPCS:= m_licorbs*PCSlicor;
    //Calor específico do licor negro contabilizando a água
    cp_licor:=((((0.0018*T_licor-0.54)* (licor_baseseca/100))+1)
    *4.1862);
    //Variação de entalpia do licor negro seco mais água
    //Conforme Lúcio Cardoso Filho
    T_ref:= 25;
    H_licor:=6.19E-4*((T_licor-T_ref)/2)+3.98*(T_licor-T_ref)
    +(licor_baseseca/100)*(T_licor-T_ref)*(-1.6779-0.16972)*
    (licor_baseseca/100)+((licor_baseseca/100)*-0.00057083*
    (T_licor-T_ref))/2;
    h_f_licor:= -5725; //Usado o PCI - kJ/kg de licor
    httotal_licor:= h_f_licor+H_licor;
    //Energia contida no licor negro
    Q_lic_Tot:= m_licorbs*httotal_licor;

```

```

//Massa que entra no gaseificador
m_ent_Gaseif:= m_licor+m_ar;
//Energia na entrada do gaseificador
Q_E:= Q_lic_tot+Q_ar;
//SAÍDA DO GASEIFICADOR
//GÁS: Informações iniciais
T_gaseif:= 700.0; //°C
P_gas:= 200; //Pressão do gaseificador
T_gas:= 700+273.15; //Temperatura do gaseificador
//Fluxo de massa de gás produzido no gaseificador
fracao_gas:= 2.543;
m_gas:=fracao_gas*m_licorbs;
//Composição do gás produzido (antes do resfriamento)
//*****
//Composição a partir do equilíbrio químico - artigo do Larson
//Gaseificação atmosférica com ar
frmol_raw[1]:= 0.41817+0.00498; //Somado ao N2
frmol_raw[3]:= 0.12405+0.019/100; //Somado CO + COS
frmol_raw[4]:= 0.13005;
frmol_raw[5]:= 0.11619;
frmol_raw[6]:= 0.009080;
frmol_raw[9]:= 0.19083+0.007/100; //Somado H2 + NH3
frmol_raw[11]:= 0.00637;
//Energia contida no gases antes do lavador/resfriador
Mz_raw:=mz_mist(frmol_raw);
n_mol:=m_gas/Mz_raw;
hg_gases[1]:=hr_mist(frmol_raw,(T_gas)); {kJ/kmol}
hxs_gases[1]:=hg_gases[1]/Mz_raw; {kJ/kg}
hgtotal_gases[1]:=hg_gases[1]+hf_mist(frmol_raw); {kJ/kmol}
hxtotal_gases[1]:=hgtotal_gases[1]/Mz_raw; {kJ/kg}
Q_gaseifS:=m_gas*hxtotal_gases[1];
//Smelt
m_smelt_Sol:= m_ent_Gaseif-m_gas;
rel_sol_licor:= m_smelt_Sol/m_licorbs;
m_agua_smelt:= m_ent_Gaseif-m_gas-m_smelt_Sol;
m_smelt:= m_smelt_Sol+m_agua_smelt;
Rel_sol_Smelt:= m_smelt_Sol/m_smelt;
P_smelt:= P_licor; //kPa
T_smelt:= T_gas-273.15; //Temperatura do smelt = a do gas
//Procedure smelt
smelt(P_smelt,T_smelt,m_smelt_Sol,Rel_sol_Smelt,H_smeltS
gas,ex_smeltSgas);
Q_smelt:= H_smeltSgas;
//Massa que sai do gaseificador
m_sai_Gaseif:= m_gas+m_smelt;
//Energia que sai do gaseificador

```

```

Q_S:=Q_smelt+Q_gaseifS;
Perda_Gaseif:= Q_S-Q_E;
Perda_HVV:=(Perda_Gaseif/QcombLicorPCS)*100;
end;

2- Procedure Hpevap (fímol_raw:concen;
P_gasE,T_gasE,m_gasE,Mz_raw,P_aguaE,perdcargases,
DifTemp_Troc:double;
var fímol_rawHPevap: concen;
var P_gasS,T_gasS,m_gasS,QHPevap,P_aguaS,Mz_raw,
HPevap:double
Begin
//Perda de carga do equipamento
// Lado da água P_aguaS:= P_aguaE;
// Lado do gás p_gasS:=p_gasE*(1.0-(perdcargases/100.0));
//Balanço de massa do lado dos gases
m_gasS:=m_gasE;
//Determinação da temperatura da água de entrada
PROPAGUA[1,3]:= P_aguaE/1000.0;
PROPAGUA[1,11]:=1;
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[1]);
T_aguaE:=propagua[1,2];
//Método da efetividade
efetividade:= 0.85;
hg_gas[1]:=hr_mist(fímol_rawHPevap,T_gasE);
hxs_gases[1]:=hg_gases[1]/Mz_raw; {kJ/kg}
hg_ideal:= hr_mist(fímol_rawHPevap,(T_aguaE+273.15));
hxs_ideal:= hg_ideal/Mz_raw; {kJ/kg}
hxs_gas[2]:= hxs_gas[1]-efetividade*( hxs_gas[1]-hxs_ideal);
hg_gas[2]:= hxs_gas[2]*Mz_raw;
T_gasS:=600.0; {chute inicial}
temperatur(fímol_rawHPevap,hg_gas[2],T_gasS);
//Verificação: analisar se a temperatura do gás na saída do
trocador é superior a temperatura da água na
// na entrada do trocador mais a diferença de temperatura
estipulada na simulação.
If (T_gasS >= ((T_aguaE+273.15) +DifTemp_TrocGas)) then end;
T_gasSR:=T_gasS
Else
Begin
T_gasS:= ((T_aguaE+273.15)+DifTemp_TrocGas;
hg_gases[2]:=hr_mist(fímol_rawHPevap,T_gasS);
hxs_gases[2]:=hg_gases[2]/Mz_rawHPevap;
end;
QHPevap:= m_gasS*hxs_gases[2]-m_gasS*hxs_gases[1];
end;

3- Procedure Comp_argaseif: (fímol_arl:concen;T_amb,P_amb,

```

```

m_amb,Mz_arl:double;
var P_comp,T_comp,m_comp,Wcart:double);
Begin
//Razão de compressão e a eficiência do compressor de ar
rpcB := 2.250185; Efic_comprargas:=0.855;
T_comp:=400.0;
comprisen_1(fímol_arl,P_amb,T_amb,Efic_comprargas,rpcB,
Wcar,p_comp,T_comp);
{WcL,p[41],T[41]} sao resultados obtidos do tgmqs
{WcL em kJ/kmol de "ar"rpcb}
Molescompar:=m_amb/Mz_arl;
m_comp:= m_amb;
Wcart:=Wcar*Molescompar;
End;

4- Procedure bomba (P_aguaE,T_aguaE,m_aguaE,p_aguaS, efibomba:
double; var WbHSRG,T_aguaS,m_aguaS: double);
Begin
//Balanço de massa
m_aguaS:= m_aguaE;
//Determinação da potência da bomba
PROPAGUA[1,3]:=P_aguaE/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[1,2]:=T_aguaE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
v_agua[1]:= (Propagua[1,1])/1000.0;
h_agua[1]:= Propagua[1,5];
WbHSRG:=- (m_aguaS*v_agua[1]*(p_aguaS-p_aguaE))/
efibomba; {kJ/s}
//Determinação da temperatura de saída da bomba
h_agua[2]:=h_agua[1]-(WbHSRG/m_aguaS);
PROPAGUA[2,3]:= P_aguaS/1000.0;
PROPAGUA[2,5]:= h_agua[2];
JILB_54(2,COD,PROPAGUA[2]);
T_aguaS:= propagua[2,2];
WbHSRG:=abs(WbHSRG);

5- Procedure Scrubber(fímol_rawaquec:concen;
p_gasE,T_gasE,m_gasE,Mz_rawaquec,perdcargases,P_smeltE,
T_smeltE,m_smeltE:double;
var fímol_rawscrub:concen;
var P_gasS,T_gasS,m_gasS, P_smeltS,T_smeltS,m_smeltS,
Mz_rawscrub:double);
procedure mistura(Dif_sat: double; var T_smeltS: double);
Begin
//Determinação de se existe ou não condensação de água
//Determinação da água condensada

```

```

n_H2OE:= firmol_rawaquec[4]*n_molE;
P_satgaseif:=p_satred(T_gasS+Dif_sat-273.15)*22.088
*1000.0;
firmol_H2O_scr:= P_satgaseif/p_gasS;
teste(firmol_rawscrub2,firmol_H2O_scr,firmol_rawscrub);
n_H2OS:=(firmol_rawscrub[4]*n_molE)/(1-
firmol_rawscrub[4]);
if(n_H2OS >= n_H2OE) then m_cond:= 0 else
m_cond:=(n_H2OE-n_H2OS)*18.015;
m_gasS:= m_gasE-(m_gasR+m_cond);
Mz_rawscrub:=mz_mist(firmol_rawscrub);
n_molS:=m_gasS/Mz_rawscrub;
//Propriedades do gás na saída do scrubber
hggas[2]:=hr_mist(firmol_rawscrub,T_gasS); {kJ/kmol}
hxsgas[2]:=hggas[2]/Mz_rawscrub; {kJ/kg}
hgastot[2]:=hggas[2]+hf_mist(firmol_rawscrub); {kJ/kmol}
hxtgas[2]:= hgastot[2]/Mz_rawscrub;
//Propriedades da água na saída do Scrubber
m_smeltS:= m_smeltE+(m_gasR+m_cond);
h_smelt[2]:=((m_gasE*hxsgas[1]-m_gasS*hxsgas[2])-
m_cond*2230+m_smeltE*h_smelt[1])/m_smeltS;
PROPAGUA[1,3]:= P_smeltS/1000.0;
PROPAGUA[1,5]:= h_smelt[2];
JILB_54(2,COD,PROPAGUA[2]);
T_smeltS:= propagua[1,5]; {kJ/kg}
end;
Begin
//Informações sobre as condições do gás na saída do Scrubber
p_gasS:= p_gasE*(1.0-(perdcargases/100.0));
T_gasS:= 110+273.15; //fixada conforme projeto
//Informacoes sobre o fluido de absorção na saída do scrubber
P_smeltS:= P_smeltE;
//Determinação da quantidade de CO2 e H2S retirado
n_molE:= m_gasE/Mz_rawaquec;
n_H2SR := firmol_rawaquec[11]*n_molE;
n_CO2R := 2*firmol_rawaquec[11]*n_molE;
//Determinação da fração molar após a retirada do CO2 e H2S
firmol_rawscrub1[3]:=firmol_rawaquec[3]-
2*firmol_rawaquec[11]; //CO2 retirado
teste_CO2(firmol_rawaquec,firmol_rawscrub1[3],firmol_rawscrub1);
firmol_rawscrub2[11]:= 0; //H2S retirado
teste_H2S(firmol_rawscrub1,firmol_rawscrub2[11],
firmol_rawscrub2);
m_H2S := n_H2SR*Mz_h2S;
m_CO2S:= n_CO2R*Mz_CO2;

m_gasR:= m_H2S+m_CO2S;
//Propriedades do fluido de absorção na entrada do Scrubber
//Foi adotado que o fluido de absorção é a água pura
PROPAGUA[1,3]:= P_smeltE/1000.0;
PROPAGUA[1,2]:= T_smeltE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_smelt[1]:= propagua[1,5]; {kJ/kg}
h_smeltTot[1]:=h_smelt[1]+hf_h2o/Mz_h2o; {kJ/kg}
//Propriedades do gás na entrada do scrubber
hggas[1]:=hr_mist(firmol_rawaquec,T_gasE); {kJ/kmol}
hxsgas[1]:=hggas[1]/Mz_rawaquec; {kJ/kg}
hgastot[1]:=hggas[1]+hf_mist(firmol_rawaquec); {kJ/kmol}
hxtgas[1]:= hgastot[1]/Mz_rawaquec; {kJ/kg}
n_H2OE:= firmol_rawaquec[4]*n_molE;
P_satgaseif:=p_satred(T_gasS+Dif_sat-273.15)*22.088*
1000.0;
firmol_H2O_scr:= P_satgaseif/p_gasS;
if (firmol_H2O_scr > firmol_rawaquec[4]) then
Begin
m_cond:= 0;
firmol_H2O_scr:=firmol_rawaquec[4];
end else
begin
n_H2OS:=(firmol_rawscrub[4]*n_molE)/(1-
firmol_rawscrub[4]);
m_cond:=(n_H2OE-n_H2OS)*18.015;
end;
teste(firmol_rawscrub2,firmol_H2O_scr,firmol_rawscrub);
m_gasS:= m_gasE-(m_gasR+m_cond);
Mz_rawscrub:=mz_mist(firmol_rawscrub);
n_molS:=m_gasS/Mz_rawscrub;
//Propriedades do gás na saída do scrubber
hggas[2]:=hr_mist(firmol_rawscrub,T_gasS); {kJ/kmol}
hxsgas[2]:=hggas[2]/Mz_rawscrub; {kJ/kg}
hgastot[2]:=hggas[2]+hf_mist(firmol_rawscrub);{kJ/kmol}
hxtgas[2]:= hgastot[2]/Mz_rawscrub;
//Propriedades da água na saída do Scrubber
m_smeltS:= m_smeltE+(m_gasR+m_cond);
h_smelt[2]:=((m_gasE*hxsgas[1]-m_gasS*hxsgas[2])+
m_smeltE*h_smelt[1])/m_smeltS;
PROPAGUA[1,3]:= P_smeltS/1000.0;
PROPAGUA[1,5]:= h_smelt[2];
JILB_54(2,COD,PROPAGUA[2]);
T_smeltS:= propagua[1,5];
End;

```

```

6- Procedure condens (firmol_rawscrub:concen;
    P_gE,T_gE,m_gE,perdcargases,Mz_rawscrub,P_aguaE,T_aguaE:double;
    var firmol_rawcond:concen;
    var P_gS,T_gS,m_gS,m_aguaE,T_aguaS,P_aguaS,m_aguaS,
    T_cond,P_cond,m_cond,Mz_rawscond:double);
Begin
    //Perda de carga do equipamento
    P_gS:=P_gE*(1.0-(perdcargases/100.0));
    P_cond:=P_gS;
    P_aguaS:= p_aguaE;
    //Determinação da temperatura do gás na saída do condensador
    T_gS:= (T_aguaE+(DiffTemp_Troc+5))+273.15;
    //Determinação da água condensada
    n_molE:= m_gE/Mz_rawscrub;
    n_H2OE:= firmol_rawscrub[4]*n_molE;
    n_gasE:= n_molE-n_H2OE;
    P_sat:=p_satred(T_gS-273.15)*22.088*1000.0;
    firmol_H2O_cond:= P_sat/P_gS;
    n_H2OS:=(firmol_H2O_cond*n_gasE)/(1-firmol_H2O_cond);
    If (n_H2OE < n_H2OS) then
        Begin
            firmol_H2O_cond:= firmol_rawscrub[4];
            firmol_rawcond:= firmol_rawscrub;
            Mz_rawscond:=mz_mist(firmol_rawcond);
            n_H2OS:=(firmol_rawcond[4]*n_gasE)/(
                (1-firmol_rawcond[4]));
            m_cond:=(n_H2OE-n_H2OS)*18.015;
            m_gS:=m_gE-m_cond;
            n_molS:=m_gS/Mz_rawscond;
        end
    Else
        Begin
            teste(firmol_rawscrub,firmol_H2O_cond,firmol_rawcond);
            Mz_rawscond:=mz_mist(firmol_rawcond);
            n_H2OS:=(firmol_rawcond[4]*n_gasE)/(1-
                firmol_rawcond[4]);
            m_cond:=(n_H2OE-n_H2OS)*18.015;
            m_gS:=m_gE-m_cond;
            n_molS:=m_gS/Mz_rawscond;
        end;
    //Determinação do calor perdido pelos gases
    hg_gases[1]:=hr_mist(firmol_rawscrub,T_gE); {kJ/kmol}
    hxs_gases[1]:=hg_gases[1]/Mz_rawscrub; {kJ/kg}
    hg_gases[2]:=hr_mist(firmol_rawcond,T_gS); {kJ/kmol}
    hxs_gases[2]:=hg_gases[2]/Mz_rawscond; {kJ/kg}

    //Energia perdida pelos gases
    Q_gas:= m_gE*(hxs_gases[2]-hxs_gases[1]);
    //Calor necessário para a condensação da água contida no gás
    T_cond:= T_gS-273.15;
    P_satS:=p_satred(T_cond)*22.088*1000.0;{pressao reduzida}
    PROPAGUA[1,3]:=P_satS/1000.0;
    PROPAGUA[1,1]:= 1; //título = 0 liquido saturado
    JILB_54(4,COD,PROPAGUA[1]);
    h_aguaCond[1]:=PROPAGUA[1,5];
    PROPAGUA[2,3]:=P_satS/1000.0;
    PROPAGUA[2,1]:= 0; //título = 0 liquido saturado
    JILB_54(4,COD,PROPAGUA[2]);
    h_aguaCond[2]:=PROPAGUA[2,5];
    Q_aguaCond:= m_cond*(h_aguaCond[2]-h_aguaCond[1]);
    //Energia Total fornecida pelo trocador
    Q_TCTotal:= Q_gas+Q_aguaCond;
    //BALANÇO DE ENERGIA E MASSA
    PROPAGUA[1,3]:=P_aguaE/1000.0;
    PROPAGUA[1,2]:=T_aguaE;
    JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
    h_agua[1]:=PROPAGUA[1,5];
    T_aguaS:= (T_gE-20)-273.15;
    PROPAGUA[2,3]:=P_aguaS/1000.0;
    PROPAGUA[2,2]:=T_aguaS;
    JILB_54(1,COD,PROPAGUA[2]);
    h_agua[2]:=PROPAGUA[2,5];
    //Determinação da entalpia de saída da água
    Q_agua:= Q_TCTotal;
    m_aguaE:=abs(Q_agua)/(h_agua[2]-h_agua[1]);

    //Balanço de Massa
    m_aguaS:=m_aguaE;
End;

7- Procedure comprgas(firmol_rawcond:concen;
    P_gasE,T_gasE,m_gasE,perdcargases,Mz_rawscond,P_aguaE,
    T_aguaE:double;
    var firmol_rawcompr:concen;
    var P_gasS,T_gasS,m_gasS,m_aguaE,T_aguaS,P_aguaS,
    m_aguaS,T_condS,P_condS,m_condS,Mz_rawscompr,
    Wccomptotal:double);
procedure condensador (firmol_rawE: concen;
    P_gasE,T_gasE,m_gasE,perdcargases,Mz_rawE,P_aguaE,T_aguaE: double;
    var firmol_rawS : concen;
    var P_gasS,T_gasS,m_aguaE,m_gasS,T_aguaS,P_aguaS,
    m_aguaS,T_condS,P_condS,m_condS,Mz_rawS,

```

```

Q_TCTotal:=double);
begin
//Perda de carga do trocador de calor
P_gasS:= P_gasE*(1.0-(perdcargases/100.0));
//A pressão do estágio
P_condS:=P_gasS;
P_aguaS:= p_aguaE;
//Temperatura do gás na saída do condensador
T_gasS:= (T_aguaE+(DifTemp_Troc))+273.15;
//Determinação da água condensada
n_molE:= m_gasE/Mz_rawE;
n_H2OE:= frmol_rawE[4]*n_molE;
n_gasE:= n_molE-n_H2OE;
P_sat:=p_satred(T_gasS-273.15)*22.088*1000.0;
frmol_H2O_cond:= P_sat/P_gasS;
n_H2OS:=(frmol_H2O_cond*n_gasE)/(1-frmol_H2O_cond);
If (n_H2OE < n_H2OS) then
Begin
frmol_H2O_cond:= frmol_rawE[4];
frmol_rawS:= frmol_rawE;
Mz_rawS:=mz_mist(frmol_rawS);
n_H2OS:=n_H2OE;
m_condS:= 0;
m_gasS:=m_gasE-m_condS;
n_molS:=m_gasS/Mz_rawscond;
end
Else
Begin
teste(frmol_rawE,frmol_H2O_cond,frmol_rawS);
Mz_rawS:=mz_mist(frmol_rawS);
n_H2OS:=(frmol_rawS[4]*n_gasE)/(1-frmol_rawS[4]);
m_condS:=(n_H2OE-n_H2OS)*18.015;
m_gasS:=m_gasE-m_condS;
n_molS:=m_gasS/Mz_rawS;
end;
//Determinação do calor perdido pelos gases
hg_gases[1]:=hr_mist(frmol_rawE,T_gasE); {kJ/kmol}
hxs_gases[1]:=hg_gases[1]/Mz_rawE; {kJ/kg}
hg_gases[2]:=hr_mist(frmol_rawS,T_gasS); {kJ/kmol}
hxs_gases[2]:=hg_gases[2]/Mz_rawS; {kJ/kg}
//Energia perdida pelos gases
Q_gas:= m_gasE*(hxs_gases[2]-hxs_gases[1]);
//Calor necessário para a condensação da água contida no gás
T_condS:= T_gasS-273.15;
P_sat:=p_satred(T_condS)*22.088*1000.0;
PROPAGUA[1,3]:=P_sat/1000.0;

```

```

PROPAGUA[1,11]:= 1; //título = 0 líquido saturado
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[1]);
h_aguaCond[1]:=PROPAGUA[1,5];
PROPAGUA[2,3]:=P_sat/1000.0;
PROPAGUA[2,11]:= 0; //título = 0 líquido saturado
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[2]);
h_aguaCond[2]:=PROPAGUA[2,5];
Q_aguaCond:= m_condS*(h_aguaCond[2]-h_aguaCond[1]);
//Energia Total fornecida pelo trocador
Q_TCTotal:= Q_gas+Q_aguaCond;
//BALANÇO DE ENERGIA E MASSA
PROPAGUA[1,3]:=P_aguaE/1000.0;
PROPAGUA[1,2]:=T_aguaE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_agua[1]:=PROPAGUA[1,5];

T_aguaS:= T_aguaE+50;
PROPAGUA[2,3]:=P_aguaS/1000.0;
PROPAGUA[2,2]:=T_aguaS;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[2]);
h_agua[2]:=PROPAGUA[2,5];
//Determinação da entalpia de saída da água
Q_agua:= Q_TCTotal;
m_aguaE:=abs(Q_agua)/(h_agua[2]-h_agua[1]);
//Balanço de Massa
m_aguaS:=m_aguaE;
End;

Begin
//Processo iterativo devemos zerar o trabalho do compressor
Wccomptotal:=0;
Q_TCTotal:= 0;
frmol_rawEC:= frmol_rawcond;
Mz_rawEC:= Mz_rawscond;
p_gasEC:= p_gasE;
T_gasEC:= T_gasE;
m_gasEC:= m_gasE;
rpccompint := 1.875;
Efic_comprint:=0.80;
nestagio:=4.0;
nestequip:=1.0;
//Compressor: processo iterativo devido o número de estágios
While (nestequip <= nestagio) do
begin
T_gasSC:= 400.0;
comprisen_1(frmol_rawEC,p_gasEC,T_gasEC,Efic_c
omprint,rpccompint,Wccompint,p_gasSC,T_gasSC);

```



```

{Wcompint,p[235],T[235]} sao resultados obtidos do tgmqsds
{WcL em kJ/kmol de "ar"rpcb}
    m_gasSC:= m_gasEC;
    Molescompgas:=m_gasEC/Mz_rawEC;
    Wcompinttot:=Wcompint*Moiescompgas;
    Wcompptotal:=Wcompptotal+Wcompinttot;
    nestequip:= nestequip+1;
    //Condicao para verificacao do intercooler}
    If ((nestequip) <= nestagio) then
    Begin
        condensador (fmol_rawEC,P_gasSC,T_gasSC,
            m_gasSC,perdcargases,Mz_rawEC,P_aguaE,
            T_aguaE,fmol_rawTCS,P_gasS,T_gasS,m_aguaER,
            m_gasS,T_aguaS,P_aguaS,m_aguaSR,T_condS,
            P_condS,m_condSR,Mz_rawS,Q_TC);
    end
    else
    Begin
        fmol_rawTCS:= fmol_rawEC;
        Mz_rawS:= Mz_rawEC;
        P_gasS:= P_gasSC;
        T_gasS:= T_gasSC;
        m_gasS:= m_gasSC;
        m_condSR:= 0;
        m_aguaSR:= 0;
        m_aguaER:= 0;
        Q_TC:= 0;
    end;

    fmol_rawEC:= fmol_rawTCS;
    Mz_rawEC:=Mz_rawS;
    P_gasEC:= P_gasS;
    T_gasEC:= T_gasS;
    m_gasEC:= m_gasS;

    Q_TCTotal:= Q_TCTotal+Q_TC;
    m_aguaE:= m_aguaE+m_aguaER;
    m_aguaS:= m_aguaE;
    m_condS:= m_condS+m_condSR;
    fmol_rawE:= fmol_rawTCS;
    Mz_rawEC:= Mz_rawS;
End;

fmol_rawcompr:= fmol_rawTCS;
Mz_rawscompr:=Mz_rawS;
End;

8- Procedure turbina(fmol_rawsat,fmol_arL: concen;
    p_ar,T_ar,m_ar,perdcargases,Mz_rawsat,T_projCC,T_TIT,
    P_8,T_8,m_8,Efic_comprL,Efic_comprH,Efic_turbL,
    Efic_turbH,Efimeccompl,EfimeccompH,EfimecturbL,
    EfimecturbH,Perda_FiltroE,T_gasETG:double;

procedure Temp_Adiabatica (fmol_comb,fmol_arL: concen;
    p_arEst,T_arEst,p_comb,T_comb,m_comb,p_gProd,
    efic_pci:double;
    var m_ar_Est,T_max_Chama: double);

Begin
//Procedure elaborada para calcular a temperatura adiabática de chama
    for i:= 1 to 11 do
    begin
        fmol_prodM1[i]:= 0.0;  fmol_prodM2[i]:= 0.0;
    end;
    m_ar_Est:= m_comb*1.0;
    T_max_Chama:= 1500;
    T_gascomb1:= T_max_Chama;
    valor:=1.0;
    fmol_prodM_Est_2:= 0.0;
    iteracao:=1;
    while (iteracao<=maxiter1) and (valor>tol) do
    begin
        combustao_0d(fmol_comb,fmol_arL,P_arEst,T_arEst,
            m_ar_Est,P_comb,T_comb,m_comb,P_gProd,fmol_prodM1,
            m_gascomb,T_max_Chama,Mz_prodM_est,efic_pci);
        dv:=0.0005;
        residuo:= fmol_prodM1[2]-fmol_prodM_Est_2;
        m_arelq:=(1.0+dv)*m_ar_Est;
        combustao_0d(fmol_comb,fmol_arL,P_arEst,T_arEst,
            m_arelq,P_comb,T_comb,m[8],P_gProd,fmol_prodM2,
            m_gascomb1,T_gascomb1,Mz_prodM1,efic_pci);
        residuoq:= fmol_prodM2[2]-fmol_prodM_Est_2;
        deriv:=(residuoq-residuo)/(m_ar_Est*dv);
        corrvar:=residuo/deriv;
        m_ar_Est:= m_ar_Est-corrvar;
        valor:=abs(corrvar/m_ar_Est);
        iteracao:=iteracao+1;
    end;{ while}
    end;

Begin
//*****Informacoes gerais do Ciclo a gas*****
//Eficiencia no combustor
EFIC_PCI:=1.0;
fmol_comb:= fmol_rawsat;

```

```

mz_comb:= Mz_rawsat;
//Informações sobre as pressões no ciclo
//relacoes de pressões nos compressores
// rpsL :=6.6;      {4.1147;}
// rpsH := (4.1147*4.1147)/rpsL;
rpsL:= 4.074;
rpsH:= rpsL;
//Pressoes
p_11 :=400.0;      {estimativa}
p_12 :=p_gtbE;     {entrada da turbina de alta}
p_14 :=104.0;      {saida da turbina de baixa}
//Temperaturas no ciclo
T_2 :=424.15;      {estimativa inicial}
T_5 :=474.0+273.15; {estimativa inicial}
T_12 :=900.0;      {estimativa}
T_14 :=581+273.15; {estimativa}
kchoke:=1.0;      {fixado}
//EQUIPAMENTO
//*****
//Filtro de ar
p_1:= p_ar-Perda_FiltroE;  T_1:= T_ar;  m_1:= m_ar;
//*****
//compressor de baixa
comprisen_1(frmol_arL,P_1,T_1,Efic_comprL,rpsL,WcL,
P_2,T_2);
m_2:= m_1;
WcompL:= abs(WcL)*(m_1/Mz_arL)/
(eftimeccompL*eftimecturbH);
//*****
//Resfriador de ar
m_3:=m_2;  P_3:=P_2;  T_3:=T_2;
//*****
//compressor de alta
comprisen_1(frmol_arL,P_3,T_3, Efic_comprH,rpsH,
WcH,P_5,T_5);
WcompH:= abs(WcH)*(m_3/Mz_arL)/
(eftimeccompH*eftimecturbH);
//*****
//Bifurcação
//Saída do compressor de alta
T_4:= T_5;      P_4:= P_5;
//Condições do ar para resfriamento do bocal das turbinas
T_6:= T_4;      P_6:= P_4;
P_7:= P_4;      T_7:= T_4;
//*****
//pres. em kPa, temperatura em K, prop. base kmol,
//compos. molar,m_aru, m_prod, m_comb: kg
//Mz_prod: kg/kmol,  trabesp: kJ/kmol,
//Pressao na saida da camara de combustao
P_9:= P_5*(1.0-(perdcargases/100.0));
//Produtos de combustao da saida da camara de combustao
//Procedure para calcular produtos de combustao e a massa de
combustível
//combustao_1d(frmol_comb,frmol_arL,P[5],T[5],m[5],P[8],
T[8],P[9],frmol_prodM,m[9],T[9],Mz_prodM,m[8],efic_pci,
kchoke);
//Determinação da massa de ar direcionada para a câmara de
combustão, para atender a temperatura de projeto da câmara de
combustão
T_9:= 1300+273.15;
T_9C:=T_9;
m_5:= 0.7*m_1;
m_5C:= m_5;
maxiter1:= 1000;
valor:=1.0;
iteracao:=1;
while (iteracao<=maxiter1) and (valor>tol) do
begin
combustao_0d(frmol_comb,frmol_arL,P_5,T_5,m_5,
P_8,T_8,m_8,P_9,frmol_prodM,m_9,T_9,
Mz_prodM,efic_pci);
Dif_1:= T_9-T_projCC;
dv:=0.0005;
m_5C:=(1.0+dv)*m_5;
combustao_0d(frmol_comb,frmol_arL,P_5,T_5,m_5C,
P_8,T_8,m_8,P_9,frmol_prodM,m_9,T_9C,
Mz_prodM,efic_pci);
Dif_2:= T_9C-T_projCC;
deriv:=(Dif_2-Dif_1)/(m_5*dv);
corrvar:= Dif_1/deriv;
m_5:= m_5-corrvar;
valor:=abs(corrvar/m_5);
iteracao:=iteracao+1
end;{ while}
//Massa de ar direcionada para o resfriamento das turbinas
m_4:= m_3-m_5;
//Determinação da quantidade de ar de resfriamento para
atender a temperatura TIT
P_10:= P_9;
T_10:= 1300+273.15;
T_10C:=T_10;
m_6:= 0.7*m_4;

```

```

m_6C:= m_6;
valor:=1.0;
iteracao:=1;
while (iteracao<=maxiter1) and (valor>tol) do
begin
    mistura(frmol_arL,frmol_prodM,frmol_prodH,
    m_6,m_9,m_10,Mz_prodM,Mz_arL,Mz_prodH,T_6,
    T_9,T_10);
    Dif_1:= T_10-T_TIT;
    dv:=0.0005;
    m_6C:=(1.0+dv)*m_6;
    mistura(frmol_arL,frmol_prodM,frmol_prodH,m_6C,
    m_9,m_10,Mz_prodM,Mz_arL,Mz_prodH,T_6,T_9,
    T_10C);
    Dif_2:= T_10C-T_TIT;
    deriv:=(Dif_2-Dif_1)/(m_6*dv);
    corrvar:= Dif_1/deriv;
    m_6:= m_6-corrvar;
    valor:=abs(corrvar/m_6);
    iteracao:=iteracao+1
end;{while}

//O procedure turbisen_2, e utilizada para determinar a relação
expansão, o trabalho e as condições da saída da turbina de alta
WtH:=WcompL+WcompH;
Molestur:=m_10/Mz_prodH; {kmoles/s de gases}
P_11:= 900.0; T_11:= 1000; {estimativa}
turbisen_2(frmol_prodH,WtH,MOLESTUR,P_10,T_10,efic_tu
rbH,relpTaco,Wtacomol,P_11,T_11);
{Wtacomol em kJ/kmol}
//WtH:=Wtacomol*MOLESTUR;
m_11:=m_10;

//***** Gases de combustao na saída da turbina de baixa*****
//Resfriamento de bocais e palhetas da turbina livre
m_7:= m_4-m_6;
mistura(FRmol_prodH,FRmol_arL,FRmol_prodL,m_11,m_7,
m_12, Mz_arL, Mz_prodH, Mz_prodL,T_11, T_7, T_12);
P_12:= P_11;

//***** turbina de potência *****
turbisen_1(frmol_prodL,P_12,T_12,efic_turbL,relpTlivre,
Wtlivremol,P_14,T_14);
{relpTlivre, Wtlivremol, Tsaida sao resultados}
{Wtlivremol em kJ/kmol}
//Trabalho total da turbina livre (ponto 13 do fluxograma)
WtL:=Molestur * Wtlivremol; {em kW}
m_14:=m_12;
//Calcula a temperatura de chama adiabática:

```

```

//Condição de referência: ar, combustivel e os produtos
p_arEst:= 101.3; T_arEst:= 25+273.15;
p_comb:= p_arEst; T_comb:= T_arEst;
p_gProd:= P_arEst;
Temp_Adiabatica(frmol_comb,frmol_arL,p_arEst,T_arEst,
p_comb,T_comb,m_8,p_gProd,efic_pci,m_ar_Est,
T_max_Chama);
T_max_Chama:= T_max_Chama-273.15;
exc_ar:= m_5/m_ar_Est;
Temp_Adiabatica(frmol_comb,frmol_arL,P_5,T_5,P_8,T_8,
m_8,p_gtaE,efic_pci,m_5R,T_max_ChamaR);
T_max_ChamaR:= T_max_ChamaR-273.15;
//Determinação da fração de ar de resfriamento das turbinas
fr_arResf := (m_4/m_1)*100;
fr_arResf_1T:= (m_6/m_4)*100;
fr_arResf_2T:= (m_7/m_4)*100;

```

End;

9- ProcedureHRSGFRmol_prodL: concen;

```

P_g1,T_g1,m_g1,perdcargases,PINCH,APROACH,Mz_prodL,
P_v1,T_v1,T_v5,purga,Q_vapGaseif: double;
var P_g3,T_g3,m_g3,m_v1,P_v7,T_v7,m_v7,P_v8,T_v8,
m_v8,P_v5,m_v5,P_v6,T_v6,m_v6: double);

```

Begin

```

//Caldeira de recuperação: Balanço Térmico do lado da água
//Pressão do lado do vapor
P_v2 := P_v1; P_v3 := P_v2; P_v4 := P_v3;
P_v5 := P_v4; P_v6 := P_v5;
//Lado a água
//Propriedades da água na entrada do HRSG
PROPAGUA[1,3]:=P_v1/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[1,2]:=T_v1;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_v[1]:=Propagua[1,5];
//Condições da água na região do pinch-point
x_v[3]:=0.0;
PROPAGUA[3,3]:= P_v3/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[3,1]:= X_v[3];
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[3]);
h_v[3]:=Propagua[3,5];
T_v3:=Propagua[3,2];
//Propriedades da água na entrada do evaporador
T_v2:= T_v3-APROACH;
PROPAGUA[2,3]:= P_v2/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[2,2]:= T_v2;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[2]);
h_v[2]:=Propagua[2,5];

```

```

//Propriedades da água na entrada do superaquecedor
x_v[4]:= 1.0;
T_v4:= T_v3;
PROPAGUA[4,11]:= x_v[4];
PROPAGUA[4,3]:= P_v4/1000;
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[4]);
h_v[4]:=Propagua[4,5];
//Propriedades da água na saída do superaquecedor (19)
PROPAGUA[5,3]:= P_v5/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[5,2]:= T_v5;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[5]);
h_v[5]:=Propagua[5,5];
//Purga
xvap[6]:= 0.0;
PROPAGUA[6,3]:= P_v6/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[6,11]:= xvap[6];
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[6]);
T_v6:=Propagua[6,2];
h_v[6]:=Propagua[6,5];
//Lado dos gases de combustao
//Perda de carga do equipamento do lado dos gases
P_g3 := P_g1*(1.0-(perdcargases/100.0));
m_g2 := m_g1;
m_g3 := m_g2;
//Propriedades dos gases na entrada do HRSG
h_g[1]:=hr_mist(frmol_prodl,T_g1);
//Propriedades dos gases na região de pinch-point
T_g2:=(T_v3+273.15)/PINCH;
h_g[2]:=hr_mist(frmol_prodl,T_g2);
//Calor trocado no evaporador + superaquecedor
eficsup:=1;
Qevapsuper:=(m_g1*((h_g[1]-h_g[2])/Mz_prodl))*eficsup;
//O Calor total cedido para água, envolve o calor do
evaporador+superaquecedor e o calor retirado pelo aquecedor
Syngas
Qtotgas:=Qevapsuper+abs(Q_vapGaseif);
//Determinação da massa de água que do HRSG}
m_v5:=Qtotgas/(h_v[5]-h_v[2]);
//Economizador
//Calor cedido pelos gases de combustao para a água
eficecon:=1;
m_v1:= m_v5*(1.0+(purga/100.0));
Qgeco:= m_v1*(h_v[2]-h_v[1])*eficecon;
//Purga da Caldeira do HSRG
m_v6:= m_v1-m_v5;    P_v6:= P_v1;
//Determinação das propriedades dos gases na saída do HRSG

```

```

h_g[3]:=h_g[2]-(Qgeco/m_g1)*Mz_prodl;
T_g3:= 430; //chute inicial
temperatur(frmol_prodl,h_g[3],T_g3);
diftemp:=T_g3-273.15-T_v1;
//Quantidade de calor desejado pelo gaseificador
//Vapor que sai do HRSG para o Gaseificador
P_v7 := p_v3;    T_v7 := T_v3;    h_v[7]:= h_v[3];
//Vapor que retorna para o HRSG
P_v8:= P_v7;
desupaqu:=+2.0;    {Superaquecimento esperado}
T_v8:= T_v7+desupaqu;
PROPAGUA[8,3]:=P_v8/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[8,2]:=T_v8;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[8]);
h_v[8]:=Propagua[8,5];
//Determinação da massa de vapor
m_v7:= abs(Q_vapGaseif)/(h_v[8] - h_v[7]);
m_v8:= m_v7;

```

End;

```

10- Procedure Turbina_vapor(P_vapE1,T_vapE1,m_vapE1,P_vapE2,
T_vapE2,m_vapE2,P_vapS1,P_vapS2,extmedia,
Efic_TurbVapA,Efic_TurbVapB,EficmecTV:double;
var T_vapS1,m_vapS1,T_vapS2,m_vapS2,WTurbTotal,
x_vapS2:double);

```

Begin

```

//Nomenclatura
//vap[1] = vapor que vem da caldeira de recuperação
//vap[2] = entrada do vapor que vem da caldeira de biomassa
//vap[3] = extração de vapor de média pressão
//vap[4] = extração de vapor de baixa pressão
//Determinação do trabalho da turbina vapor 1
//Propriedades na entrada da turbina
PROPAGUA[1,3]:= P_vapE1/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[1,2]:= T_vapE1;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_vap[1]:=propagua[1,5];
s_vap[1]:=propagua[1,6];
//Turbina 1
//Propriedades do vapor na primeira extração
s_vap[3]:=s_vap[1];
PROPAGUA[3,3]:= P_vapS1/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[3,6]:= s_vap[3];
JILB_54(3,COD,PROPAGUA[3]);
T_vapS1:=propagua[3,2];
h_vap[3]:=propagua[3,5];
//Trabalho isoentropico da turbina - 1;extracao

```

```

WTurbVaporideal1:=(m_vapE2+m_vapE1)*
(h_vap[1]-h_vap[3]);
//Determinacao do Trabalho real da turbina - 1|extracao
WTurbVaporeal1:=WTurbVaporideal1*Efic_TurbVapA;
h_vap[3]:=h_vap[1]-WTurbVaporeal1/(m_vapE2+m_vapE1));
PROPAGUA[3,3]:= P_vapS1/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[3,5]:= h_vap[3];
jilb_54(2,cod,propagua[3]);
T_vapS1:=propagua[3,2];
s_vap[3]:=propagua[3,6];
//Determinação do trabalho turbina vapor 2
//Trabalho isoentropico da turbina - 1|extracao
//Parcela de extração de vapor na turbina
m_vapS1:=(m_vapE2+m_vapE1)*extmedia;
m_vapS2:=(m_vapE2+m_vapE1)-m_vapS1;
s_vap[4]:=s_vap[3];
PROPAGUA[4,3]:=P_vapS2/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[4,6]:=s_vap[4];
JILB_54(3,COD,PROPAGUA[4]);
T_vapS2:=propagua[4,2];
h_vap[4]:=propagua[4,5];
WTurbVaporideal2:=(m_vapS2*h_vap[3])-
(m_vapS2*h_vap[4]);
//Determinação do Trabalho real da turbina de baixa pressão
WTurbVaporeal2:=WTurbVaporideal2*Efic_TurbVapB;
h_vap[4]:=h_vap[3]-(WTurbVaporeal2/m_vapS2);
PROPAGUA[4,3]:= P_vapS2/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[4,5]:= h_vap[4];
jilb_54(2,cod,propagua[4]);
T_vapS2:=propagua[4,2];
x_vapS2:= propagua[4,11];
//Determinação do trabalho total da turbina a vapor
WTurbTotal:=(WTurbVaporeal1+WTurbVaporeal2)*
EficmecTV*0.98;
End;
11- Procedure Misturador_MP(P_vapE,T_vapE,m_vapE,P_aguaE,
T_aguaE,P_vapS,T_vapS:double;
var m_vapS,m_aguaE:double);
Begin
//Determinação da quantidade de água a ser adicionada no
desuperaquecedor
//Propriedades do vapor de entrada no misturador
PROPAGUA[1,3]:=P_vapE/1000.0;
PROPAGUA[1,2]:=T_vapE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_agua[1]:=Propagua[1,5];

```

```

//Propriedades do vapor na saída do misturador
PROPAGUA[2,3]:=P_vapS/1000.0;
PROPAGUA[2,2]:=T_vapS;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[2]);
h_agua[2]:=Propagua[2,5];
//Propriedades da água na entrada do misturador
PROPAGUA[3,3]:=P_aguaE/1000.0;
PROPAGUA[3,2]:=T_aguaE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[3]);
h_agua[3]:=Propagua[3,5];
//Determinação do vapor de media pressão
m_aguaE:=m_vapE*((h_agua[1]-h_agua[2])/(h_agua[2]-
h_agua[3]));
m_vapS := m_vapE+m_aguaE;

```

End;

```

12- Procedure Misturador_BP(P_vapbE,T_vapbE,m_vapbE,P_vapE,
T_vapE,m_vapE,P_aguaE,T_aguaE,P_procE,
x_vapProcB:double;
var m_aguaE,m_procE,T_procER:double);
Begin
//Propriedades da água na saída da turbina
PROPAGUA[1,3]:=P_vapbE/1000.0;
PROPAGUA[1,2]:=T_vapbE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_agua[1]:=Propagua[1,5];
//Propriedades do que vem do Evaporador de baixa pressão
PROPAGUA[2,3]:=P_vapE/1000.0;
PROPAGUA[2,2]:=T_vapE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[2]);
h_agua[2]:=Propagua[2,5];
//Água de reposição
PROPAGUA[3,3]:=P_aguaE/1000.0;
PROPAGUA[3,2]:=T_aguaE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[3]);
h_agua[3]:=Propagua[3,5];
//Propriedades do vapor destinado ao processo
PROPAGUA[4,3]:=P_procE/1000.0;
PROPAGUA[4,11]:=x_vapProcB;
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[4]);
h_agua[4]:=Propagua[4,5];
T_procER:= Propagua[4,2];
//Determinação da massa de água de resfriamento
m_aguaE:=(m_vapbE*(h_agua[1]-h_agua[4])+m_vapE*
(h_agua[2]-h_agua[4]))/(h_agua[4]-h_agua[3]);
If (m_aguaE >= 0) then
Begin

```

```

        m_procE:=m_vapbE+m_aguaE+m_vapE;
    end
    Else
    Begin
        m_aguaE:= 0;
        m_procE:=m_vapbE+m_aguaE+m_vapE;
        h_agua[4]:=(m_vapbE*h_agua[1]+
        m_vapE*h_agua[2]+m_aguaE*h_agua[4])/m_procE;
        PROPAGUA[4,3]:=P_procE/1000.0;
        PROPAGUA[4,5]:=h_agua[4];
        JILB_54(2,COD,PROPAGUA[4]);
        T_procER:= Propagua[4,2];
    end;

```

End;

13- Procedure Vent_arCB(frmol_ar:concen;T_arE,P_arE,m_arE,

Mz_ar:double;

var P_arS,T_arS,m_arS,W_VentarCB:double);

Begin

rpcB := 1.06;

Efic_comprargas:= 0.7;

T_arS:=T_arE+10;

//***** Ventilador de ar da caldeira

comprisen_l(frmol_ar,P_arE,T_arE,Efic_comprargas,rpcB,
W_ventCB,P_arS,T_arS);

{WcL,p[41],T[41]} sao resultados obtidos do tgmqs

{WcL em kJ/kmol de "ar"rpcb}

MolesVentCB:= m_arE/Mz_arL;

m_arS:= m_arE;

W_VentarCB:= W_ventCB*MolesVentCB;

End;

14- Procedure aquec_arCB (frmol_gas,frmol_arl:concen;

P_gasE,T_gasE,m_gasE,P_arE,T_arE,m_arE,

DiffTemp_TrocGas,Mz_gas,Mz_arl,T_arS:double;

var P_arS,m_arS,Qrealaquecar,P_gasS,T_gasS,m_gasS,

T_arSR:double);

Begin

//Perda de carga do equipamento

//Gases

p_gasS:=P_gasE*(1.0-(perdcargases/100.0));

//Ar

p_arS:=p_arE*(1.0-(perdcargases/100.0));

//Determinação da pressão parcial da água na mistura

P_sat:= frmol_gas[4]*P_gasE;

PROPAGUA[1,3]:=P_sat/1000.0;

PROPAGUA[1,11]:= 1;

JILB_54(4,COD,PROPAGUA[1]);

T_sat[1]:=Propagua[1,2];

//Verificação da temperatura de saída do ar

If (T_arS > (T_gasE-10)) then T_arS:=T_gasE-10;

//Balanço de massa

m_gasS:= m_gasE;

m_arS:= m_arE;

//Balanço de energia do lado do ar

h_ar[1]:= hr_mist(frmol_arl,T_arE);

h_ar[2]:= hr_mist(frmol_arl,T_arS);

Qrealaquecar:= (m_arE/Mz_arL)*(h_ar[2]-h_ar[1]);

//balanço de energia do lado dos gases

h_gas[1]:=hr_mist(frmol_gas,T_gasE);

h_gas[2]:=h_gas[1]-Qrealaquecar*Mz_gas/m_gasS;

T_gasS:= 600; {chute inicial}

temperatur(frmol_gas,h_gas[2],T_gasS);

//Determinação da temperatura de referência para a
condição de saída dos gases

If (T_arE > (T_sat[1]+273.15)) then T_ref:=T_arE

else T_ref:=T_sat[1]+273.15;

//Verificação

If (T_gasS >= (T_ref+DiffTemp_TrocGas))

then T_arSR:=T_arS

Else

Begin

T_gasS:= T_ref+DiffTemp_TrocGas;

h_gas[2]:=hr_mist(frmol_gas,T_gasS);

Qrealaquecar:=(m_gasE/Mz_gas)*

(h_gas[2]-h_gas[1]);

//Ar para o gaseificador

h_ar[1]:=hr_mist(frmol_arl,T_arE);

h_ar[2]:=(Qrealaquecar*Mz_arL/m_arE)+h_ar[1];

T_arSR:=600.0; {chute inicial}

TEMPERATUR(frmol_arl,h_ar[2],T_arSR);

end;

End;

15- Procedure Cald_Biomassa(mill_prod,PClbiom,PCSbiom,P_vapE,

T_vapE,m_vapE,T_vapS,Purga,P_arE,T_arE,m_arE,P_bio,

T_bio,Biomassa_baseseca,perdcargases,

RelBiomcel_dado:double;

var frmol_CaldBio:concen;

var m_biom,m_ar,m_gas,T_gas,p_gas,x_purga,P_purga,

m_purga,m_vapS,P_vapS,QcombBiomPCI,QcombBiomPCS,

Mz_CaldBio,efic_PCI,efic_PCS,m_vapER:double);

//Procedure para calcular: Relação ar/combustível, o PCI e o PCS

procedure biomassa_gases(relarbiomrealmas,

Biomassa_baseseca: double;

```

var frmol_CaldBio : concen;
var PCIbiomT, PCSbiomT: double);
begin
    //Biomassa (% base seca) + 50% de massa de água
    frmassa_agua:= Biomassa_baseseca;
    frmassa_carbono:=50.0*((100-frmassa_agua)/100);
    frmassa_hidrogenio:=6.1*((100-frmassa_agua)/100);
    frmassa_oxigenio:=42.5*((100-frmassa_agua)/100);
    frmassa_enxofre:=0.06*((100-frmassa_agua)/100);
    frmassa_nitrogenio:=0.6*((100-frmassa_agua)/100);
    //Massa molecular de cada componente
    pm_agua:= 18.015;    pm_carbono:= 12.011;
    pm_hidrog:= 1.008;    pm_oxig:= 16.000;
    pm_enxof:= 32.060;    pm_nitrog:= 14.007;
    //Produtos de combustao da caldeira de biomassa
    //Determinação no numero de mols de cada elemento
    kmol_carbono:=frmassa_carbono/pm_carbono;
    kmol_hidrogenio:=frmassa_hidrogenio/pm_hidrog;
    kmol_oxigenio:=frmassa_oxigenio/pm_oxig;
    kmol_enxofre:=frmassa_enxofre/pm_enxof;
    kmol_nitrogenio:=frmassa_nitrogenio/pm_nitrog;
    kmol_agua:=frmassa_agua/pm_agua;
    totalkmol:=kmol_carbono+kmol_hidrogenio+kmol_oxigenio+
    kmol_enxofre+kmol_nitrogenio+kmol_agua;
    //Fracao molar de cada um dos componente no combustivel
    frmol_carbono:=kmol_carbono/totalkmol;
    frmol_hidrogenio:=kmol_hidrogenio/totalkmol;
    frmol_oxigenio:=kmol_oxigenio/totalkmol;
    frmol_enxofre:=kmol_enxofre/totalkmol;
    frmol_nitrogenio:=kmol_nitrogenio/totalkmol;
    frmol_agua:=kmol_agua/totalkmol;
    //Determinação da relação ar combustivel estequiométrico
    //Balanço de massa do Carbono
    nmol_gascomb[3]:=frmol_carbono;
    //Balanço de massa do Hidrogênio
    nmol_gascomb[4]:=(frmol_hidrogenio+2.0*frmol_agua)/2.0;
    //Balanço de massa do enxofre
    nmol_gascomb[11]:=frmol_enxofre;
    //Ar necessário
    nmol_ar[2]:=((nmol_gascomb[3]*2+nmol_gascomb[4]*1+
    nmol_gascomb[11]*2)-frmol_oxigenio-frmol_agua)/2;
    nmol_ar[1]:=nmol_ar[2]*3.76;
    //Determinação do N2 presente nos gases de combustao
    nmol_gascomb[1]:=(nmol_ar[1]*2+frmol_nitrogenio)/2;
    //Relação ar combustivel estequiométrico
    relarbiomestqmol:=(nmol_ar[2]+nmol_ar[1])/

```

```

(frmol_carbono+frmol_hidrogenio+frmol_oxigenio+
frmol_enxofre+frmol_nitrogenio+frmol_agua);
relarbiomestqmas:=(nmol_ar[2]*pm_oxig*2+nmol_ar[1]*
pm_nitrog*2)/((frmol_carbono*pm_carbono+frmol_hidrogenio
*pm_hidrog+frmol_oxigenio*pm_oxig+frmol_enxofre*
pm_enxof+frmol_nitrogenio*pm_nitrog+frmol_agua*
pm_agua);
//Determinação do excesso de ar teórico
exc_ar:=relarbiomrealmas/relarbiomestqmas;
//Determinação da composição dos gases
nmol_gascomb[1]:=exc_ar*nmol_ar[1]+frmol_nitrogenio;
nmol_gascomb[2]:=exc_ar*nmol_ar[2]-nmol_ar[2];
nmol_gascomb[3]:=nmol_gascomb[3];
nmol_gascomb[4]:=nmol_gascomb[4];
nmol_gascomb[11]:=nmol_gascomb[11];
//Determinação da fração molar dos produtos de combustão
totalgascomb:= nmol_gascomb[1]+nmol_gascomb[2]+
nmol_gascomb[3]+nmol_gascomb[4]+nmol_gascomb[11];
frmol_CaldBio[1]:= nmol_gascomb[1]/totalgascomb;
frmol_CaldBio[2]:= nmol_gascomb[2]/totalgascomb;
frmol_CaldBio[3]:= nmol_gascomb[3]/totalgascomb;
frmol_CaldBio[4]:= nmol_gascomb[4]/totalgascomb;
frmol_CaldBio[11]:= nmol_gascomb[11]/totalgascomb;
hf_mistGas:= hf_mist(frmol_CaldBio);
//Quantidade de energia para vaporizar a agua
PCIbiom:=PCIbiom;    {kJ/kg - base seca}
//Determinação do PCI base úmida - Lora/Cortez
alfa:=2.31;    {calor latente da agua a 25°C - MJ/kg}
PCIbiomT:=((PCIbiom-alfa*((Biomassa_baseseca/(100-
Biomassa_baseseca))+0.09*frmassa_hidrogenio))*
(100-Biomassa_baseseca))/100;
PCSbiomT:=((PCSbiom-alfa*((Biomassa_baseseca/(100-
Biomassa_baseseca))+0.09*frmassa_hidrogenio))*
(100-Biomassa_baseseca))/100;
//Caldeira de Biomassa
//Determinação da massa de combustivel
QcombBiomPCS:=(RelBiomcel_dado*1000)*(mill_prod/
(24*3.6));
biomassa_gases(relarbiomrealmas,Biomassa_baseseca,
frmol_CaldBio,PCIbiomT,PCSbiomT);
m_biom:= QcombBiomPCS/PCSbiomT; //PCSbiom;
//Consumo especifico de biomassa por unidade de celulose
conespbiom:=(m_biom*(1-(Biomassa_baseseca/100)))/
(mill_prod*1000/(24*3600));

```

```

//Calor total agregado com a biomassa (PCI)
QcombBiomPCI:= m_biom*PCIbiomT;
//Relação Biomassa consumida e Celulose
RelBiomcel:= QcombBiomPCI/(prodcel*1000000);
//Condições da água na entrada da caldeira de biomassa
rel_VapBio:= 5.2610;
m_vapER:=(m_biom*(Biomassa_baseseca/100))*rel_VapBio;
PROPAGUA[1,3]:= P_vapE/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[1,2]:= T_vapE;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
h_vap[1]:=Propagua[1,5];
//Condições do vapor na saída da caldeira
P_vapS:= P_vapE;
//Purga
x_purga:= 0; P_purga:= P_vapE;
m_purga:= m_vapER*(Purga/100);
PROPAGUA[2,3]:= P_purga/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[2,1]:= x_purga;
JILB_54(4,COD,PROPAGUA[2]);
h_vap[2]:=Propagua[2,5];
//Condições do vapor na saída da caldeira de biomassa
m_vapS:= m_vapER-m_purga;
PROPAGUA[3,3]:=P_vapS/1000.0; {MPa}
PROPAGUA[3,2]:=T_vapS;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[3]);
h_vap[3]:=Propagua[3,5];
//Biomassa
//Calculo do calor específico da biomassa levando em conta a
água contida na biomassa
//cp_licor:=((((0.0018*T_bio-0.54)*
(Biomassa_baseseca/100))+1)*4.1862);
//Variação de entalpia da biomassa seca mais água
//Conforme Lúcio Cardoso Filho
T_ref:= 25;
H_bio:= 6.19E-4*((T_bio-T_ref)/2)+ 3.98*(T_bio-T_ref)+
(Biomassa_baseseca/100)*(T_bio-T_ref)*(-1.6779-0.16972)*
(Biomassa_baseseca/100)+((Biomassa_baseseca/100)*
-0.00057083*(T_bio-T_ref))/2;
h_f_bio:= -PCIbiom/5725; //Usado o PCI - kJ/kg de licor
//htotal_licor:=h_f_licor + cp_licor*((T_licor+273.15)-T_atm);
htotal_bio:= h_f_bio+H_bio;
//Energia contida na biomassa
Q_bio_Tot:= m_biom*htotal_bio;
//AR:Relação ar/combustível (Real)
m_ar:= relarbiomrealmas*m_biom;
hg_arE[1]:=hr_mist(frmol_arL,(T_arE)); {kJ/kmol}

```

```

hxs_arE[1]:=hg_arE[1]/Mz_arL; {kJ/kg}
hgtotal_arE[1]:=hg_arE[1]+hf_mist(frmol_arL); {kJ/kmol}
hxtotal_arE[1]:=hgtotal_arE[1]/Mz_arL; {kJ/kg}
//GASES DE COMBUSTÃO
//Temperatura de saída dos gases de combustão será obtido a
partir do Balanço de energia
//Q_vap:=(m_vapS*h_vap[3]+m_purga*h_vap[2])-
(m_vapE*h_vap[1]);
//Q_comb:=(m_biom*(Biomassa_baseseca/100))*htotal_bio+
m_ar*hxs_arE[1];
Q_vap:=(m_vapS*h_vap[3]+m_purga*h_vap[2])-
(m_vapER*h_vap[1]);
Q_comb:= m_biom*(Biomassa_baseseca/100))*
PCIbiom+m_ar*hxs_arE[1];
//Massa de cinzas que o combustível possui
m_cinzas:= (m_biom*(Biomassa_baseseca/100))*(0.8/100);
m_gas:= (m_biom+m_ar)-m_cinzas;
if (m_gas = 0) then h_gasS:= 0 else
h_gasS:= (Q_comb-Q_vap)/m_gas;
Mz_CaldBio:=mz_mist(frmol_CaldBio);
//Determinação da temperatura de saída dos gases
P_gas:= P_arE*(1-(perdcargases+1)/100);
T_gas:= 500+273.15; //Chute inicial
hgtotal_gases[1]:=h_gasS*Mz_CaldBio; {kJ/kmol}
temperatur(frmol_CaldBio,hgtotal_gases[1],T_gas);
//Eficiência da caldeira de recuperação
efic_PCI:= Q_vap/QcombLicorPCI;
efic_PCS:= Q_vap/QcombLicorPCS;

```

End;

```

16- Procedure Vent_gasCB(frmol_ar:concen;T_arE,P_arE,m_arE,
Mz_ar:double;
var P_arS,T_arS,m_arS,W_VentarCB:double);

```

Begin

```

rpcB := 1.06;
Efic_comprargas:= 0.7;
T_arS:=T_arE+10;
//***** Ventilador de ar da caldeira
comprisen_1(frmol_ar,P_arE,T_arE,Efic_comprargas,rpcB,
W_vent,P_arS,T_arS);
{WcL,p[41],T[41]} sao resultados obtidos do tgmqs
{WcL em kJ/kmol de "ar"rpcb}
MolesVent:= m_arE/Mz_arL;
m_arS:= m_arE;
W_VentarCB:= W_vent*MolesVent;

```

End;

Subrotinas auxiliares utilizadas nas subrotinas do programa principal.

Subrotina teste foi desenvolvida para corrigir a composição do gás combustível quando: é adicionado ou retirado água da mistura gasosa. As subrotina teste_CO2 e teste_H2S possuem a mesma estrutura da subrotina teste, sendo que a subrotina teste_CO2 foi desenvolvida para corrigir a composição do gás combustível quando o dióxido de carbono (CO₂) é retirado do gás combustível e a subrotina teste_H2S foi desenvolvida para corrigir a composição do gás combustível quando o hidrosulfito (H₂S) é retirado do gás.

```

procedure teste(firmol_combent:concen;firmol4final:double;
               var firmol_comb:concen);
Begin
  maxiter1:=1000;
  Valor:=1.0;
  interacao:=1.0;
  tol:=0.00001;
  firmol_comb:=firmol_combent;
  firmol_comb4:=firmol_comb[4];
  {For i:= 1 to 9 do
  Begin
    writeln('firmol_comb',i,firmol_comb[i]);
  End;
  readln;}
  while(interacao<=maxiter1) and (valor>tol) do
    begin
      corrcomb:=firmol_comb[1]+firmol_comb[2]+firmol_comb[3]+fi
      mol_comb4+firmol_comb[5]+firmol_comb[6]+firmol_comb[7]+
      firmol_comb[8]+firmol_comb[9]+firmol_comb[10];
      firmol_comb[6]:=firmol_comb[6]/corrcomb;  {CH4}
      firmol_comb[5]:=firmol_comb[5]/corrcomb;  {CO}
      firmol_comb[3]:=firmol_comb[3]/corrcomb;  {CO2}
      firmol_comb[9]:=firmol_comb[9]/corrcomb;  {H2}
      firmol_comb[4]:=firmol4final*corrcomb;  {H2O}
      firmol_comb[1]:=firmol_comb[1]/corrcomb;  {N2 + resto}
      corrcomb2:=firmol_comb[1]+firmol_comb[2]+firmol_comb[3]+
      firmol_comb[4]+firmol_comb[5]+firmol_comb[6]+
      firmol_comb[7]+firmol_comb[8]      +firmol_comb[9]+
      firmol_comb[10];
      residuo:=corrcomb-corrcomb2;
      dv:=0.0005;
      variavel:=firmol_comb4;
      variaveleq:=(1+dv)*variavel;
      firmol_comb4:=variaveleq;
      corrcomb:=firmol_comb[1]+firmol_comb[2]+firmol_comb[3]+
      firmol_comb4+firmol_comb[5]+firmol_comb[6]+firmol_comb[7]
      +firmol_comb[8]+firmol_comb[9]+firmol_comb[10];
      firmol_comb[6]:=firmol_comb[6]/corrcomb;  {CH4}
      firmol_comb[5]:=firmol_comb[5]/corrcomb;  {CO}
      firmol_comb[3]:=firmol_comb[3]/corrcomb;  {CO2}
      firmol_comb[9]:=firmol_comb[9]/corrcomb;  {H2}
      firmol_comb[4]:=firmol4final*corrcomb;  {H2O}
      firmol_comb[1]:=firmol_comb[1]/corrcomb;  {N2 + resto}
      corrcomb2:=firmol_comb[1]+firmol_comb[2]+firmol_comb[3]+
      firmol_comb[4]+firmol_comb[5]+firmol_comb[6]+
      firmol_comb[7]+firmol_comb[8]      +firmol_comb[9]+
      firmol_comb[10];
      residuoq:=corrcomb-corrcomb2;
      deriv:=(residuoq-residuo)/(variavel*dv);
      corrvvar:=residuo/deriv;
      variavel:=variavel-corrvvar;
      firmol_comb4:=variavel;
      valor:=abs(corrvvar/variavel);
      interacao:=interacao+1;
    end;
  End;
End;

```

Procedure_Smelt: desenvolvida para calcular as propriedades do material fundido(smelt).

```

Procedure_smelt(P_smelt,T_smelt,m_smelt,Rel_sol_Smelt:double;
var h_smelt,ex_smelt: double);
Begin
  T_ref:= 25;    //°C
  //Informações sobre os sólidos que compõe o smelt
  c_Na2CO3:= 81.873/100;
  m_Na2CO3:= m_smelt*c_Na2CO3; //kg/s do componente
  M_mol_Na2CO3:= 105.99; //Massa molecular-kg/kmol
  n_Na2CO3:= m_Na2CO3/M_mol_Na2CO3;
  h_fNa2CO3:= -1130770; //Entalpia de formação-(kJ/kmol)
  cp_Na2CO3:= 150.28; //cp médio kJ/kmol-Barin
  h_Na2CO3:= h_fNa2CO3+cp_Na2CO3*(T_smelt-T_ref);
  s_Na2CO3_298:= 0.138783; //entropia a 298.15 K
  s_Na2CO3:= c_Na2CO3*ln((T_smelt+273.15)/
(T_ref+273.15))+s_Na2CO3_298;
  ex_Na2CO3:=(h_Na2CO3-h_fNa2CO3)-(T_ref+273.15)*
(s_Na2CO3-s_Na2CO3_298);
  c_Na2SO4:= 0.000/100;
  m_Na2SO4:= m_smelt*c_Na2SO4; //kg/s do componente
  M_mol_Na2SO4:= 142.5; //Massa molecular-kg/kmol
  n_Na2SO4:= m_Na2SO4/M_mol_Na2SO4;
  h_fNa2SO4:= -1387816; //Entalpia de formação-(kJ/kmol)
  cp_Na2SO4:= 168.23; //cp médio kJ/kmol-Barin
  h_Na2SO4:= h_fNa2SO4+cp_Na2SO4*(T_smelt-T_ref);
  s_Na2SO4_298:= 0.149595; //entropia a 298.15 K
  s_Na2SO4:=c_Na2SO4*ln((T_smelt+273.15)/
(T_ref+273.15))+s_Na2SO4_298;
  ex_Na2SO4:=(h_Na2SO4-h_fNa2SO4)-(T_ref+273.15)*
(s_Na2SO4-s_Na2SO4_298);
  c_Na2S:= 7.668/100;
  m_Na2S:= m_smelt*c_Na2S; //kg/s do componente
  M_mol_Na2S:= 78.5; //Massa molecular-kg/kmol
  n_Na2S:= m_Na2S/M_mol_Na2S;
  h_fNa2S:= -366100; //Entalpia de formação-(kJ/kmol)
  cp_Na2S:= 147.4; //cp médio kJ/kmol-Barin
  h_Na2S:= h_fNa2S+cp_Na2S*(T_smelt-T_ref);
  s_Na2S_298:= 0.096232; //entropia a 298.15 K
  s_Na2S:=c_Na2S*ln((T_smelt+273.15)/
(T_ref+273.15))+s_Na2S_298;
  ex_Na2S:=(h_Na2S-h_fNa2S)-(T_ref+273.15)*
(s_Na2S-s_Na2S_298);
  c_NaOH:= 0.084/100;
  m_NaOH:= m_smelt*c_NaOH; //kg/s do componente
  M_mol_NaOH:= 40.0; //Massa molecular-kg/kmol
  n_NaOH:= m_NaOH/M_mol_NaOH;
  h_fNaOH:= -425931; //Entalpia de formação-(kJ/kmol)
  cp_NaOH:= 71.06; //cp médio kJ/kmol-Barin
  h_NaOH:= h_fNaOH+cp_NaOH*(T_smelt-T_ref);
  s_NaOH_298:= 0.064434; //entropia a 298.15 K
  s_NaOH:=c_NaOH*ln((T_smelt+273.15)/
(T_ref+273.15))+s_NaOH_298;
  ex_NaOH:= (h_NaOH-h_fNaOH)-(T_ref+273.15)*
(s_NaOH-s_NaOH_298);
  c_K2CO3:= 9.578/100;
  m_K2CO3:= m_smelt*c_K2CO3; //kg/s do componente
  M_mol_K2CO3:= 100.09; //Massa molecular-kg/kmol
  n_K2CO3:= m_K2CO3/M_mol_K2CO3;
  h_fK2CO3:= -1150182; //Entalpia de formação-(kJ/kmol)
  cp_K2CO3:= 159.77; //cp médio kJ/kmol-Barin
  h_K2CO3:= h_fK2CO3+cp_K2CO3*(T_smelt-T_ref);
  s_K2CO3_298:= 0.064434; //entropia a 298.15 K
  s_K2CO3:= c_K2CO3*ln((T_smelt+273.15)/
(T_ref+273.15))+s_K2CO3_298;
  ex_K2CO3:=(h_K2CO3-h_fK2CO3)-(T_ref+273.15)*
(s_K2CO3-s_K2CO3_298);
  //Propriedade da água contida no smelt
  m_H2O:=m_smelt*(1-(Rel_sol_Smelt)/(Rel_sol_Smelt));
  //kg/s do componente
  M_mol_H2O:= 18.0; //Massa molecular-kg/kmol
  n_H2O:= m_H2O/M_mol_H2O; //kmol/s do componente
  PROPAGUA[1,3]:= P_smelt/1000.0;
  PROPAGUA[1,2]:= T_smelt;
  JILB_54(1,COD,PROPAGUA[1]);
  h_agua[1]:= propagua[1,5]; {kJ/kg}
  h_H2O:=h_agua[1]+hf_h2oL/Mz_h2o; {kJ/kg}
  exerxfis_agua[1]:=propagua[1,7]; {kJ/kg}
  ex_H2O:=exerxfis_agua[1]+exq_h2oL/Mz_h2o; {kJ/kg}
  h_smelt:=(n_Na2CO3*h_Na2CO3+n_Na2SO4*h_Na2SO4+n_Na2S*h_Na2S+n_NaOH*h_NaOH+n_K2CO3*
h_K2CO3)*(Rel_sol_Smelt)+h_H2O*m_smelt*(1-
(Rel_sol_Smelt));
  s_smelt:=(n_Na2CO3*s_Na2CO3+n_Na2SO4*s_Na2SO4+n_Na2S*s_Na2S+n_NaOH*s_NaOH+s_K2CO3*s_K2CO3)
*(Rel_sol_Smelt)+s_H2O*(1-(Rel_sol_Smelt));
  ex_smelt:=(n_Na2CO3*ex_Na2CO3+
n_Na2SO4*ex_Na2SO4+n_Na2S*ex_Na2S+n_NaOH*ex_NaOH+n_K2CO3*ex_K2CO3)*(Rel_sol_Smelt)+
m_H2O*ex_H2O;
end;

```

Subrotinas para calcular as propriedades termodinâmicas da água e da mistura da gases.

As propriedades termodinâmicas da água e dos gases são determinadas em cada ponto por meio de subrotinas computacionais específicas. A avaliação das propriedades da água é baseada nas correlações desenvolvidas por Keenan et al. (1978) e a metodologia de elaboração do programa é apresentado por Llagostera (1994). Para a avaliação das propriedades termodinâmicas da água, a referência básica utilizada na elaboração das subrotinas desenvolvidas foi o trabalho de Keenan et al. (1978), que apresenta as equações fundamentais que serviram de base para a construção dessas tabelas de vapor de utilização universal.

As propriedades dos gases são determinadas de acordo com correlações apresentadas por Rivkin (1988), e outras correlações polinomiais implementadas para aproximar os valores contidos nas tabelas JANAF (Chase, 1986), (Stull and Prophet, 1971), e também nas tabelas termoquímicas organizadas por Barin (1993). As propriedades termodinâmicas dos gases são basicamente determinadas a partir de correlações polinomiais para a avaliação do calor específico, sendo a seguir determinados os valores da entalpia, da entropia e da exergia, usando como referência básica as tabelas JANAF. Em todos os algoritmos, incluindo os relativos à operação do compressor e da turbina a gás foi considerada a dependência das propriedades termodinâmicas em função da temperatura, e não foram utilizados valores médios de calor específico para o cálculo de qualquer processo. A metodologia de elaboração das subrotinas estão de acordo como apresentado por Llagostera e Walter (1995) e Pinto (2002).

As exergias físicas e químicas de todas as substâncias foram determinadas conforme Kotas (1995), e a exergia do licor negro e da biomassa foram calculadas conforme Szargut et al. (1988). Outras propriedades termodinâmicas do licor negro foram desenvolvidas a partir do trabalho elaborado por Assumpção et al. (1983). Como pode ser descrito a seguir.

Calculo da exergia do licor negro e da biomassa (Szargut et al., 1988).

$$bch = \beta * (PCI_{biom} + L * z_w) + (bch_S - C_S) z_S + bch_a * Z_a + bch_w * z_w$$

onde:

bch = exergia da corrente (kJ/kg)

$$\beta = (1.0412 + 0.2160 * (z_h / z_c) - 0.2499 * (z_o / z_c) * (1 + 0.7884 * (z_h / z_c)) + 0.0450 * (z_n / z_c)) / (1 - 0.3035 * (z_o / z_c)); \quad (\text{equação 9, tabela 3.3, Szargut et al. (1998)})$$

PCI_{biom} = poder calorífico inferior da biomassa (kJ/kg)

L = entalpia de vaporização da água (kJ/kg)

z_w = fração mássica de água no combustível (%)

```

bch_S = exergia química do enxofre      (kJ/kg)
C_S   = poder calorífico do enxofre      (kJ/kg)
z_S   = fração mássica de enxofre        (%)
bch_a = exergia química das cinzas       (kJ/kg)
Z_a   = fração mássica de cinzas         (%)
bch_w = exergia química da água          (kJ/kg)}
h_lv:= 2442.0; {entalpia de vaporização da água a 25°C, kJ/kg}
bch_S:= 607300; {kJ/kmol, , Szargut et al. (1998) }
C_S:= 296830; {kJ/kmol, , Szargut et al. (1998) }
bch_w:= 50; {kJ/kg;T_amb=15°C, UR= 70%, , Szargut et al. (1998) }
bch_ash:= 0;
bch_bio:= beta*(PCibiom+h_lv*z_w)+((bch_S-C_S)/pm_enxof)*z_S+bch_ash*Z_ash+ bch_w*z_w;

```

Subrotinas desenvolvidas para calcular as condições de operação do compressor, câmara de combustão e turbina a gás.

Para o cálculo das variáveis de operação do compressor (procedure comprisen_1) optou-se por utilizar a eficiência isentrópica. Assim, fornecendo-se a composição do ar, seco ou úmido, as condições de pressão e temperatura na entrada, a relação de compressão e a eficiência isentrópica é possível determinar o estado da mistura na saída do compressor. Esse cálculo envolve procedimentos iterativos, pois o uso da eficiência isentrópica demanda a determinação do estado hipotético que seria obtido se o processo de compressão fosse isentrópico. Desse estado conhece-se a entropia e a pressão, e a partir desses dados é necessário determinar a entalpia correspondente.

As propriedades dos gases são determinadas utilizando subrotinas específicas para gases. Estas propriedades são função de sua pressão e temperatura, ou seja, é necessário encontrar a temperatura para a qual a entropia da mistura corresponde ao valor desejado. Isso exige o uso de métodos de solução de equações não lineares, utilizadas extensivamente ao longo de todo o programa. Então, com o valor da eficiência isentrópica determina-se a entalpia do estado real na saída do compressor. Assim a partir da pressão e da entalpia da mistura é necessário determinar o estado, e conseqüentemente, as demais propriedades termodinâmicas. Dessa forma, é necessário determinar a temperatura da mistura tal que a entalpia obtida corresponda ao valor determinado, e utiliza-se o procedimento numérico de solução de equações não lineares já referido. Em muitos casos não é conhecida a eficiência isentrópica do compressor nas condições desejadas, porém

conhecem-se outros parâmetros que permitem determinar essa eficiência, normalmente envolvendo também processos iterativos de aproximação. Quando as curvas de operação do compressor são conhecidas, o trabalho de modelagem é facilitado, pois é possível contar com parâmetros de operação bem caracterizados.

Na modelagem da câmara de combustão (procedure combustao_0d), são fornecidos dados relativos à composição e condições de temperatura e de pressão do ar de combustão, bem como da composição, vazão e condições de temperatura e pressão dos gases combustíveis. Tendo em vista as condições de vazão e temperatura dos produtos de combustão à entrada da turbina de acionamento do compressor é possível determinar a quantidade de ar necessário para atender essas condições. Também neste caso é utilizado intensivamente o procedimento de Newton modificado para a obtenção dos parâmetros de operação. São consideradas perdas térmicas e de pressão nos diversos componentes do sistema. Particularmente nos casos em que o gás utilizado como combustível não tem elevado poder calorífico, a vazão de "choke" da turbina fornece um limite para a operação da câmara de combustão, conduzindo algumas vezes a situações em que a temperatura na entrada é inferior ao limite máximo estabelecido para a máquina.

Para a turbina geradora de gases o cálculo é efetuado a partir das condições limite estabelecidas pela temperatura de entrada ou vazão de choque, e obtidas a partir da rotina da câmara de combustão (Cohen et al., 1987). A eficiência isentrópica deve ser fornecida, e se não for disponível é então calculada a partir dos dados de operação da turbina. As condições de saída são obtidas também de modo iterativo, utilizando o procedimento de Newton modificado de modo que a potência mecânica desenvolvida por essa turbina seja suficiente para o acionamento do compressor de ar de combustão (procedure turbisen_2).

Uma fração do ar comprimido é utilizada para o resfriamento das palhetas da turbina geradora de gases. Na modelagem efetuada assume-se esse ar é misturado adiabaticamente (procedure mistura) à corrente de gases de combustão, não afetando a produção de potência diretamente. Os gases de combustão já misturados com esse ar de resfriamento são então conduzidos para a turbina de potência. A produção de potência é determinada em função da eficiência isentrópica e da pressão à saída da turbina (procedure turbisen_1). A rotina calcula também o estado termodinâmico dos gases à saída da turbina, que são normalmente conduzidos a uma caldeira de recuperação de calor (HRSG).