



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

**ANÁLISE TERMOCÔNOMICA DE UMA
USINA TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL
OPERANDO EM CICLO ABERTO E EM
CICLO COMBINADO**

FABIANO PAGLIOSA BRANCO

1210001671



Ilha Solteira - SP

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM CIÊNCIAS TÉRMICAS

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UMA USINA
TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL OPERANDO EM CICLO
ABERTO E EM CICLO COMBINADO**

Fabiano Pagliosa Branco

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

Orientador: **Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos**

Co-orientador: **Prof. Dr. Cassio Roberto Macedo Maia**

Ilha Solteira - SP, 24 de março de 2005.



FICHA CATALOGRÁFICA

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

B816a Branco, Fabiano Pagliosa
Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado / Fabiano Pagliosa Branco. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2005
xix, 156 p. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2005.

Orientador: Ricardo Alan Verdú Ramos
Co-orientador: Cassio Roberto Macedo Maia
Bibliografia: p. 123-128

1. Energia. 2. Exergia. 3. Termoeconomia. 4. Geração de energia elétrica. 5. Gás natural. 6. Usinas termelétricas.

30502004

UNESP - CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA	
SERVIÇO TÉCNICO DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO	
DATA DE CHEGADA	DATA DE TOMBO
22.02.06	28.04.06
REGISTRADO POR	TOMBO
Ailza	Te. 1671
AQUISIÇÃO	CLASSIFICAÇÃO
Ilha Solteira Autor R816a	B816a



ANÁLISE TERMoeCONÔMICA DE UMA USINA TERMELÉTRICA A GÁS NATURAL OPERANDO EM CICLO ABERTO E EM CICLO COMBINADO

Fabiano Pagliosa Branco

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

NA ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM CIÊNCIAS TÉRMICAS E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA.

Prof. Dr. Gilberto Pechoto de Melo

Coordenador do PPGEM – FEIS/UNESP

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos

Departamento de Engenharia Mecânica – FEIS/UNESP

Orientador

Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC/PR

Prof. Dr. João Batista Campos Silva

Departamento de Engenharia Mecânica – FEIS/UNESP

Ilha Solteira - SP, 24 de março de 2005.

FEIS - UNESP



CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

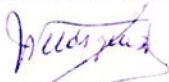
**TÍTULO: ANÁLISE TERMoeCONômICA DE UMA USINA TERMELÉTRICA A GÁS
NATURAL OPERANDO EM CICLO ABERTO E EM CICLO COMBINADO**

AUTOR: FABIANO PAGLIOSA BRANCO

ORIENTADOR: Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de MESTRE em
ENGENHARIA MECÂNICA pela Comissão Examinadora:


Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS


Dr. JOSÉ ANTONIO ANDRÉS VELÁSQUEZ ALEGRE


Dr. JOÃO BATISTA CAMPOS SILVA

Data da realização: 24 de março de 2005.



Presidente da Comissão Examinadora
Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

BCnIS - FEIS - UNESP

Dedicatória

Dedico esse trabalho aos meus pais, Roberto Saraiva Branco e Maria Helena Pagliosa Branco, aos meus irmãos, Roberto Pagliosa Branco, Cássio Pagliosa Branco e Bruno Pagliosa Branco e, também, às minhas avós, Virgínia e Rosina.



Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus.

Agradeço ao Professor Ricardo Alan Verdú Ramos por ter encarado o desafio junto comigo no desenvolvimento desse trabalho.

Ao professor Cassio Roberto Macedo Maia pelas horas de discussão que tanto contribuíram para esse trabalho.

Aos amigos queridos da pós-graduação, em especial ao Edílson, Thales e Alessandro, pela ajuda e momentos agradáveis.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP – Ilha Solteira e seus funcionários pela ajuda e amizade.



Sumário

Lista de Tabelas	vi
Lista de Figuras	viii
Lista de Símbolos	xi
Resumo	xvi
Abstract	xvii
Preâmbulo	xviii
Capítulo 1 – Introdução e Objetivos	1
1.1. Introdução.....	1
1.2. Objetivos	2
Capítulo 2 – Revisão da Literatura.....	4
Capítulo 3 – Caracterização de Plantas Termelétricas a Gás	10
3.1. Principais Equipamentos Utilizados em Plantas Termelétricas a Gás	10
3.1.1. Turbinas a Gás	10
3.1.2. Caldeiras de Recuperação	12
3.1.3. Turbinas a Vapor	21
3.2. Configurações Típicas de Plantas Termelétricas a Gás	23
3.2.1. Plantas de Ciclo Aberto	23
3.2.2. Plantas de Ciclo Combinado.....	23
Capítulo 4 – Conceitos e Metodologia Aplicada	28
4.1. Análise Energética.....	28
4.1.1. Aspectos Gerais da Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica	28
4.1.2. Aspectos Gerais da Análise pela Segunda Lei da Termodinâmica	29
4.1.3. Limitações da Análise Baseada na Primeira Lei da Termodinâmica	29
4.2. Análise Exergética.....	31
4.2.1. Definição de Exergia	31
4.2.2. Balanço de Exergia	34
4.2.3. Irreversibilidade dos Equipamentos.....	36
4.3. Eficiência Energética e Exergética.....	37
4.4. Análise Termoeconômica.....	38
4.4.1. Introdução à Termoeconomia	38
4.4.2. Histórico da Termoeconomia.....	39



4.4.3. Vertentes e Metodologias da Termoeconomia	40
4.4.4. Teoria do Custo Exergético	40
4.5. Análise da Viabilidade Financeira	45
4.5.1. Análise de Sensibilidade	45
4.5.2. Análise de Cenários	46
4.5.3. Análise Probabilística de Risco	46
4.5.4. Principais Indicadores	46
4.6. Apresentação do Modelo de Análise Termodinâmica	50
4.6.1. Considerações	50
4.6.2. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Gás	50
4.6.3. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Vapor	55
4.6.4. Rendimentos Baseados na Primeira e na Segunda Lei da Termodinâmica	60
4.7. Método de Solução	62
Capítulo 5 – Casos Propostos e Premissas Econômicas	63
5.1. Detalhamento dos Casos a serem Estudados	63
5.1.1. Caso 1 – Ciclo Aberto com Turbinas a Gás	65
5.1.2. Caso 2 – Ciclo Combinado com Um Nível de Pressão	67
5.1.3. Caso 3 – Ciclo Combinado com Dois Níveis de Pressão	70
5.1.4. Caso 4 – Ciclo Combinado com Três Níveis de Pressão	74
5.2. Tempo de Construção, Investimento e Operação de Termelétricas	78
5.2.1. Estimativa do Custo dos Equipamentos	78
5.3. Investimentos de Capital e Suposições Econômico-Financeiras	83
5.3.1. Introdução	83
5.3.2. Suposições para Análise de Sensibilidade Econômica	83
5.4. Apresentação do Modelo de Análise Termoeconômica	89
Capítulo 6 – Resultados e Discussões	93
6.1. Análise de Parâmetros	93
6.2. Resultados da Análise Termodinâmica	99
6.3. Resultados da Análise Termoeconômica	108
6.4. Resultados da Análise Econômica	114
Capítulo 7 – Conclusões	121
Referências Bibliográficas	123
Anexo A – Fontes e Tecnologias para Geração de Energia	129



A.1. Energia Hidrelétrica	129
A.2. Energia da Biomassa	130
A.3. Energia Nuclear	132
A.4. Energia Eólica	132
A.5. Energia Fotovoltaica.....	133
A.6. Células Combustíveis	134
Anexo B – Aspectos do Sistema Elétrico Brasileiro	136
B.1. Histórico e Reestruturação do Sistema Elétrico Brasileiro	136
B.2. Evolução da Potência Elétrica Instalada no Brasil	140
B.3. Programa Prioritário de Termoeletricidade	142
B.4. Crise Energética Brasileira	143
B.5. Riscos para a Implantação de Projetos Termelétricos	144
Anexo C – Aspectos do Gás Natural no Brasil	146
C.1. Histórico	146
C.2. Aspectos Regulatórios	147
C.3. Aspectos Ambientais	148
C.4. Redes de Distribuição e Perspectivas de Aumento de Consumo	150
C.5. Características Técnicas	151
Anexo D – Exemplos de Usinas Térmicas	153
D.1. Usina Naistenlahti	153
D.2. Usina Korneuburg	154
D.3. Usina Hemweg	154
D.4. Usina Nokia	155
D.5. Companhia Siderúrgica Nacional.....	156



Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação.....	18
Tabela 3.2 – Valores da variação da potência gerada na central termelétrica.....	20
Tabela 5.1 – Dados dos equipamentos das turbinas a gás da usina termelétrica.....	66
Tabela 5.2 – Dados termodinâmicos do ciclo a gás.	67
Tabela 5.3 – Dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor e da turbina a gás com caldeiras de recuperação com 1 nível de pressão.	68
Tabela 5.4 – Dados do ciclo combinado com caldeiras com 1 nível de pressão.....	69
Tabela 5.5 – Dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor com caldeiras de recuperação com 2 níveis de pressão.....	72
Tabela 5.6 – Dados do ciclo combinado com caldeiras com 2 níveis de pressão.	73
Tabela 5.7 – Dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor com caldeiras de recuperação com 3 níveis de pressão.....	76
Tabela 5.8 – Dados do ciclo combinado com caldeiras com 3 níveis de pressão.	77
Tabela 5.9 – Custo de investimento da turbina a gás.	79
Tabela 5.10 – Custos de investimento das caldeiras de recuperação.	80
Tabela 5.11 – Custo de investimento do desaerador.	80
Tabela 5.12 – Custo de investimento da turbina a vapor.....	81
Tabela 5.13 – Custo de investimento do condensador.	81
Tabela 5.14 – Custo de investimento das bombas.....	82
Tabela 5.15 – Distribuição dos custos diretos e indiretos (capital e custos de operação).	85
Tabela 5.16 – Custo de investimento total de cada configuração.	86
Tabela 5.17 – Custos de amortização para os componentes do ciclo a gás (Casos 1 a 4).....	87
Tabela 5.18 – Custos de amortização para cada componente do ciclo a vapor (Caso 2).	87
Tabela 5.19 – Custos de amortização para cada componente do ciclo a vapor (Caso 3).	87
Tabela 5.20 – Custos de amortização para cada componente do ciclo a vapor (Caso 4).	88
Tabela 5.21 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.....	89
Tabela 5.22 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.....	90
Tabela 5.23 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.....	91
Tabela 5.24 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.....	92
Tabela 6.1 – Conjuntos considerados na análise termodinâmica.	99
Tabela 6.2 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 1... 99	



Tabela 6.3 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 2.	100
Tabela 6.4 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 3.	101
Tabela 6.5 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 4.	102
Tabela 6.6 – Rendimentos dos conjuntos, dos ciclos Rankine e dos ciclos totais.....	103
Tabela 6.7 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 1..	108
Tabela 6.8 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 2..	108
Tabela 6.9 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 3..	109
Tabela 6.10 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 4.	110
Tabela 6.11 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 1.....	115
Tabela 6.12 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 2.....	116
Tabela 6.13 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 3.....	117
Tabela 6.14 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 4.....	118
Tabela B.1 – Quadro comparativo do Setor Elétrico Brasileiro.....	137
Tabela B.2 – Evolução da potência instalada no Brasil (MW).....	141
Tabela C.1 – Vendas de gás das distribuidoras brasileiras por segmento.....	147
Tabela C.2 – Propriedades médias do gás natural boliviano.....	151
Tabela C.3 – Composição média em volume do gás natural boliviano.	152



Lista de Figuras

Figura 3.1 – Representação esquemática de uma turbina a gás.....	11
Figura 3.2 – Exemplo de uma caldeira de recuperação.	13
Figura 3.3 – Esquema construtivo com os principais equipamentos de uma caldeira de recuperação com um nível de pressão.	16
Figura 3.4 – Diagrama esquemático da caldeira de recuperação de calor.....	17
Figura 3.5 – Vantagens do uso de vários níveis de pressão em caldeiras de recuperação.	19
Figura 3.6 – Vantagens do uso de vários níveis de pressão na caldeira de recuperação, numa instalação de ciclo combinado.	20
Figura 3.7 – Representação esquemática de uma turbina a vapor.....	22
Figura 3.8 – Ciclo aberto com turbina a gás.....	23
Figura 3.9 – Esquema do acoplamento da turbina a gás com a caldeira de recuperação.	24
Figura 3.10 – Esquema típico de uma planta termelétrica em ciclo combinado tipo 1+1, com dois geradores.	25
Figura 3.11 – Esquema típico de uma planta termelétrica em ciclo combinado tipo 1+1, com um gerador.	25
Figura 3.12 – Esquema típico de uma planta termelétrica em ciclo combinado tipo 2 + 1, com três geradores.	26
Figura 4.1 – Sistema em comunicação com a atmosfera e n reservatórios de temperatura.	34
Figura 4.2 – Fluxo de caixa acumulativo típico ao longo do tempo de implantação e operação de um projeto de cogeração.	48
Figura 5.1 – Usina termelétrica em ciclo aberto.....	66
Figura 5.2 – Parte do ciclo combinado com caldeira de um nível de pressão.....	68
Figura 5.3 – Parte do ciclo combinado com caldeira de dois níveis de pressão.....	71
Figura 5.4 – Parte do ciclo combinado com caldeira de três níveis de pressão.....	75
Figura 5.5 – Contribuição de cada equipamento na formação dos investimentos totais em cada caso estudado.	88
Figura 6.1 – Variação do rendimento e da potência total produzida em função da temperatura ambiente, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.	93
Figura 6.2 – Variação da potência da turbina a gás e da temperatura de saída em função da pressão de saída na turbina a gás, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.	94



Figura 6.3 – Variação da potência da turbina a gás e da turbina a vapor, em função da pressão de saída na turbina a gás, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.	95
Figura 6.4 – Variação da potência total do ciclo combinado em função da pressão de saída na turbina a gás, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.	95
Figura 6.5 – Variação da potência da turbina a vapor e da eficiência da caldeira de recuperação com 1 nível de pressão em função do <i>pinch point</i>	96
Figura 6.6 – Variação da eficiência da caldeira de recuperação com 1 nível de pressão em função da pressão do condensado.	96
Figura 6.7 – Variação da potência e da eficiência da caldeira de recuperação com 2 níveis de pressão em função da extração de vapor.	97
Figura 6.8 – Variação da potência da turbina a vapor e da eficiência da caldeira com 1 nível de pressão em função da pressão de alta na turbina a vapor.	98
Figura 6.9 – Título do vapor em função da pressão de alta na turbina a vapor na caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.	98
Figura 6.10 – Comparação entre as potências líquidas produzidas em cada caso estudado. ..	103
Figura 6.11 – Comparação entre o rendimento térmico global da primeira lei e da segunda leis em cada caso estudado.	104
Figura 6.12 – Comparação entre as eficiências térmicas da primeira lei e da segunda lei para as caldeiras de recuperação em cada caso estudado.	105
Figura 6.13 – Comparação entre as irreversibilidades geradas pelas caldeiras de recuperação em cada caso estudado.	106
Figura 6.14 – Comparação entre as irreversibilidades geradas pelos condensadores em cada caso estudado.	106
Figura 6.15 – Comparação entre as irreversibilidades geradas pelas turbinas a vapor em cada caso estudado.	107
Figura 6.16 – Custo da potência gerada nas turbinas a gás, nas turbinas a vapor e custo médio de geração em cada caso estudado.	111
Figura 6.17 – Custo exergético unitário médio da eletricidade em cada caso estudado.	112
Figura 6.18 – Custo do vapor nas caldeiras de recuperação nos casos de ciclo combinado. ..	112
Figura 6.19 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 1.	115
Figura 6.20 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 2.	116



Figura 6.21 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 3.....	117
Figura 6.22 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 4.....	118
Figura 6.23 – Custo da energia produzida em função do custo do gás natural para cada caso estudado.....	119
Figura B.1 – Investimento no setor elétrico de 1980 a 1999.....	136
Figura B.2 – Estrutura física e comercial do setor elétrico brasileiro.	140
Figura C.1 – Gasodutos no Brasil	150
Figura D.1 – Planta térmica da Usina de Naistenlahti (Finlândia).....	153
Figura D.2 – Planta térmica da Usina Korneunburg (Austria).....	154
Figura D.3 – Planta térmica da Usina Hemweg (Holanda).....	155
Figura D.4 – Planta térmica da Usina de Nokia (Finlândia).	156
Figura D.5 – Planta térmica simplificada da CSN (Brasil).	156



Lista de Símbolos

Símbolos Latinos

BEN	Benefício anual obtido (US\$)
c	Custo exerético monetário ou custo exergoeconômico (US\$/GJ)
C	Custo do equipamento (US\$)
$\dot{C}$	Taxa de custo exerético (US\$/s)
CTI	Custo total de investimento no início de operação do projeto (US\$)
e	Exergia específica (kJ/kg)
$\dot{E}$	Fluxo de exergia (W)
F	Relação combustível/ar
$\dot{F}$	Fontes consumidas em base exerética (W)
a	Entalpia específica (kJ/kg)
$\bar{h}$	Entalpia específica molar, incluindo a entalpia de formação (kJ/kmol)
$\dot{I}$	Irreversibilidade (W)
j	Taxa de desconto adotada (%)
k	Custo exerético unitário
$\dot{m}$	Fluxo de massa (kg/s)
$\dot{n}$	Número de moles do componente químico (kmol/s)
N	Número de anos
P	Pressão (kPa)
$\dot{P}$	Fontes produzidas em base exerética (W)
$\dot{Q}$	Fluxo de calor (kW)
s	Entropia específica (kJ/kg K)
S	Variável de conversão de tamanho ou capacidade do equipamento
$\dot{S}$	Taxa de entropia (kW)
T	Temperatura (°C)
T_a	Temperatura referente à água (°C)
T_g	Temperatura referente aos gases (°C)
TIR	Taxa Interna de Retorno (%)
TRI	Taxa de Retorno de Investimento (%)



VAL	Valor Atual Líquido (US\$)
W	Potência (kW ou MW)
x	Fração molar
Z	Taxa de custo não exergético (US\$/s)

Símbolos Gregos

α	Fator de escala em função do tipo de equipamento
β	Razão de compressão
ε°	Exergia química <i>standard</i> (kJ/kmol)
δ	Porcentagem de irreversibilidades (%)
η	Eficiência ou rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica (%)
ψ	Eficiência baseada na segunda lei da termodinâmica (%)
ϕ	Perda de pressão no trocador de calor (%)
μ	Potencial químico (kJ/kmol)
Δ	Referente à variação de um dado parâmetro

Subscritos

0	Estado de referência
ap	Referente ao <i>approach</i>
b	Referente ao bombeamento
C	Referente ao compressor
CC	Referente à câmara de combustão
CI	Custos de investimento
$comb$	Referente ao combustível
CR	Referente à caldeira de recuperação
DA	Referente ao desaerador
e	Entradas dos fluxos em cada volume de controle
ele	Referente à eletricidade
exp	Referente ao expensor ou turbina
f	Referente às propriedades físicas
g	Referente ao gerador elétrico



<i>ger</i>	Referente à geração
<i>gn</i>	Referente ao gás natural
<i>i, k</i>	Contadores
<i>iso</i>	Referente ao processo isentrópico
<i>OM</i>	Operação e manutenção
<i>P</i>	Referente aos produtos de combustão
<i>pp</i>	Referente ao <i>pinch point</i>
<i>Q</i>	Referente a calor
<i>q</i>	Referente às propriedades químicas
<i>R</i>	Referente aos reagentes
<i>rev</i>	Referente ao processo reversível
<i>s</i>	Saídas dos fluxos em cada volume de controle
<i>t</i>	Referente à total
<i>TC</i>	Trocador de calor
<i>teor</i>	Referente ao valor teórico
<i>TG</i>	Referente à turbina a gás
<i>TV</i>	Referente à Turbina a vapor
<i>vc</i>	Referente ao volume de controle
<i>w</i>	Referente ao trabalho

Abreviações

Algas	Companhia de Gás de Alagoas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANP	Agência Nacional do Petróleo
ASMAE	Administradora de Serviços do Mercado Atacadista de Energia Elétrica
BA	Bomba de alimentação
BC	Bomba de condensado
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CBEE	Companhia Brasileira de Energia Elétrica
CCPS	<i>Combined Cycle Power Stations</i>
CEG	Companhia Estadual de Gás do Rio de Janeiro
Cegas	Companhia de Gás do Ceará



CENBIO	Centro Nacional de Referência em Biomassa
CGCE	Câmara de Gestão da Crise de Energia Elétrica
CGTEE	Centro de Gestão e Estudos Estratégicos
CNP	Conselho Nacional de Petróleo
CNPE	Conselho Nacional de Política Energética
COMGAS	Companhia de Gás de São Paulo
Compagás	Companhia Paranaense de Gás
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
Copergás	Companhia Pernambucana de Gás
CSN	Companhia Siderúrgica Nacional
DA	Desaerador
DNC	Departamento Nacional de Combustíveis
ECA1	Economizador de alta 1
ECA2	Economizador de alta 2
ECB	Economizador de baixa
ECM	Economizador de média
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EIA	Estudo de Impacto Ambiental
Emsergás	Empresa Sergipana de Gás
EPC	<i>Engineering, Procurement and Construction</i>
EVA	Evaporador de alta
EVB	Evaporador de baixa
EVM	Evaporador de média
Gasmig	Companhia de Gás de Minas Gerais
GE	General Electric
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais
MAE	Mercado Atacadista de Energia Elétrica
MME	Ministério de Minas e Energia
ONS	Operador Nacional do Sistema Elétrico
PBGás	Companhia Paraibana de Gás
PCHs	Pequenas Centrais Hidrelétricas
PCI	Poder Calorífico Inferior



PETROBRÁS	Petróleo Brasileiro S.A.
Potigás	Companhia Potiguar de Gás
PPT	Programa Prioritário de Termoeletricidade
RE-SEB	Projeto de Reestruturação do Setor Elétrico Brasileiro
SCGás	Companhia de Gás de Santa Catarina
SEB	Setor Elétrico Brasileiro
SNE	Secretaria Nacional de Energia
STIG	<i>Steam Injected Gas Turbine</i>
SUA	Superaquecedor alta
SUB	Superaquecedor baixa
Sulgás	Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul
SUM	Superaquecedor média
TV	Turbina a vapor



Resumo

Neste trabalho são realizadas análises termodinâmicas e termoeconômicas aplicadas a uma usina termelétrica operando com gás natural. São consideradas quatro situações: a configuração atual da planta, que opera com turbinas a gás em ciclo aberto, e três outras configurações propostas para operar em ciclo combinado, com caldeiras de recuperação de 1, 2 e 3 níveis de pressão, respectivamente, associadas às turbinas a vapor e demais acessórios. Para fins de avaliação do desempenho são feitas análises energética, exergética e termoeconômica para cada uma das situações. Por outro lado, a análise termoeconômica possibilita avaliar os reflexos dos custos de capital e combustível na composição dos custos da eletricidade, segundo os métodos de alocação passíveis de serem aplicados a sistemas térmicos. As novas configurações são ainda submetidas a técnicas conhecidas de análise de investimentos, concluindo-se que a configuração com caldeira de recuperação de um nível de pressão é a que apresenta maior viabilidade econômica.

Palavras Chave: Energia, Exergia, Termoeconomia, Usina termelétrica, Ciclo combinado, Gás natural.



Abstract

In this work thermodynamics and thermoeconomics analyses are applied to a thermal power plant operating with natural gas. The analyses are realized in four cases: the current configuration of the plant, which operates in open cycle, and three other cases proposed to operate in combined cycle, with recovery boilers of 1, 2 and 3 pressure levels, respectively. In order to obtain the performance parameters, energetic and exergetic analyses for each case are carried out. On the other hand, the thermoeconomic analysis provides means to evaluate the influences of the capital and fuel costs in the composition of the electricity costs. Techniques of investment analysis were also applied to the new configurations. The results showed that the case with heat recovery steam generator with one pressure level presented the best economic viability.

Keywords: Energy, Exergy, Thermoeconomics analysis, Thermal power plant, Combined cycle, Natural gas.



Preâmbulo

Este trabalho está inserido dentro das linhas de pesquisa do NUPLEN (Núcleo de Planejamento Energético e Cogeração) do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira e está estruturado em 7 Capítulos e 4 Anexos, cujos conteúdos são descritos brevemente a seguir.

No Capítulo 1 são mostradas as motivações que levaram à realização desse trabalho, seus principais objetivos e a forma como está estruturada a dissertação.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica abrangente sobre o tema e as principais metodologias utilizadas neste trabalho, visando sua inserção de maneira a contribuir cientificamente para o estudo de ciclos combinados.

No Capítulo 3 é realizada uma discussão sobre a caracterização das plantas termelétricas a gás natural, seus principais componentes e as configurações típicas utilizadas, a fim de propor situações condizentes com as disponibilidades de mercado.

No Capítulo 4 são descritos os conceitos e metodologias aplicadas no trabalho, baseados na primeira e na segunda lei da termodinâmica, e, também, a teoria do custo exergético, visando efetuar a análise termoeconômica dos sistemas estudados. Nesse sentido, é ressaltada a análise exergética, como ferramenta fundamental para a aplicação da termoeconomia. Neste capítulo ainda são apresentadas as metodologias para a análise da viabilidade financeira e seus principais indicadores.

No Capítulo 5 é feita uma descrição detalhada de cada sistema proposto para a usina que será estudada, ressaltando-se características operacionais da planta e dos equipamentos, assim como as estimativas do custo dos equipamentos e as suposições econômico-financeiras pertinentes.

No Capítulo 6 são mostrados os resultados das avaliações a que cada caso foi submetido e são determinadas as eficiências de primeira e de segunda lei da termodinâmica para os equipamentos e componentes mais importantes, bem como suas irreversibilidades e o quanto elas contribuem para a irreversibilidade do sistema como um todo. Neste capítulo, também são apresentados os resultados da análise termoeconômica, sendo destacados os custos monetários dos principais fluxos da planta de acordo com o preço do gás natural estabelecido pelo PPT e os custos exergéticos unitários dos mesmos. Cada proposta é avaliada e comparada, permitindo estabelecer o aumento da potência obtida e o desempenho



termodinâmico da planta para cada um dos casos. Posteriormente, são discutidos os principais resultados da análise econômico-financeira para cada caso, possibilitando estabelecer o melhor investimento do ponto de vista do empreendedor para a aplicação termelétrica.

Finalmente, no Capítulo 7 são apresentadas algumas conclusões e recomendações, bem como propostas de futuras avaliações de interesse, em função dos resultados obtidos.

No Anexo A são abordados os aspectos gerais da produção de energia, assim como as tendências atuais das tecnologias empregadas.

No Anexo B são descritos os principais aspectos que envolveram a reestruturação do setor elétrico brasileiro nos últimos anos, seus principais agentes e programas de incentivo, bem como os motivos que provocaram a crise energética vivida em 2001/2002.

No Anexo C são mostrados o estágio atual do mercado do gás natural no Brasil e suas principais características técnicas.

Por fim, no Anexo D são apresentadas algumas plantas de usinas termelétricas que utilizam ciclos de vapor e ciclos combinados, mostrando as características típicas, bem como os níveis de pressão e temperatura dos principais fluxos.



Capítulo 1 – Introdução e Objetivos

1.1. Introdução

O aumento do consumo de energia acima da capacidade do setor público em responder ao crescimento dessa demanda, assim como a crise energética decorrente da falta de água em reservatórios das hidrelétricas, conduziu o Brasil a um panorama de incertezas quanto à garantia de oferta de energia. Uma das alternativas para suprir o déficit de eletricidade é o estímulo à geração independente e descentralizada e a participação de capital privado no sistema através da construção de pequenas centrais hidrelétricas e termelétricas, além do aumento da geração de energia elétrica através da cogeração.

No Anexo A são abordados os aspectos gerais da produção de energia, assim como as tendências atuais das tecnologias empregadas e no Anexo B são descritos os principais aspectos que envolveram a reestruturação do setor elétrico brasileiro nos últimos anos, seus principais agentes e programas de incentivo, bem como os motivos que provocaram a crise energética vivida em 2001/2002.

No que diz respeito às centrais termelétricas, houve um grande incentivo do governo para a utilização do gás natural como combustível, no sentido de aumentar a sua participação na matriz energética brasileira, através da criação do Plano Prioritário de Termelétricas (PPT) e do aumento da rede de distribuição. Infelizmente, isso não tem ocorrido com a velocidade que se desejava, devido principalmente ao custo ainda relativamente alto do gás natural.

Vale destacar que grande parte das termelétricas brasileiras a gás natural construídas recentemente foi projetada para operar em ciclo combinado, embora, em uma primeira etapa, geralmente são colocadas em operação em ciclo aberto.

Devido à forma de contrato de fornecimento de gás natural através do Gasoduto Bolívia-Brasil (*take or pay*) e, também, devido a não ameaça de uma nova crise energética, não tem havido uma preocupação e/ou pressa do governo em realizar investimentos para a mudança da forma de operação de suas termelétricas a gás natural, mesmo sabendo-se que existe um grande desperdício de energia na operação em ciclo aberto.

Assim, a contribuição do presente estudo é a proposição e discussão de alternativas baseadas em sistemas de ciclo combinado para o aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas a gás em uma usina termelétrica, evidenciando as vantagens termodinâmicas de cada situação estudada através das análises energética, exergética e termoeconômica, em



contrapartida a outros fatores que devem ser avaliados do ponto de vista econômico, como o custo de venda da eletricidade gerada, o preço de aquisição do gás natural e o preço de equipamentos no mercado.

1.2. Objetivos

Entre os objetivos do presente trabalho podem ser destacados os estudos termodinâmicos para plantas de potência de uma usina termelétrica que opera com gás natural, considerando diferentes configurações. Serão feitas análises energéticas, exergéticas e termoeconômicas para cada uma das situações, a fim de avaliar o desempenho das plantas, bem como os custos de produção de eletricidade e a viabilidade econômica das mesmas.

As configurações propostas consistem na utilização do ciclo combinado para o aproveitamento da energia dos gases das turbinas a gás que operam em ciclo aberto e são baseadas nas tecnologias e características construtivas dispostas na literatura, bem como na planta da Usina Termelétrica de Três Lagoas (PETROBRÁS). As modificações a serem implementadas são baseadas na incorporação de turbinas a vapor e de caldeiras de recuperação às turbinas a gás existentes.

Para a realização das análises, neste trabalho são consideradas quatro situações: a configuração que opera com turbinas a gás em ciclo aberto, e três outras configurações para operar em ciclo combinado, com caldeiras de recuperação de 1, 2 e 3 níveis de pressão, respectivamente, associadas às turbinas a vapor e demais acessórios.

As modelagens dos três ciclos combinados propostos diferem basicamente nos níveis de pressão da caldeira de recuperação, no número de turbinas a vapor e nas características de alguns equipamentos auxiliares, como o desaerador e as bombas. O parâmetro que se mantém inalterado em todos os ciclos propostos é o fluxo dos gases de exaustão provenientes das turbinas a gás. A partir desse parâmetro, a energia desses gases pode ser mais bem aproveitada, dependendo das características da caldeira de recuperação. Entretanto, essas características influenciam diretamente na complexidade dos equipamentos, nos custos de investimento, na elaboração do projeto, na construção e manutenção, sendo necessário um estudo cuidadoso da tecnologia a ser aplicada.

Após a implementação das equações para cada equipamento é possível se estabelecer a quantidade de vapor produzida fornecendo como dados de entrada os estados do vapor desejado em cada configuração e aproveitar esse vapor para produzir potência na turbina a



vapor. A pressão de saída nas turbinas a vapor de condensação é mantida igual para todos os ciclos propostos.

Como resultado da modelagem, são apresentadas as propriedades termodinâmicas dos fluidos nos principais estados do ciclo, os fluxos mássicos de ar atmosférico, combustível e vapor d'água, os valores de potência e as eficiências de primeira e de segunda lei, incluindo a taxa de irreversibilidade em cada componente da instalação e, também, os custos exergéticos calculados na análise termoeconômica.

Mesmo que as vantagens termodinâmicas sejam explícitas, decisões sobre investimentos em sistemas de geração de eletricidade e cogeração requerem avaliações econômicas que justifiquem a implantação de novas plantas. Para isso, são avaliados e comparados alguns indicadores econômicos típicos desses tipos de instalações, como: Valor Atual Líquido (*VAL*), Taxa de Retorno de Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*).



Capítulo 2 – Revisão da Literatura

Estudar alternativas que melhorem os atuais ciclos termodinâmicos em plantas de potência e calor, aumentando a eficiência energética e diminuindo seus custos de geração elétrica e de vapor, são os objetivos de vários trabalhos que têm como base análises energéticas, exergéticas e econômicas de sistemas térmicos.

Muitas são as aplicações dos sistemas de potência, especialmente na indústria de geração de energia elétrica. Nesse contexto, pode-se destacar a tecnologia de turbinas a gás e caldeiras de recuperação aplicadas à geração de energia elétrica ou em instalações de cogeração. Foram analisados diversos estudos e pesquisas sobre sistemas de potência, enfocando um amplo panorama, isto é, aplicações termodinâmicas, termoeconômicas e de engenharia econômica.

Existem vários livros sobre o assunto que servem como base para qualquer tipo de estudo específico, sendo que dentre eles podem ser citados: Orlando (1991), Kotas (1995), Bejan *et al.* (1996), Horlock (1992 e 1997), Khartchenko (1998), Balestieri (2002) e Lora & Nascimento (2004).

A seguir serão feitos alguns comentários sobre alguns artigos que trouxeram alguma contribuição para o presente trabalho.

Valero & Lozano (1994) apresentaram uma aplicação da teoria do custo exergético, atribuindo custos aos fluxos de um sistema energético e aos insumos e produtos dos diversos componentes do mesmo. Foi proposta uma simbologia exergoeconômica para otimização do projeto de sistemas térmicos complexos, utilizando multiplicadores de Lagrange. Com este objetivo, foi configurado um sistema básico de uma turbina a gás com ciclo de cogeração, para ilustração da metodologia. No caso, foi definida uma “função objetivo” e, por meio da aplicação da teoria do custo exergético, foi proposta uma solução para o problema. A informação obtida através desta metodologia foi utilizada para tratamento e análise termoeconômica do sistema, com o objetivo de obter economia e melhorar as características do sistema.

Seyedan *et al.* (1995) desenvolveram um programa para a análise de plantas de potência de ciclo combinado, com o ciclo a vapor com dois níveis de pressão que requer como dados de entrada as curvas características dos equipamentos da instalação. Para a avaliação do processo nos trocadores de calor, foi utilizado o conceito de efetividade. O valor da efetividade foi obtido com a avaliação do coeficiente global de transferência de calor,



calculado através de correlações empíricas. A perda de carga nestes equipamentos também foi calculada com a utilização de correlações obtidas experimentalmente. Todos os equipamentos da instalação foram tratados de forma modular e a configuração da instalação em análise foi obtida a partir da combinação dos módulos. Para a solução de todas as variáveis envolvidas, utilizou-se o método sequencial iterativo em conjunto com a solução de um sistema de equações não-lineares. Em cada iteração, os processos ao longo dos componentes foram avaliados sequencialmente (as propriedades do fluido na saída de um equipamento correspondem às propriedades na entrada para o componente seguinte), enquanto que a solução do sistema não-linear fornece os valores para a próxima iteração.

Carvalho & Nogueira (1996) elaboraram uma revisão sobre os custos de manutenção praticados em centrais termelétricas e utilizaram a termoeconomia em uma central a vapor, considerando sobretudo aspectos de interesse ao planejamento da manutenção. Com a metodologia aplicada foi possível definir limites ideais de desempenho dos equipamentos, a partir dos quais uma intervenção nos mesmos seja economicamente viável, permitindo agregar uma visão exergética ao planejamento da manutenção.

Guarinello Júnior (1997) determinou os custos exergéticos e monetários num sistema de turbina a gás e caldeira de recuperação utilizando ciclo simples e ciclo STIG (*Steam Injected Gas Turbine*) para produção de vapor e energia elétrica em um pólo industrial do nordeste com o propósito de venda de excedentes. Neste trabalho foram utilizados dois métodos de partição de custos: o método da extração e o método da igualdade, demonstrando que os custos, tanto exergéticos quanto monetários, são maiores para o ciclo STIG. Foi destacada ainda a flexibilidade desse tipo de sistema na produção de eletricidade ou vapor. Além disso, foram calculados parâmetros econômicos para o estudo da viabilidade de implantação da planta de cogeração em questão com duas alternativas de financiamento: na situação de autofinanciamento e financiamento através do BNDES.

Negri *et al.* (1997) realizaram uma análise de uma usina termelétrica com turbina a gás a partir da aplicação dos conceitos da segunda lei da termodinâmica e identificaram as eficiências e os custos dos seus diversos equipamentos, observando que o custo específico no compressor é maior que o custo da energia elétrica, indicando uma significativa absorção de trabalho no ciclo e sugerindo que qualquer melhoria desse equipamento aponta para a redução do custo final da energia elétrica produzida.

Barreda Del Campo *et al.* (1998) estudaram o sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira que fornece excedentes de energia para a rede elétrica. Além de determinar as propriedades termodinâmicas dos diferentes fluxos do sistema, foram determinados balanços



de massa, energia e exergia. Além disso, eles realizaram uma comparação das eficiências baseadas na primeira e segunda lei, mostrando a utilidade desta última na avaliação de um sistema real e como elemento importante para decisão de melhorias das plantas térmicas ao evidenciar os equipamentos de maiores irreversibilidades e, conseqüentemente, a perda de oportunidades de geração de energia elétrica.

Vieira & Oliveira Júnior (1998) apresentaram uma avaliação termoeconômica de sete módulos de geração termelétrica e cogeração, escolhido com base no binômio “tecnologia-combustível”. As configurações foram analisadas em três condições de operação: com fator de capacidade máxima, com meia carga e com 25% da carga elétrica nominal. A análise termoeconômica foi conduzida para a valorização dos custos específicos dos produtos gerados (eletricidade e vapor ou gases de escape), aplicando-se os métodos de partição, da igualdade e da extração.

Azola & Andrade (1999) apresentaram uma metodologia para a internalização dos custos de investimento e operação para as diversas tecnologias de usinas termelétricas disponíveis no mercado mundial. Foi apresentada uma estrutura de custos por tipo de tecnologia e o custo de geração adaptado às condições locais. Através do levantamento dessas informações foi feita uma avaliação dos vários aspectos que influenciam a implantação de novas usinas termelétricas.

Cerqueira (1999) estudou as quatro principais metodologias termoeconômicas (Análise Funcional Termoeconômica, Teoria do Custo Exergético, Exergoeconomia e Metodologia Estrutural), através da aplicação a um problema de cogeração. Foi analisada a influência da divisão da exergia em parcelas térmica e mecânica para a determinação dos custos dos produtos do sistema. Os diferentes tratamentos dados aos custos das irreversibilidades externas, advindas da saída para o ambiente de correntes portadoras de exergia, revelaram-se essenciais para esclarecer os diferentes valores dos custos dos produtos do sistema.

Negri & Vieira (1999) apresentaram detalhes de requisitos técnicos e comerciais para análise e seleção de projetos termelétricos de ciclo combinado. A contratação da usina via bloco de geração ou através da aquisição de EPC (*Engineering, Procurement and Construction*) é uma dessas etapas que visa o desenvolvimento de um projeto técnico competitivo e economicidade, além da transferência de tecnologia. Com base em uma experiência de seleção e classificação de um projeto de EPC para uma usina termelétrica com cogeração de energia elétrica e vapor, foram apresentados os requisitos técnico-econômicos.

Logrado (2000) desenvolveu uma ferramenta computacional para análise e otimização termoeconômica de turbinas a gás e ciclos combinados. O modelo termoeconômico proposto



baseia-se na teoria do custo exergético para a determinação da importância de cada componente do sistema de acordo com o ponto de vista termoeconômico. Destaca-se o modelo econômico implementado, o qual permite fazer estimativas de capital investido e análise temporal do investimento. Os modelos apresentados foram testados usando-se dados disponíveis na literatura e, a partir destes testes, alguns parâmetros dos modelos foram ajustados, destacando a metodologia de determinação dos custos dos equipamentos que compõem o ciclo. Ainda foram analisadas quatro instalações reais, uma usina com turbina a gás e outras três usinas com ciclo combinado.

Attala *et al.* (2001) construíram uma ferramenta para a análise termoeconômica e otimização de plantas térmicas de potência para a aplicação em projetos reais. O modelo utiliza três programas e um conjunto de correlação de custos através do qual é estimada a realização dos custos de uma planta de potência em ciclo combinado, em função dos parâmetros construtivos e de operação.

Espírito Santo (2001) apresentou alguns métodos clássicos de representação matemática de processos físicos envolvidos em plantas térmicas de geração de eletricidade, desenvolvendo a compilação computacional dos métodos para permitir o tratamento de novas situações para analisar o desempenho fora da situação de projeto, verificando parâmetros de influência. Entre os casos considerados, destaca-se o estudo de uma termelétrica em ciclo combinado com dois níveis de pressão. Os resultados obtidos revelaram a possibilidade de otimização da planta térmica e permitiram mensurar os benefícios da implementação de novos sistemas ou da melhora do desempenho dos sistemas existentes.

Lima (2001) fez uma avaliação técnica-econômica de arranjos de plantas de cogeração em unidades siderúrgicas brasileiras utilizando simulação computacional. O objetivo foi identificar cenários, alternativas variáveis essenciais para orientar a decisão na escolha do melhor arranjo ajustado às necessidades de demanda e consumo. Os parâmetros identificados foram os custos do combustível e da eletricidade comprada e valor da venda de excedentes, em diversas configurações. O estudo da inserção do gás natural, como complemento aos gases residuais já disponíveis nesse tipo de instalação, também foi verificado e se mostrou bastante atrativo.

Ramos *et al.* (2001) analisaram a questão da conceituação, identificação e gerenciamento dos riscos, para geradores termelétricos, no atual contexto da inserção das plantas termelétricas movidas a gás natural no parque gerador interligado brasileiro. Foram apresentadas também considerações sobre os riscos financeiros incorridos de operações no MAE (Mercado Atacadista de Energia) e de seu gerenciamento, concluindo-se que a

imprevisibilidade quanto à previsão de chuvas é a principal componente da incerteza sobre os agentes do setor, devendo-se ser estimada com precisão suficiente para a tomada de decisão.

Pinhel *et al.* (2001) abordaram aspectos de risco e de retorno para usinas termelétricas, considerando diferentes níveis de flexibilidade da usina e parcelas da capacidade contratadas no longo prazo, através das características técnico-econômicas do investimento (eficiência energética, custos fixos, custos variáveis, estrutura e custo de financiamento, etc.), concluindo que a flexibilidade de operação tem um papel importante na atratividade do investimento e, conseqüentemente, na redução dos riscos para o investidor. Assim, alternativas de aumento da flexibilização da operação devem ser priorizadas, citando como exemplo a estratégia de cogeração (usando a parcela inflexível do contrato de gás para atender a demanda de energia e vapor do consumidor) e o incentivo ao desenvolvimento do mercado secundário de gás, permitindo contratos de gás com níveis menores de *take or pay* e, em conseqüência, maior flexibilização na operação das termelétricas.

Modesto & Nebra (2002) realizaram uma análise energética e exergetica numa caldeira de recuperação utilizada num projeto de sistemas de turbina a gás operando em dois tipos de ciclos, simples e STIG. Foram estudados todos os componentes da caldeira de recuperação identificando as irreversibilidades de cada um e sua influência na irreversibilidade total da caldeira. Com isso foi possível fazer um diagnóstico do desempenho térmico da caldeira, permitindo executar melhorias nos equipamentos para aumentar a performance.

Arrieta & Lora (2003) realizaram um estudo da influência da temperatura ambiente sobre o desempenho de uma planta de potência operando em ciclo combinado com duas turbinas a gás que produzem 175 MW cada e uma turbina a vapor que produz 254 MW. O estudo mostrou que na faixa de temperaturas de 0 a 35 °C pode ocorrer uma variação de até 75 MW na potência do ciclo e de 3,4 % na eficiência do ciclo. Também foi mostrada a utilização da queima suplementar como uma alternativa para a diminuição da potência em decorrência da temperatura ambiente.

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



bagago e sua influência nos custos dos fluxos da planta e dada ênfase na potência elétrica e nos índices de desempenho.

Modesto (2004) analisou o sistema de geração de potência da Companhia Siderúrgica de Tubarão e formulou uma proposta de repotenciamento utilizando metodologias de análise termoeconômica. A análise foi feita no atual sistema de geração composto por três configurações de Ciclo Rankine Regenerativo, supridas por gases siderúrgicos residuais do processo de fabricação do aço. Foram comparados os custos em condições de projeto e de operação do sistema. A proposta de repotenciamento para este sistema foi baseada no ciclo combinado, considerando-se a disponibilidade de gases para geração e a demanda de energia para a usina siderúrgica. Foram formuladas três propostas de ciclos combinados com caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão de geração de vapor e realizada uma análise dos diferentes parâmetros que influenciam no desempenho destas. As propostas de ciclo combinado foram avaliadas através da Teoria do Custo Exergético e da Análise Funcional Termoeconômica, determinando-se os custos exergético e monetário de produção de potência, sendo comparadas entre si e em relação ao sistema atual. Foi observado que a análise funcional, que utiliza o conceito de junção e distribuidores de exergia e neguentropia, possibilita uma distribuição mais realista entre os equipamentos consumidores de exergia do sistema que a teoria do custo exergético. Foi observado, também, que o ciclo combinado de três níveis de pressão é o que tem o menor custo exergético dentre os ciclos analisados.



Capítulo 3 – Caracterização de Plantas Termelétricas a Gás

Neste capítulo serão descritos os principais equipamentos e acessórios utilizados na geração termelétrica a gás, bem como algumas configurações típicas de plantas termelétricas, dando mais ênfase para a operação em ciclo combinado por ser tratar de um arranjo mais complexo e de maior rendimento.

3.1. Principais Equipamentos Utilizados em Plantas Termelétricas a Gás

3.1.1. Turbinas a Gás

A primeira turbina a gás economicamente viável foi construída em 1911 e é creditada a Holzworth. Na década de 1930, ingleses e alemães utilizaram com sucesso as turbinas a gás em aeronaves. No entanto, o grande impulso em seu desenvolvimento foi dado pelos Estados Unidos durante a Segunda Guerra Mundial.

De 1940 a 1980, elevou-se a durabilidade das turbinas a gás e a temperatura de entrada dos gases. Este aumento possibilitou um acréscimo no rendimento termodinâmico e está relacionado com a resistência dos materiais a elevadas temperaturas, quando sujeitos a grandes esforços.

Durante muito tempo, o uso da turbina a gás destinou-se à propulsão das aeronaves e neste processo ocorreram os maiores progressos no aumento de sua eficiência térmica. Com o aumento da demanda de energia elétrica, nos anos próximos a 1980, as turbinas a gás passaram a ser utilizadas em centrais geradoras de eletricidade, concorrendo com sucesso com as plantas com turbinas a vapor, devido ao seu custo menor e às facilidades de instalação, operação e manutenção.

De 1965 a 1975, a capacidade de instalação de turbinas a gás nos Estados Unidos aumentou extraordinariamente, devido às vantagens já mencionadas e à possibilidade de utilizar o gás natural. No entanto, o choque do petróleo de 1973 reduziu o interesse pela geração termelétrica, provocando uma estagnação nos investimentos em turbinas a gás e apenas as turbinas aeroderivativas prosseguiram, por razões militares. Desta forma, a capacidade instalada permaneceu estável até 1985, quando foram retomados os investimentos. Um exemplo de uma turbina a gás pode ser visto na Figura 3.1 (Lora & Nascimento, 2004).



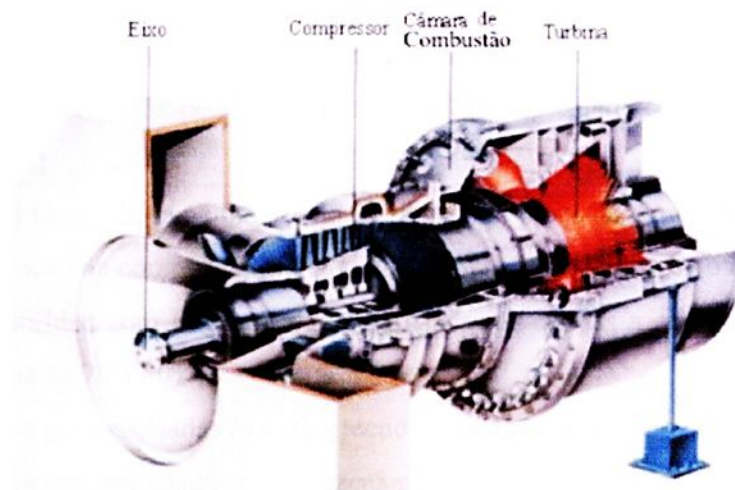


Figura 3.1 – Representação esquemática de uma turbina a gás.

Podem ser distinguidos três componentes principais em uma turbina a gás: o compressor, o sistema de combustão e a turbina propriamente dita, esta última sendo a fonte de acionamento tanto do compressor como do gerador de energia elétrica. O ar, nas condições atmosféricas de pressão e temperatura, é admitido no compressor, onde é comprimido até à pressão de combustão e passa para a câmara de combustão, onde o combustível é queimado continuamente sob pressão constante. Os gases aquecidos passam pela turbina produzindo trabalho mecânico, depois transformado em energia elétrica em um grupo gerador. Após essa expansão, os gases são liberados para a atmosfera, no caso de operação em ciclo aberto, ou podem ser utilizados como fonte de calor em sistemas de ciclo combinado. Quase toda a energia que não é convertida em potência na turbina é rejeitada nos gases de exaustão. Então, esses gases, que são relativamente livres de impurezas e que apresentam altas temperaturas, podem ser reaproveitados por uma caldeira de recuperação (Orlando, 1991).

A evolução tecnológica de turbinas e sistemas para gás natural é essencial para o melhoramento da geração térmica e cogeração, e os principais desenvolvimentos apontam para (CGTEE, 2003):

- Aumento dos níveis de temperatura e da eficiência das turbinas de grande potência (*heavy-frame*), superando a tecnologia hoje existente (classe F-FA) que admite temperaturas na faixa de 1260-1315 °C, com 56-57% de eficiência em ciclo combinado, com a utilização da técnica de resfriamento das palhetas, entretanto, se esperam atingir temperaturas de até 1430 °C e eficiência de 60%;
- Turbinas com reaquecimento, controle de emissão de NO_x e a utilização de novos materiais devem atingir rendimento de até de 70%;

- Materiais avançados (base, *coatings*) e resfriamento dos componentes;
- Uso de ciclos tipo Kalina para aumentar a eficiência dos ciclos combinados. O uso de amônia nestes ciclos pode criar problemas na implementação, devido aos impactos ambientais;
- Unidades flexíveis, tamanho médio, para uso em picos de demanda com resfriamento e recuperação na compressão para atingir eficiências em torno de 65 a 70%;
- Ciclos híbridos com turbinas a gás associadas às células a combustível, para atingir eficiências de 70 a 80%;
- Turbinas a gás associadas às várias tecnologias de energia renovável;
- Turbinas a gás, associadas ao armazenamento de ar comprimido (CAES);
- Gaseificação de resíduos para uso em ciclos combinados.

Existe também uma tendência para a geração distribuída com gás natural, possibilitando o desenvolvimento de microturbinas e células a combustível que trazem vantagens, como aumento da eficiência com o uso de cogeração e redução de custos de transmissão.

No caso do Brasil, existe ainda uma crescente utilização dos gases gerados nos processos siderúrgicos provenientes de coqueria e alto forno e, também, da biomassa, principalmente do bagaço de cana. Estes insumos poderiam se beneficiar dos avanços nas turbinas a gás e favorecer o uso de ciclos combinados.

3.1.2. Caldeiras de Recuperação

A caldeira de recuperação é um equipamento utilizado para aproveitar o calor dos gases de exaustão de instalações industriais, como: fornos, plantas químicas, refinarias, etc, produzindo vapor ou água quente por troca térmica. Um exemplo desse equipamento pode ser visto na Figura 3.2.

As caldeiras de recuperação têm basicamente os mesmos componentes das caldeiras convencionais, exceto a fornalha. Quando as temperaturas dos gases estão entre 400 °C e 600 °C as trocas térmicas são realizadas principalmente por convecção e quando são superiores a 900 °C o mecanismo predominante é a radiação.

Diferentemente dos gases de exaustão de uma turbina a óleo ou de um motor diesel, os gases provenientes de uma turbina a gás contém oxigênio, o que permite a queima suplementar de combustível se houver a necessidade de vapor a temperaturas mais elevadas ou em maior quantidade.



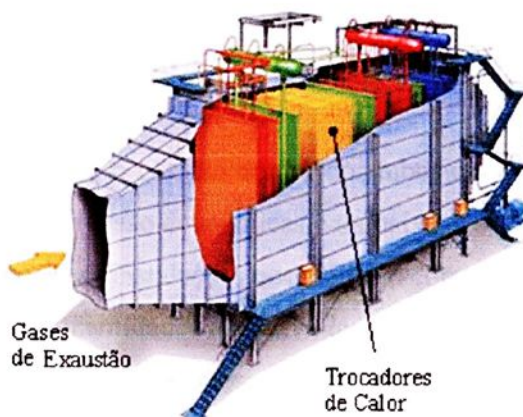


Figura 3.2 – Exemplo de uma caldeira de recuperação.

As caldeiras de recuperação podem ser classificadas de várias maneiras, dependendo de suas características construtivas, conforme segue:

Caldeira de recuperação sem queima suplementar: é constituída basicamente por trocadores de calor convencionais, que atendem à condição de exaustão da turbina, maximizando a recuperação do calor dos gases de exaustão. Estas unidades podem ser economicamente projetadas para recuperar aproximadamente 95% da energia dos gases de exaustão da turbina disponíveis para geração de vapor ou outra forma de calor útil (Fisk *et al.*, 1994). Níveis maiores de eficiência podem ser alcançados, porém o custo da superfície de troca térmica deve ser avaliado em comparação com a energia adicional recuperada para estabelecer até que ponto compensa os investimentos.

Caldeira de recuperação de calor com queima suplementar: permite a queima do combustível sem a necessidade do insulfamento de ar adicional na própria caldeira, propiciando um aumento na qualidade e na quantidade do vapor superaquecido resultante. Isso é possível, pois os gases recuperáveis geralmente são “limpos”, devido à queima de combustíveis de boa qualidade na turbina a gás com teor de oxigênio excedente em torno de 15 % em volume. Nas instalações comerciais, entretanto, este esquema é pouco usado, pois a eficiência térmica global é menor.

Em recuperadores de calor com reaquecimento dos gases antes da entrada, procura-se compensar o consumo adicional de combustível e minimizar a perda de eficiência térmica total da planta através de um maior aproveitamento da energia dos gases devido à redução de sua temperatura de saída da caldeira, além da maior quantidade de vapor gerado devido à maior temperatura do gás de entrada (Pasha & Jolly, 1995).

As caldeiras de recuperação apresentam-se em dois tipos básicos, dependendo como o gás quente e o vapor gerado circulam, da mesma forma que nas caldeiras convencionais, conforme segue:

Modelos fogotubulares: o gás flui dentro dos tubos e a energia térmica é transferida para a água/vapor exteriormente, são econômicas para baixas descargas de gás, têm facilidade de limpeza, sendo adequadas em instalações que utilizem combustíveis pesados, pois os gases de exaustão contêm maiores quantidades de particulados.

Modelos aquatubulares: o processo de recuperação da energia térmica ocorre de forma inversa, onde o gás quente flui pelo lado externo dos tubos, aquecendo a água/vapor contida no interior dos tubos, sendo adequadas para altas descargas de gases e altos níveis de pressão de vapor. Também são adequadas para situações onde a quantidade de calor transferida é alta e a diferença mínima de temperatura é baixa; além disso, elas possuem maior flexibilidade para adição de um superaquecedor e possuem resposta mais rápida às variações de carga.

Com relação ao modo de circulação da água nas caldeiras de recuperação, tem-se:

Unidades de circulação natural: os tubos da caldeira são verticais e a movimentação do fluido se dá por diferença de densidade entre a fase líquida e o vapor. A inexistência de bombas de circulação é uma vantagem, pois reduz os custos de manutenção e os riscos de falhas associadas.

Unidades com circulação forçada: empregam bombas para a circulação de água e vapor através do feixe tubular. Tem dimensões físicas menores, partida (*start-up*) mais rápida e possibilitam a geração de vapor superaquecido.

Tanto as caldeiras de circulação natural como as de circulação forçada são amplamente utilizadas na indústria, sendo a escolha baseada na experiência e preferência do projetista para cada aplicação.

Com relação ao número de níveis de pressão, as caldeiras de recuperação podem ter:

Um nível de pressão: possui projeto de simples execução, construção, mas possui menor capacidade de recuperação de calor e menor versatilidade de aplicação.

Dois ou três níveis de pressão: possuem maior capacidade de recuperação e flexibilidade na aplicação em relação a um nível de pressão, porém maior complexidade na execução de projeto, além de um maior custo.



➤ Principais componentes de uma caldeira de recuperação

Economizador: responsável pelo pré-aquecimento da água antes da entrada no evaporador. A água é admitida no estado de líquido comprimido, no nível de pressão correspondente ao ciclo de potência, acrescido dos valores de perdas de carga que ocorrem até a entrada da turbina a vapor. Deve-se dar atenção especial à temperatura de operação do economizador, pois este parâmetro é importante para evitar a evaporação da água de alimentação nas conexões entre o economizador e o evaporador e a vaporização dentro do próprio economizador durante a operação em carga parcial, fenômeno este que causa problemas de erosão e instabilidade devido ao escoamento bifásico.

Evaporador: trata-se de um trocador de calor que aquece e vaporiza a água. A condição de saída desse equipamento sempre é vapor saturado. Na modelagem, utiliza-se como especificação o valor de *pinch point*, definido como a diferença mínima de temperaturas entre as correntes de gás e água na caldeira de recuperação. O *pinch point* ocorre na secção de saída do gás do evaporador e corresponde à diferença entre a temperatura do gás e a temperatura de saturação da água à pressão de operação do evaporador. O valor de *pinch point* está diretamente relacionado à superfície de transferência de calor e, portanto, ao custo do equipamento. Sob o ponto de vista puramente termodinâmico, seria desejável o mínimo valor de *pinch point* para o aumento da transferência de calor e redução das irreversibilidades. Entretanto, isso implicaria em grandes áreas de troca de calor e custo elevado, inviabilizando sua aplicação. Em se tratando de evaporadores de circulação forçada, e para se considerar a irreversibilidade devido ao atrito viscoso no escoamento da água, é considerado um fator de perda de carga para o cálculo do bombeamento necessário para a circulação da mistura líquido-vapor.

Superaquecedor: superaquece o vapor proveniente do evaporador até uma condição especificada. O vapor saturado é superaquecido até a temperatura de entrada da turbina a vapor, limitada pela diferença de temperatura com o gás na entrada deste trocador de calor. Esta diferença de temperatura é conhecida como diferença terminal do superaquecedor ou *approach* do superaquecedor.

Tambor de vapor (*steam-drum*): situado no evaporador, tem a função de garantir a geração de vapor saturado para o superaquecedor e de separar este vapor da água não evaporada.

Bombas de circulação: são responsáveis pela circulação forçada da água-vapor.



Os periféricos necessários ao funcionamento das caldeiras de recuperação são:

Desaerador: usado na separação de ar e de outros gases que, presentes no condensado, possam, em altas temperaturas, provocar corrosão.

Sistema de tratamento de água: necessário para manter a qualidade da água e assegurar que esteja livre de impurezas que provoquem corrosão e partículas sólidas que possam causar danos aos equipamentos associados (bombas, turbina a vapor, condensador, etc).

A Figura 3.3 mostra os componentes principais e periféricos de uma caldeira de recuperação usada em ciclo combinado, gerando vapor a um único nível de pressão.

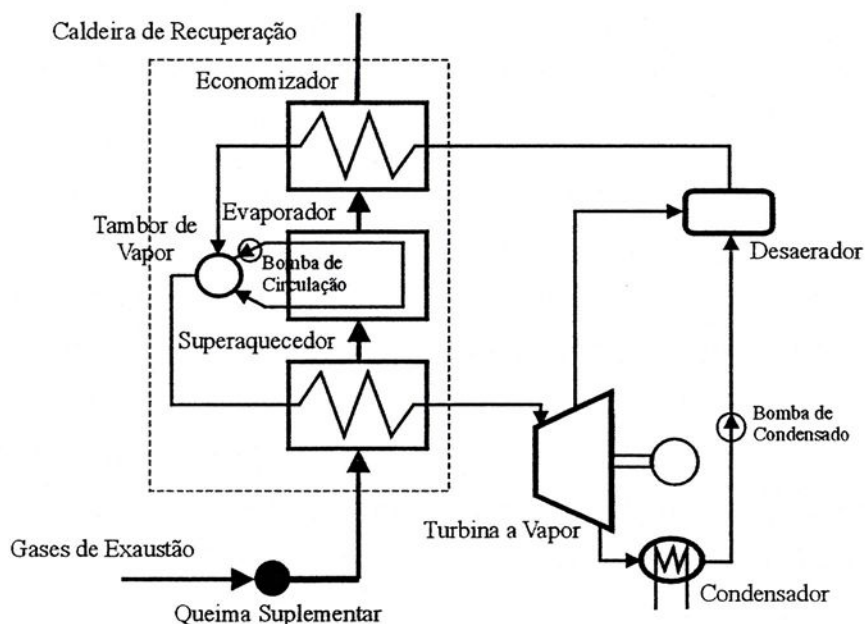


Figura 3.3 – Esquema construtivo com os principais equipamentos de uma caldeira de recuperação com um nível de pressão.

Turbinas e motores a gás associados à caldeiras de recuperação podem ser usados em processos de cogeração de energia elétrica, vapor e água quente, elevando o aproveitamento do potencial térmico do combustível empregado.

A Figura 3.4 mostra uma representação esquemática da variação de temperatura dos gases e do vapor em uma caldeira de recuperação de calor (Tolmasquim *et al.*, 1999).

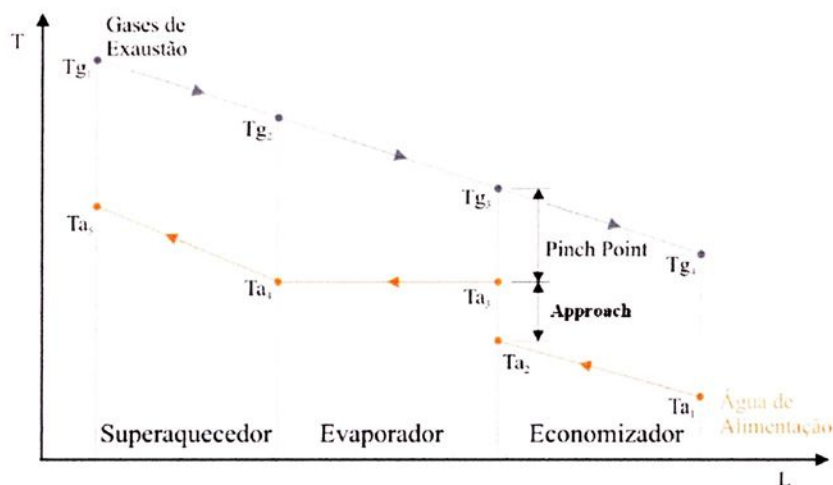


Figura 3.4 – Diagrama esquemático da caldeira de recuperação de calor.

Com base na Figura 3.4, os principais parâmetros que definem a economicidade da caldeira de recuperação de calor são:

- A temperatura e a pressão do vapor na condição de operação;
- A perda de carga através do recuperador de calor, cujo valor típico se situa entre 2,5 e 3,7 kPa, reduzindo a eficiência da máquina térmica;
- O *pinch point*, que corresponde à diferença entre a temperatura dos gases de exaustão saindo do gerador de vapor (T_{g3}) e a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação (T_{a3});
- A temperatura de aproximação (*approach*) do economizador, que é a diferença entre a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação (T_{a3}) e a temperatura da água saindo do economizador (T_{a2});
- A temperatura de aproximação (*approach*) do superaquecedor, que é a diferença entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão (T_{g1}) e a temperatura de saída do vapor superaquecido na pressão de operação (T_{a5}).

O *pinch point* e o *approach* do economizador e do superaquecedor afetam o dimensionamento do equipamento. Pequenos valores do *pinch point* e do *approach* do superaquecedor exigem grandes áreas de transferência de calor e elevados investimentos; enquanto que o *approach* do economizador é tipicamente determinado para evitar a vaporização da água de alimentação antes do evaporador. Pode-se considerar que as faixas de temperaturas apresentadas na Tabela 3.1 resultam em um dimensionamento tecnicamente satisfatório das caldeiras de recuperação.

Tabela 3.1 – Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação.

Parâmetros	Faixa de Temperatura (°C)
<i>Pinch point</i>	11 a 28
<i>Approach</i> Evaporador	6 a 17
<i>Approach</i> Superaquecedor	22 a 33

(Fonte: Babcock & Wilcox, 1992).

Apesar da recomendação da Tabela 3.1, menores ou maiores valores podem ser apropriados. Por exemplo, uma boa caldeira fogo tubular tem o *pinch point* entre 20 e 35 °C, enquanto que uma boa caldeira aquatubular tem o *pinch point* entre 5 e 15 °C, conforme Gomes (1999) e Kim & Ro (2000).

Outro ponto que deve receber atenção é a temperatura dos gases de saída da caldeira de recuperação, para que não haja condensação dos produtos de combustão, os quais podem conter ácido sulfúrico, formado a partir do enxofre presente no gás combustível. A condensação provoca a diminuição da vida útil dos equipamentos. Este problema é tanto mais grave quanto maior o teor de enxofre no combustível utilizado na queima da turbina a gás. Campbell (1985) indica que a temperatura mínima recomendada para os gases na saída da caldeira varia de 120 a 180 °C, valores correspondentes à operação com combustível limpo e com elevado teor de enxofre, respectivamente. Alguns estudos de ciclos combinados avançados, com queima de gás natural nas turbinas a gás, consideram valores ainda menores para a temperatura mínima permitida para os gases de exaustão, na faixa de 90 a 110 °C (Seyedan *et al.*, 1995; Khartchenko, 1998 e Jordal, 2001).

➤ Vantagens do emprego de vários níveis de pressão

Nos projetos com vários níveis de pressão, consegue-se maior flexibilidade de aplicação, bem como um aumento da eficiência da caldeira de recuperação de calor. Nas centrais termelétricas de ciclos combinados, mediante escolha apropriada dos níveis de pressão, pode-se aumentar a eficiência e potência gerada na instalação. Neste caso, os diferentes níveis de pressão são empregados para o reaquecimento de vapor intermediário na turbina a vapor ou para a utilização no desaerador. Na Figura 3.5 são apresentados os diagramas termodinâmicos nos eixos T-s de uma planta de ciclo combinado empregando uma caldeira com um nível de pressão e com três níveis de pressão, respectivamente (Lora & Nascimento, 2004).

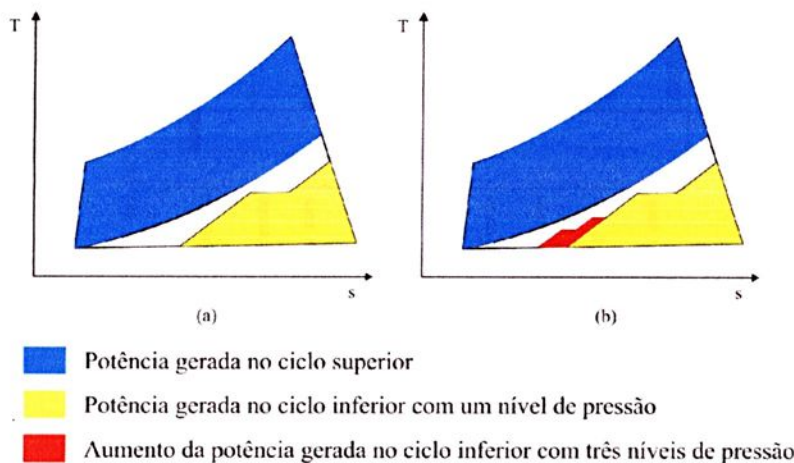


Figura 3.5 – Vantagens do uso de vários níveis de pressão em caldeiras de recuperação.

As áreas azuis e amarelas na Figura 3.5 representam o trabalho útil em cada ciclo. Na Figura 3.5b, a área de cor vermelha representa o aumento na potência elétrica da instalação de uma caldeira de três níveis de pressão.

Uma caldeira de vários níveis de pressão possui uma eficiência maior, principalmente por que consegue recuperar mais calor do que uma de um único nível de pressão, característica dada pela temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira ser mais baixa (Modesto, 2004).

Böhm (1994) mostrou as vantagens do emprego de vários níveis de pressão em uma central de ciclo combinado para a geração de uma potência líquida de 670 MW, considerando como referência uma caldeira de dois níveis de pressão, com parâmetros iniciais do vapor 8 MPa e 540 °C, sem reaquecimento. Foram comparadas caldeiras de recuperação com diferentes níveis de pressão, com e sem reaquecimento, para parâmetros iniciais do vapor de 8 e 25 MPa e 540°C. Em todas as variantes comparadas, a pressão no condensador é 4 kPa, com uma temperatura de saída dos gases da turbina a gás de 582 °C. No caso particular de quatro níveis de pressão, foi analisado também o aumento de eficiência para uma temperatura inicial do vapor de 570 °C.

Os valores de aumento da eficiência da planta em pontos percentuais para as diferentes alternativas analisadas são apresentados na Figura 3.6 (Lora & Nascimento, 2004), podendo-se concluir que o uso de vários níveis de pressão conduz, de fato, ao aumento na eficiência da planta, mas seu efeito é maior quando é combinado com parâmetros mais elevados do vapor e é implementado o reaquecimento do vapor intermediário na turbina a vapor.

A análise mostra que mesmo que o aumento da eficiência da planta seja pequeno o impacto em termos de potência é mais significativo.

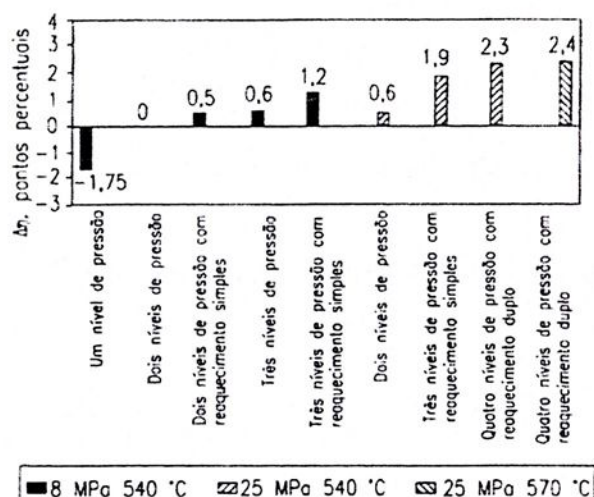


Figura 3.6 – Vantagens do uso de vários níveis de pressão na caldeira de recuperação, numa instalação de ciclo combinado.

Na Tabela 3.2 é apresentada a variação na potência ($\Delta \dot{W}$) gerada na central termelétrica para as diferentes alternativas analisadas.

Tabela 3.2 – Valores da variação da potência gerada na central termelétrica.

Casos	$\Delta \dot{W}$ (MW)
8 MPa / 540 °C	
Um nível de pressão	-21
Dois níveis de pressão (caso referência)	0
Dois níveis de pressão, simples reaquecimento.	6
Três níveis de pressão	8
Três níveis de pressão, simples reaquecimento.	15
25 MPa / 540 °C	
Dois níveis de pressão	8
Três níveis de pressão, simples reaquecimento.	24
Quatro níveis de pressão, duplo reaquecimento.	28
25 MPa / 570 °C	
Quatro níveis de pressão, duplo reaquecimento.	30

3.1.3. Turbinas a Vapor

Na década de 1780, Watt construiu a primeira máquina a vapor que teve aplicação prática e que se tornou um dos impulsores da Revolução Industrial que aconteceria no século seguinte.

O aparecimento da primeira turbina a vapor é associado, em primeiro lugar, aos engenheiros Carl Gustaf de Laval (1845-1913), da Suécia, e Charles Parsons (1854-1931), da Grã-Bretanha.

Embora existam muitos outros engenheiros e cientistas, cujos nomes estão intimamente associados com o progresso das turbinas a vapor, coube ao americano George Westinghouse (1846-1914), que adquiriu os direitos americanos sobre as turbinas Parsons em 1895, o mérito de desenvolver e implementar a primeira turbina a vapor comercial de 400 kW de capacidade, para acionar um gerador elétrico. Outro cientista que merece destaque é Aurel Stodola (1859-1942), nascido na Eslováquia, que praticamente estabeleceu os fundamentos da teoria de turbo máquinas e seu controle automático. É também pertinente mencionar o nome do russo Andrey Vladimirovich Shcheglyayev (1902-1970), que estabeleceu uma grande escola soviética de idéias e projetos em turbinas a gás e vapor; iniciou a edição de numerosas monografias e livros valiosos neste campo e, também, contribuiu significativamente para a teoria de turbo máquinas e seu controle.

Desde o início da utilização de turbinas a vapor para a geração de energia elétrica, elas aumentaram significativamente suas capacidades e eficiências e tornaram-se mais complexas e sofisticadas.

Desenvolvimentos técnicos contínuos de turbinas a vapor fizeram deste acionador primário o principal equipamento em centrais de geração elétrica. Para aumentar a eficiência térmica foi introduzido, em 1930, o conceito de reaquecimento do vapor na fase de expansão, e tornou-se comum a sua aplicação em meados do século XX. A necessidade de economia de escala e o aumento na eficiência térmica, levaram os projetistas a aumentar a temperatura e a pressão de operação, além do aumento da potência.

As turbinas a vapor apresentam uma multiplicidade de modelos de tal modo a oferecer soluções particulares para problemas específicos, podendo ser classificadas pela maneira com que o vapor deixa a turbina como:

- **Turbinas de contrapressão:** são aquelas em que o vapor deixa a turbina com níveis de pressão superiores a pressão atmosférica, da ordem de 0,2 a 1,0 MPa;



- **Turbinas de condensação e extração:** recebem o vapor de alta pressão e, em um ou mais pontos entre a admissão e a descarga, permitem a extração de vapor de processo com pressão pré-fixada, sendo o restante expandido até a pressão do condensador, valores entre 0,005 e 0,01 MPa (Hollauf, 1982);
- **Turbina de condensação:** são aquelas em que todo o fluxo sai da turbina na pressão de condensação, que é uma pressão inferior à atmosférica.

O rendimento da turbina a vapor, expresso pela relação entre a energia mecânica fornecida no eixo e a energia térmica decorrente do salto entálpico do vapor, depende do tipo de turbina e da carga a ela imposta. Níveis mais elevados de pressão e temperatura do vapor de admissão produzem maiores potências mecânicas por unidade de vapor condensado. Entretanto, esses níveis de temperatura e pressão são limitados por questões tecnológicas das caldeiras. Na Figura 3.7 é mostrado um esquema com os principais componentes de uma turbina a vapor com extrações.

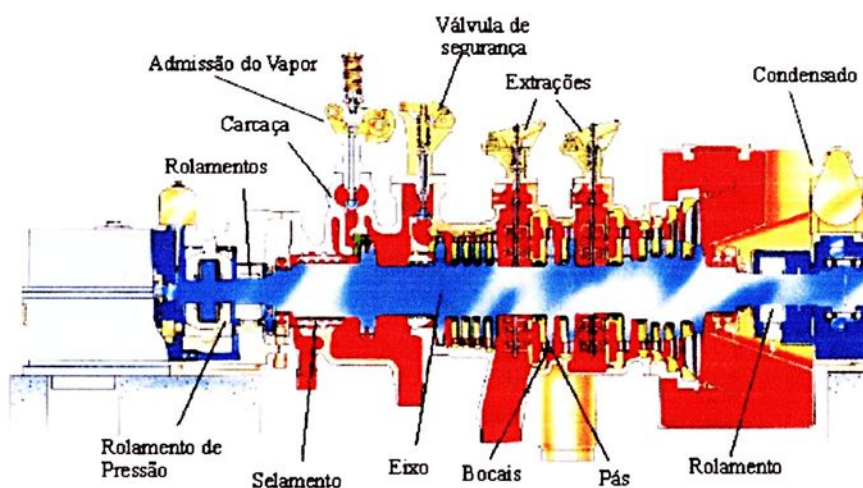


Figura 3.7 – Representação esquemática de uma turbina a vapor.

3.2. Configurações Típicas de Plantas Termelétricas a Gás

Entre os diversos tipos de plantas termelétricas vamos concentrar nossos estudos nas que operam apenas com gás natural, embora seja quase sempre dada a possibilidade de operar com um segundo combustível, como o diesel, para evitar interrupções no caso de problemas no suprimento do gás. Serão consideradas plantas termelétricas em ciclo aberto e em ciclo combinado.

3.2.1. Plantas de Ciclo Aberto

Plantas de ciclo aberto consistem em turbinas a gás operando isoladamente. No entanto, sua eficiência térmica é baixa, pois os gases de exaustão possuem altas temperaturas e são desperdiçados para a atmosfera (Figura 3.8).

Uma maneira de elevar a eficiência térmica desse tipo de planta pode ser através do aumento das temperaturas e pressões na entrada do expensor da turbina a gás, mas isso esbarra em limitações técnicas e econômicas, pois requer materiais especiais para suportar altas temperaturas.

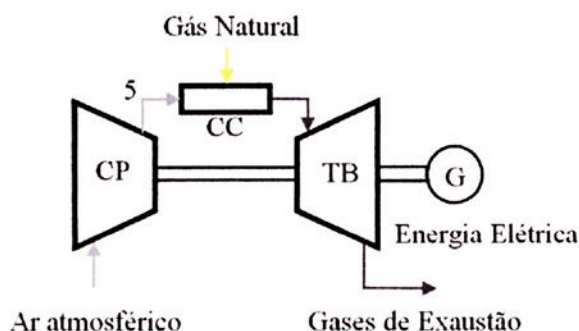


Figura 3.8 – Ciclo aberto com turbina a gás.

3.2.2. Plantas de Ciclo Combinado

As termelétricas a gás natural de ciclo combinado (CCPS – *Combined Cycle Power Stations*), são usinas térmicas que vêm sendo adotadas em todo o mundo, desde a década de oitenta, e que deverá ser a solução escolhida para a quase totalidade das termelétricas brasileiras a gás natural a serem construídas nos próximos anos.

Uma usina de ciclo combinado usa turbinas a gás e a vapor associadas. A planta, ambas gerando energia elétrica a partir da queima do mesmo combustível. Para isto, o calor existente nos gases de exaustão das turbinas a gás é recuperado, produzindo o vapor necessário ao acionamento da turbina a vapor. Esses sistemas têm estruturas flexíveis para

fornecer uma grande faixa de potência e energia térmica de modo a se ajustarem às mais variadas aplicações.

O acoplamento entre o ciclo Brayton (turbinas a gás), que é caracterizado pela alta temperatura dos gases de exaustão, e o ciclo Rankine (turbina a vapor e caldeira de recuperação), caracterizado por baixas temperaturas do vapor se comparado a dos gases de exaustão, propiciam uma alta eficiência de Carnot. Um esquema do tipo ciclo combinado pode ser visto na Figura 3.9, na forma em que tipicamente a turbina a gás é acoplada à caldeira de recuperação.

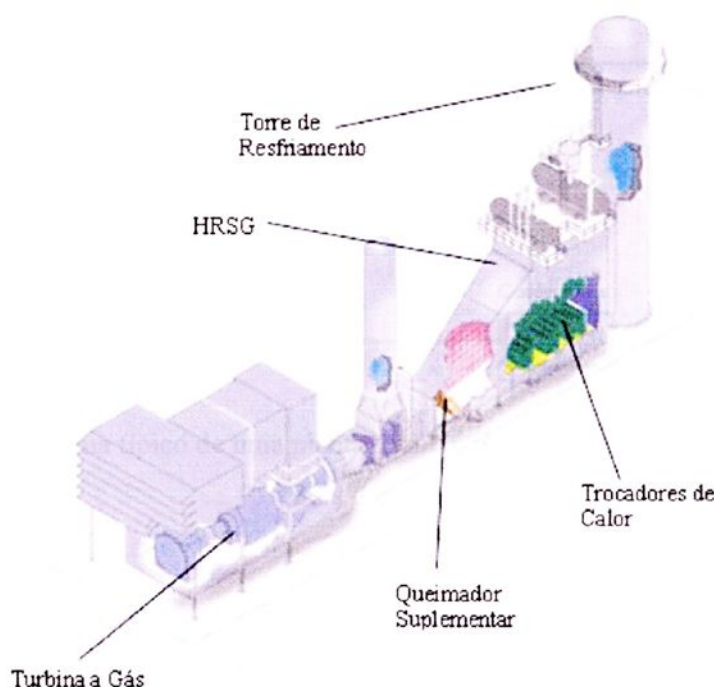


Figura 3.9 – Esquema do acoplamento da turbina a gás com a caldeira de recuperação.

A eficiência térmica das plantas de ciclo combinado é melhor que as maiores e mais modernas usinas a carvão ou a óleo enquanto termelétricas a carvão atingem em torno de 40% de eficiência e centrais de geração com os melhores motores diesel atingem até 44% de eficiência, instalações de ciclos combinados são capazes de atingir 56% de eficiência térmica.

➤ Instalações com uma turbina a gás

Em instalações de uma única turbina a gás dois arranjos são possíveis: o mais tradicional prevê geradores elétricos separados, acoplados à turbina a gás e à turbina a vapor, conforme mostra a Figura 3.10, mas é possível acoplar as duas para acionarem um único gerador, conforme mostra a Figura 3.11.

A opção por uma única turbina a gás limita a capacidade total da usina e obriga a ocorrência de parada total caso uma das máquinas apresente problemas. Desta forma, a preferência por estas instalações é bastante rara.

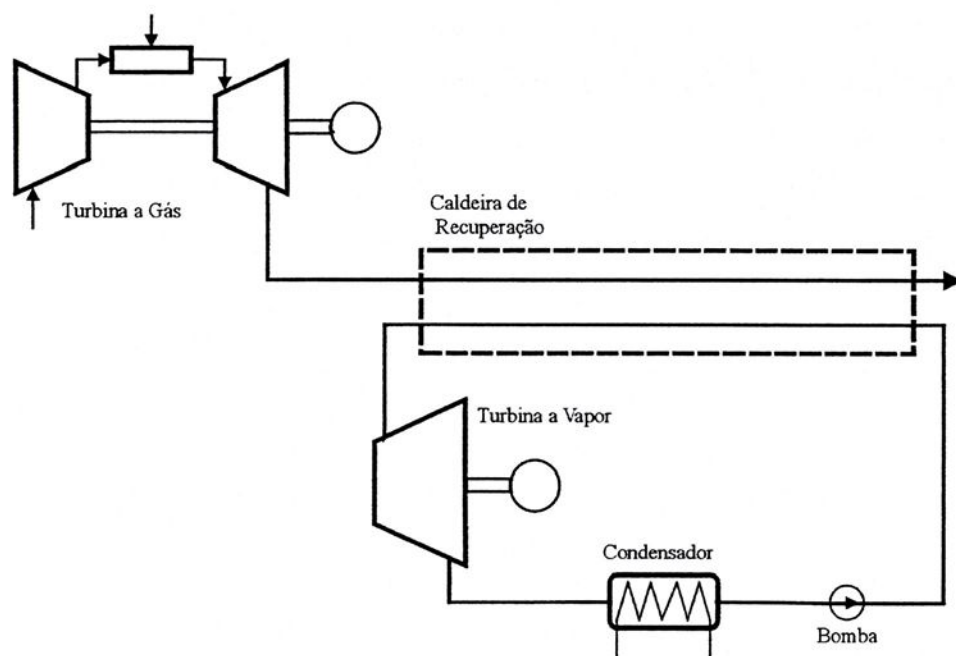


Figura 3.10 – Esquema típico de uma planta termelétrica em ciclo combinado tipo 1+1, com dois geradores.

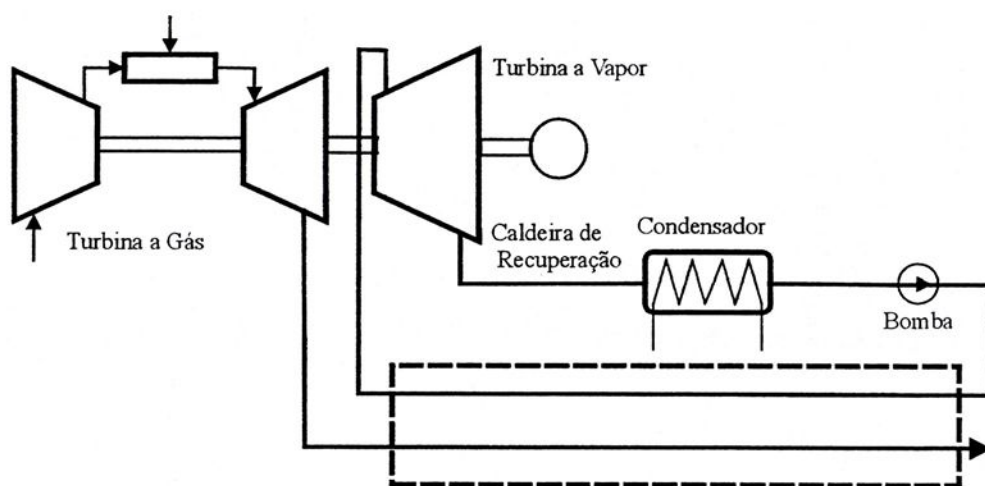


Figura 3.11 – Esquema típico de uma planta termelétrica em ciclo combinado tipo 1+1, com um gerador.

➤ Instalações com mais de uma turbina a gás

A maioria das térmicas a gás natural em funcionamento ou em construção adota a configuração de mais de uma turbina a gás, pois, desta forma, não há limite à capacidade da usina e os riscos de paralisação são reduzidos. O modelo comumente utilizado é o chamado 2 + 1, com duas turbinas a gás iguais, cada uma com sua caldeira de recuperação, e uma turbina a vapor de mesma capacidade. Desta forma, é possível usar três geradores elétricos de mesmo porte para as três turbinas, com transformadores e demais equipamentos elétricos também padronizados. Um arranjo deste tipo pode ser visto na Figura 3.12.

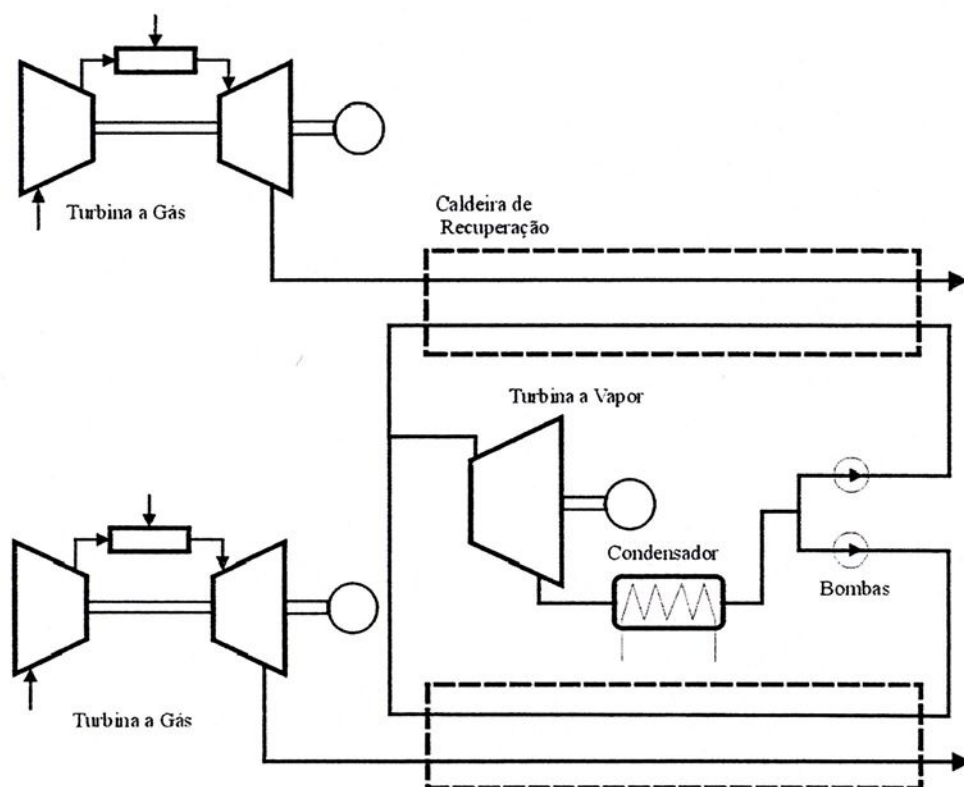


Figura 3.12 – Esquema típico de uma planta termelétrica em ciclo combinado tipo 2 + 1, com três geradores.

Esse tipo de configuração permite parar uma turbina a gás e sua caldeira de recuperação, reduzindo a capacidade total à metade. Caso a turbina a vapor pare, pode-se operar em ciclo aberto, mas com grande redução na eficiência térmica.

Uma atenção especial em instalações deste tipo deve ser dada à divisão de carga entre as turbinas a gás, de forma a equalizar as temperaturas e pressões no vapor produzido por suas caldeiras de recuperação.

A combinação de turbinas a gás e a vapor não está limitada ao arranjo 2 + 1. Há exemplos de até 5 turbinas a gás associadas a uma a vapor, e arranjos de 3 + 1 e 4 + 1 estão em uso comercial em diferentes localizações. O emprego de grandes turbinas a vapor, entretanto, traz dificuldades técnicas à medida que aumenta o número das caldeiras de recuperação de calor que, em paralelo, a alimentam.

Complementarmente, no Anexo D são apresentadas algumas plantas de usinas termelétricas que utilizam ciclos de vapor e ciclos combinados, mostrando as características típicas, bem como os níveis de pressão e temperatura dos principais fluxos.



Capítulo 4 – Conceitos e Metodologia Aplicada

Para a análise termodinâmica de sistemas são aplicadas as equações de conservação da massa, conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica), balanço de entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) e o balanço de exergia baseado nas duas leis anteriores, considerando um volume de controle para cada um dos equipamentos que compõem a planta a ser analisada. A análise exergética é útil para a avaliação de desempenho dos componentes e do sistema em seu conjunto. É importante também para quantificar as irreversibilidades termodinâmicas verificadas nos diversos processos (Bejan, 1988).

4.1. Análise Energética

4.1.1. Aspectos Gerais da Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica

A análise de sistemas e processos pela primeira lei da Termodinâmica está baseada na conservação de energia e de massa. As equações para o volume do controle em regime permanente, de uma forma geral, desconsideram as variações de energia cinética e potencial e podem ser expressas por:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (4.1)$$

$$\sum \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (4.2)$$

onde:

$\dot{m}_e$ - Fluxo de massa que entra no volume de controle (kg/s);

$\dot{m}_s$ - Fluxo de massa que sai do volume de controle (kg/s);

h_e - Entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

h_s - Entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

$\dot{Q}_{vc}$ - Taxa de transferência de calor para o volume de controle (kW);

$\dot{W}_{vc}$ - Potência referente ao volume de controle (kW).

A Equação (4.1) indica que a vazão mássica entrando no volume do controle é igual à vazão mássica que sai do volume do controle.

A Equação (4.2) estabelece que a taxa total da energia entrando no volume de controle é igual à taxa total de energia deixando o volume de controle, já desconsiderando as variações de energia cinética e potencial.

4.1.2. Aspectos Gerais da Análise pela Segunda Lei da Termodinâmica

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

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{ent} \dot{m} s + \sum_{sai} \dot{m} s \geq 0 \quad (4.3)$$

onde:

$\dot{S}_{ger}$ - Taxa de entropia gerada no volume de controle (kW/K);

$\frac{dS}{dt}$ - Taxa de variação de entropia (kW/K);

$\sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$ - Taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor (kW/K);

$\sum \dot{m} s$ - Taxas de entropia que entram e saem com os fluxos de massa no volume de controle (kW/K).

A equação de balanço de entropia pode ser utilizada para prever se um processo qualquer que envolve interações de energia pode ocorrer ou, ainda, se os sentidos dos processos de transferência do calor são possíveis. Também se pode dizer que a Segunda Lei governa os limites de conversão entre diferentes formas de energia.

4.1.3. Limitações da Análise Baseada na Primeira Lei da Termodinâmica

Apesar de muito difundida, a análise energética ou da primeira lei da termodinâmica (balanço de energia), não contabiliza a qualidade da energia que se está perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos, ou seja, não identifica onde e porque elas aparecem.

Tsatsaronis (1993) observou que a energia perdida ou o uso dos insumos energéticos não era devidamente analisado, como por exemplo:

- A primeira lei não mostra que parte da entalpia de uma corrente ou que parte da taxa de transferência de calor é termodinamicamente não disponível;

- A primeira lei não reconhece qualquer perda em um reator adiabático (gaseificador, por exemplo) ou em um estrangulamento (válvula, por exemplo);
- A primeira lei não detecta qualquer degradação de energia em um trocador de calor adiabático.

Pela primeira lei, identifica-se que o condensador de uma planta térmica é o grande responsável pela baixa eficiência do sistema. Entretanto, fazendo uma análise exergética verifica-se que mais importante que as perdas de energia são as perdas de “qualidade de energia” (destruição de exergia) e estas ocorrem, geralmente, na caldeira.

A análise energética continua tendo sua validade para diagnosticar os sistemas térmicos. Entretanto, com a contribuição da segunda lei da termodinâmica e com a ajuda da análise exergética, pode-se ampliar essa avaliação. Para realizar uma avaliação exergética faz-se necessária, inicialmente, a análise energética, com base no primeiro princípio. O método exergético, segundo Tsatsaronis (1993), permite:

- Uma melhor medida para a avaliação da magnitude da energia em relação à energia total suprida sob a forma de insumo energético;
- Uma medida da qualidade (ou do desperdício) da energia do ponto de vista termodinâmico;
- Uma ferramenta para definir a eficiência racional para o sistema energético.

Portanto, as análises da primeira e segunda lei não são concorrentes e sim complementares, contribuindo para a avaliação coerente de um sistema térmico.



4.2. Análise Exergética

4.2.1. Definição de Exergia

Existem várias definições na literatura para o termo “exergia”, sendo que a seguir serão apresentadas algumas delas:

- Kotas (1985): afirma que exergia é o padrão de qualidade de energia, igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando os parâmetros do ambiente (P_0 , T_0) como referência;
- Szargut *et al.* (1988): diz que exergia é a quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo interações apenas com os componentes do meio ambiente;
- Tsatsaronis (1993): define a exergia como sendo o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um portador de energia, imaginado que esse portador de energia seja levado até as condições ambiente num processo reversível.

A exergia é medida comparando-se um estado inicial a um estado de equilíbrio com o ambiente, podendo ser definidos por:

- **Equilíbrio restrito:** estado em que o sistema é levado a um equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente, onde a temperatura e pressão do sistema são iguais às do ambiente considerado;
- **Equilíbrio irrestrito:** neste caso, além do equilíbrio térmico e mecânico, ainda existe o equilíbrio químico. Neste estado de equilíbrio o sistema possui energia, mas a sua exergia é zero.

Quando se deseja calcular o valor da exergia de um sistema, um fator importante a ser considerado é o ambiente de referência. Kotas (1985) afirma que o ambiente real é muito complexo para ser usado em cálculos termodinâmicos, sendo necessária a introdução de um meio ambiente idealizado. Neste caso, não existem gradientes de pressão, temperatura, potencial químico, energia cinética e potencial, não existindo a possibilidade de execução de trabalho por interação entre as várias partes. O ambiente pode ser modelado por duas abordagens:



- As substâncias que formam o meio ambiente de referência são escolhidas coincidindo com as substâncias do sistema analisado;
- Todos os sistemas são analisados adotando-se um único ambiente de referência, podendo coincidir ou não com o ambiente real.

Szargut *et al.* (1988) estabeleceram uma substância padrão para cada um dos elementos da tabela periódica, desta forma definiram um ambiente padrão com o qual é possível calcular a exergia de qualquer composto químico. Além disso, eles calcularam a exergia de muitos compostos químicos e apresentaram os resultados na forma de tabelas.

➤ Componentes da Exergia

Como a exergia é função das propriedades do sistema em dois estados, uma vez fixado o ambiente de referência, pode-se calcular a exergia para qualquer outro estado. Por exemplo, a variação de exergia entre dois estados será independente do processo seguido para alcançar um desses estados a partir do outro. Isto permite, por sua vez, definir uma trajetória composta por vários processos de forma a separar a variação total de exergia no somatório de vários termos. Szargut *et al.* (1988), Kotas (1985) e outros propõem a seguinte relação para o cálculo da exergia específica total:

$$e_t = e_f + e_q \quad (4.4)$$

onde:

e_f - Exergia física específica;

e_q - Exergia química específica.

A exergia física específica de um fluxo é calculada com base num estado de equilíbrio restrito com ambiente (P_0 , T_0), através da seguinte equação:

$$e_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.5)$$

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

$$e_q = \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) x_i \quad (4.6)$$



onde:

$\mu_{0,i}$ - Potencial químico da substância no ambiente de referência i (kJ/kmol);

μ_i - Potencial químico da substância i no estado inativo restrito (kJ/kmol);

x_i - Fração molar do componente i na mistura.

Logo, a exergia específica total pode ser representada por:

$$e_i = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) x_i \quad (4.7)$$

Para o cálculo da exergia específica do gás natural (ex_{gn}) utiliza-se a Equação (4.4). A parte correspondente à exergia química é calculada pela Equação (4.8), apresentada por Bejan *et al.* (1996), que leva em conta o fato que quando gás natural está no estado inativo restrito e que os seus componentes estão a pressões parciais diferentes da pressão do ambiente, conforme segue:

$$e_{q_{gn}} = \sum_{i=n} x_i \varepsilon_i^o + \bar{R} T_0 \sum_{i=n} x_i \ln x_i \quad (4.8)$$

sendo:

$e_{q_{gn}}$ - Exergia química do gás natural;

x_i - Fração molar de cada componente do combustível;

ε_i^o - Exergia química *standard* de cada componente do combustível (kJ/kmol).

A Tabela 4.1 mostra os valores da exergia química *standard* para os principais componentes do gás natural (Szargut *et al.*, 1988) a $T_0 = 298,15$ °C e $P_0 = 1$ atm.

Tabela 4.1 – Exergia química *standard* dos principais componentes do gás natural.

Substância		ε_i^o (kJ/kmol)
Metano	CH ₄	836510
Etano	C ₂ H ₆	1504360
Propano	C ₃ H ₈	2163190
Pentano	C ₅ H ₁₂	3477050
Dióxido de Carbono	CO ₂	20140
Nitrogênio	N ₂	720

4.2.2. Balanço de Exergia

A combinação da primeira e da segunda lei da termodinâmica permite que se estabeleça o balanço de exergia. Considerando o sistema da Figura 4.1, em certo instante, o sistema pode estar em contato térmico com um número (n) de reservatórios a temperaturas T_i ($i=1,2,3,\dots,n$). A atmosfera, representada pelo reservatório térmico a P_0 e T_0 , tem um papel especial na instalação. A taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) representa a combinação de todos os modos possíveis de taxa de transferência de trabalho ($P dV/dt, \dot{W}_{\text{cisalhante}}, \dot{W}_{\text{elétrica}}, \dot{W}_{\text{magnética}}$).

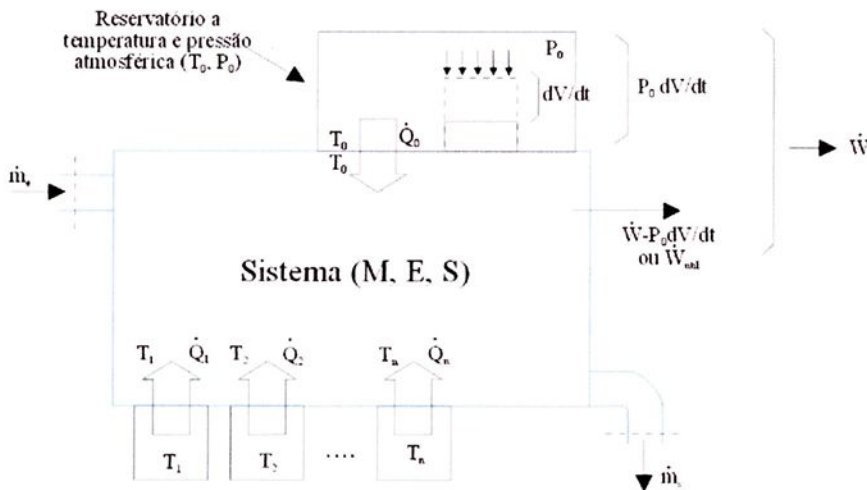


Figura 4.1 – Sistema em comunicação com a atmosfera e n reservatórios de temperatura.

Com referência ao sistema aberto da Figura 4.1, e desprezando as mudanças de energia cinética e potencial, pode-se escrever a primeira e a segunda lei, definidas nas Equações (4.2) e (4.3), da seguinte forma:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} h - \sum_{\text{sai}} \dot{m} h \quad (4.9)$$

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{\text{ent}} \dot{m} s + \sum_{\text{sai}} \dot{m} s \geq 0 \quad (4.10)$$

Eliminando $\dot{Q}_0$ das Equações (4.9) e (4.10), encontra-se que a taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) depende explicitamente do grau de irreversibilidade termodinâmica do sistema ($\dot{S}_{\text{ger}}$), como segue:

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{ent} \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{sai} \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.11)$$

Assim, a Equação (4.11) pode ser expressa como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.12)$$

Onde, a taxa de trabalho reversível ($\dot{W}_{rev}$) é dada por:

$$\dot{W}_{rev} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{ent} \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{sai} \dot{m}(h - T_0 s) \quad (4.13)$$

Pelo Teorema do Trabalho Perdido de *Gouy-Stodola* tem-se que a taxa de trabalho perdido ($\dot{W}_{perdido}$) ou irreversibilidade ($\dot{I}$) é dada por:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.14)$$

Fazendo-se a diferença entre a taxa trabalho reversível e a taxa de trabalho real, que é a taxa de trabalho perdida ou taxa de exergia destruída e considerando o Teorema do Trabalho Perdido, pode-se escrever:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (4.15)$$

Observando a Figura 4.1, a taxa de trabalho útil ($\dot{W}_{util}$) é:

$$\dot{W}_{util} = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \quad (4.16)$$

Portanto, o balanço de exergia é o seguinte:

$$\dot{W}_{util} = -\frac{d}{dt}(E + P_0 V - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{ent} \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{sai} \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.17)$$

A Equação (4.17) considera todas as exergias possíveis sendo que o primeiro termo após a igualdade corresponde as exergias de não fluxo, o segundo as trocas de calor, o terceiro e quarto ao fluxo líquido de exergia para cada corrente e o último corresponde às irreversibilidades.

Sob o ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica, a adoção da hipótese de processo adiabático pode ser uma condição útil para a identificação de irreversibilidades

internas que não estão associadas às medições de calor na fronteira do volume de controle (Kotas, 1985).

Para os processos que envolvem transferência de calor, a seleção da superfície de controle é importante para a determinação das perdas exergéticas associadas ao termo de transferência de calor na equação do balanço exergético e da exergia destruída ou irreversibilidade (Bejan *et al.*, 1996).

4.2.3. Irreversibilidade dos Equipamentos

Um importante parâmetro a ser observado na análise exergética é a irreversibilidade em cada equipamento e, conseqüentemente, em todo o sistema. As irreversibilidades são determinadas através da aplicação do balanço de exergia, descrito na Equação (4.17), em cada volume de controle definido no sistema.

A irreversibilidade mostra a quantidade de exergia que é destruída em cada equipamento do ciclo, ou seja, mostra o quanto o equipamento é eficiente em aproveitar a exergia que nele é introduzida.

A análise exergética também contempla a determinação da quantidade com que cada equipamento contribui na geração de irreversibilidade global do sistema, podendo ser definida uma equação que permite quantificar a porcentagem da irreversibilidade de cada equipamento (δ_i) em relação ao total da planta:

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{I}_i} \quad (4.18)$$

onde:

$\dot{I}_i$ - Irreversibilidade num determinado equipamento;

$\sum_{i=1}^n \dot{I}_i$ - Irreversibilidade total da planta.



4.3. Eficiência Energética e Exergética

De maneira geral o termo “eficiência” define um parâmetro que mede o desempenho de um sistema ou um equipamento. A eficiência energética é uma relação entre a energia efetivamente usada e a que é fornecida ao sistema.

As relações conhecidas como eficiências de primeira lei para os diferentes equipamentos de uma planta, não obedecem a um critério único. Assim, por exemplo, a eficiência das caldeiras é definida como a relação entre o efeito desejado, o aumento da entalpia do vapor e a energia necessária para obter tal efeito, calculada na base do poder calorífico do combustível.

Para a avaliação de ciclos termodinâmicos, utiliza-se o rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica, a qual de maneira geral, pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\text{Energia produzida}}{\text{Energia fornecida}} \quad (4.19)$$

A eficiência racional exergética, segundo Kotas (1985) e Szargut (1988), definida pela razão entre um efeito desejado (como, por exemplo, o trabalho gerado em uma turbina ou aumento da exergia do vapor numa caldeira) ou produto e o insumo (a variação da exergia do vapor na turbina ou a exergia do combustível consumido na caldeira) necessário para se conseguir o efeito desejado, de maneira geral pode ser escrita da seguinte forma:

$$\psi = \frac{\text{Produtos}}{\text{Insumos}} \quad (4.20)$$

A eficiência racional exergética varia entre 0 e 1, quando atinge o valor 1 o processo é considerado reversível. Quanto maior o valor desta eficiência, melhor está sendo o aproveitamento da exergia, com a exceção de equipamentos dissipativos.



4.4. Análise Termoeconômica

4.4.1. Introdução à Termoeconomia

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

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

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

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

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

De acordo com Tsatsaronis (1993) e Bejan *et al.* (1996), a análise termoeconômica tem os seguintes objetivos:

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



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

4.4.2. Histórico da Termoeconomia

A primeira proposta de usar exergia como critério de alocação de custos foi feita por Keenan em 1932, ao sugerir que estes deveriam ser compartilhados entre os produtos (eletricidade e calor útil) de uma planta de cogeração de maneira proporcional a sua exergia.

Em 1962, de acordo com El-Sayed & Gaggioli (1989), Tribus e Evans apresentaram uma análise exergética de uma planta de dessalinização, acoplando a exergia aos fluxos dos custos econômicos e criaram o termo **“Termoeconomia”**. Esse procedimento associava o fluxo monetário (combustíveis, operação e amortização) da instalação aos fluxos exergéticos e, através da aplicação dos balanços de custos para cada equipamento, foram determinados os custos econômicos unitários dos diferentes fluxos.

Segundo Valero & Lozano (1994), em 1965 Bergman e Schmidt associaram custos à exergia destruída em cada componente de uma central térmica.

El-Sayed & Evans (1970) generalizaram os fundamentos matemáticos para a otimização termoeconômica dos sistemas térmicos. Baseado nesta metodologia, Reistad (1970) desenvolveu uma análise termoeconômica de sistemas de cogeração e aplicou a uma planta de potência simples.

Tsatsaronis (1982) sistematizou a idéia de utilizar os custos exergéticos diretamente para valorar os distintos fluxos de uma instalação com problemas de otimização.

Hua *et al.* (1989) explicaram a partição da otimização do sistema total em subsistemas para otimizar sistemas térmicos complexos por meio da avaliação exergética e econômica.

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



4.4.3. Vertentes e Metodologias da Termoeconomia

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

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

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

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

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

4.4.4. Teoria do Custo Exergético

Para um sistema operando em regime permanente pode existir um número de fluxos entrando e saindo, como também interações de calor e trabalho com as suas vizinhanças. Associadas com estas transferências de massa e energia estão as transferências de exergias para dentro ou para fora do sistema e as destruições de exergias causadas pelas irreversibilidades dentro do sistema.

Visto que a exergia mede o valor termodinâmico real de tais efeitos e os custos devem somente ser atribuídos aos produtos que têm valor, é significativo usar a exergia como uma base para atribuir custos em sistemas térmicos.



Realmente, a termoeconomia se baseia no fato de que a exergia é a única base racional para atribuir custos às interações que um sistema térmico experimenta com o seu meio e às fontes de ineficiências dentro do mesmo, referindo-se a esta aproximação como “análise do custo exergético”.

Em uma análise do custo exergético, um custo é associado com cada fluxo de exergia. Considerando ($\dot{P}$) o produto de um processo e ($\dot{F}$) como as fontes consumidas, ambos sendo avaliados em termos de sua exergias, e ($\dot{I}$) a destruição de exergia ou irreversibilidades do processo, utilizando o Teorema *Gouy-Stodola*, a seguinte equação deve ser satisfeita:

$$\dot{F} - \dot{P} = \dot{I} \geq 0 \quad (4.21)$$

A eficiência termodinâmica real (ψ) é dada por:

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \leq 1 \quad (4.22)$$

O inverso da eficiência assim definida representará o custo exergético unitário do produto (k), dado por:

$$k = \frac{1}{\psi} = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} \geq 1 \quad (4.23)$$

O objetivo da otimização energética deve ser no sentido de minimizar o custo exergético unitário dos produtos funcionais.

Após determinar as relações conceituais entre a segunda lei, a eficiência e o custo exergético, a aplicação da teoria de sistemas, segundo Lozano & Valero (1993), permite:

- Diminuir a irreversibilidade ou ineficiências de um sistema, não importando sua complexidade (análise exergética);
- Calcular os custos exergéticos de seus fluxos internos e produtos finais (controle de custos);
- Avaliar precisamente o impacto sobre o consumo de combustível causado pela operação incorreta de qualquer uma das unidades do sistema.

Assim, para fluxos de matéria entrando e saindo com taxas associadas de transferência de exergia ($\dot{E}_e$ e $\dot{E}_s$), potência ($\dot{W}$), e taxa de transferência de exergia associada com a transferência de calor ($\dot{E}_Q$), tem-se:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (4.24)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{E}_s = c_s (\dot{m}_s e_s) \quad (4.25)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (4.26)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}_Q \quad (4.27)$$

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

A análise de custo exergético envolve os balanços de custos usualmente formulados para cada componente separadamente. Um balanço de custo aplicado para o k -ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custos associadas com todos os fluxos de exergia de saída é igual à soma das taxas de custos de todos os fluxos de exergia de entrada mais o preço apropriado devido ao investimento de capital ($\dot{Z}_{CI_k}$) e despesas de operação e manutenção ($\dot{Z}_{OM_k}$). A soma dos dois últimos termos é denotada por $\dot{Z}_k$. Conseqüentemente, para um componente que recebe uma transferência de calor e gera potência, resulta a seguinte equação:

$$\sum_s \dot{C}_{s_k} + \dot{C}_{w_k} = \dot{C}_{Q_k} + \sum_e \dot{C}_{e_k} + \dot{Z}_k \quad (4.28)$$

Esta equação indica simplesmente que o custo total dos fluxos de saída de exergia é igual à despesa total para obtê-los: o custo dos fluxos de exergia que entram mais o capital e outros custos. Note que, quando um componente recebe potência (como em um compressor ou uma bomba), o termo $\dot{C}_{w_k}$ muda com seu sinal positivo para o lado direito desta expressão. Caso exista uma transferência de calor do componente, o termo $\dot{C}_{Q_k}$ aparece com sinal positivo no lado esquerdo da expressão. Geralmente os balanços de custos são escritos de forma que todos os termos são positivos.

Introduzindo-se as expressões de taxa de custo, Equações (4.26) a (4.27), na Equação (4.28), obtém-se:

$$\sum_s (c_s \dot{E}_s)_k + c_{w_k} \dot{W}_k = c_{Q_k} \dot{E}_{Q_k} + \sum_e (c_e \dot{E}_e)_k + \dot{Z}_k \quad (4.29)$$

As taxas de exergia entrando e saindo ($\dot{E}_e$ e $\dot{E}_s$), bem como as de calor transferido e de trabalho ($\dot{E}_Q$ e $\dot{W}$), no k -ésimo componente, são calculadas em uma análise exergética. O termo $\dot{Z}_k$ é obtido primeiramente calculando o investimento de capital associado com o k -ésimo componente e, então, computando os valores particionados destes custos por unidade de tempo de operação do sistema.

As variáveis da Equação (4.29) são os custos particionados por unidade de exergia para os fluxos de exergia associados com o k -ésimo componente (c_{e_k} , c_{s_k} , c_{w_k} e c_{Q_k}). Na análise de um componente, pode-se assumir que os custos por unidade de exergia são conhecidos para todos os fluxos de entrada. Os custos que saem dos componentes são conhecidos ou, se uma corrente entrar no sistema, o custo desta corrente será o seu custo de compra. Conseqüentemente, as variáveis desconhecidas a serem calculadas pelo balanço de custos para o k -ésimo componente são os custos por unidade de exergia dos fluxos que saem (c_{s_k}) e, se a potência ou calor útil são gerados naquele componente, o custo por unidade de exergia associado com a transferência de potência (c_{w_k}) ou calor (c_{Q_k}).

Lozano & Valero (1993) enumeraram um conjunto de regras (postulados) de modo a gerar um sistema de equações independentes, que possa ser utilizado para a determinação dos custos dos fluxos de um sistema. Através da definição física do sistema (divisão em componentes ou unidades) e da relação dos fluxos energéticos e materiais entre estes e o ambiente, enumeram-se os postulados que definem a Teoria do Custo Exergético, conforme segue:

Postulado 1: Custos exergéticos e exergoeconômicos são quantidades conservativas como conseqüência de suas definições, e pode-se, portanto, escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema. Na determinação do custo exergético, o lado direito de cada equação de balanço será igual a zero e, na determinação do custo exergoeconômico, igual aos demais custos associados ao sistema, com sinal negativo.

Postulado 2: Na ausência de informações externas, o custo exergético de um insumo suprido externamente ao sistema é igual a sua exergia, o custo exergoeconômico é o custo de aquisição do insumo.

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

Os postulados 2 e 3 permitem escrever tantas equações quanto forem os fluxos supridos ao sistema e os fluxos de perdas. Como, em geral, o número de fluxos é superior à

soma do número de subsistemas dos fluxos de entrada e das perdas, as equações obtidas pela aplicação dos postulados 1 a 3 não constituem um sistema determinado. As equações adicionais serão obtidas pela aplicação dos dois postulados finais, que são:

Postulado 4a: Se uma parcela ou todo o insumo de uma unidade é a variação de exergia de um fluxo que a atravessa, então o custo exergético unitário do fluxo é constante através da unidade.

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

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

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

4.5. Análise da Viabilidade Financeira

Usualmente, a análise financeira de projetos é baseada em estimativas para o fluxo de caixa futuro, obtidas a partir de previsões para diversas variáveis. A análise inicial do fluxo de caixa é feita através de valores representativos para as variáveis consideradas, permitindo o cálculo de indicadores financeiros determinísticos. Entretanto, estas variáveis não podem ser previstas com precisão, indicando a importância da consideração, em grau maior ou menor, do risco associado ao retorno financeiro esperado para o projeto.

Basicamente, podem ser adotados três métodos para tratamento das incertezas: análise de sensibilidade, análise de cenários e análise de risco, sendo que os mesmos serão abordados resumidamente a seguir.

4.5.1. Análise de Sensibilidade

A partir de um conjunto de premissas básicas, previamente estabelecidas, o fluxo de caixa retratará o comportamento econômico esperado para um sistema ao longo de sua vida útil.

A análise de sensibilidade consiste na verificação do impacto de variações dessas premissas básicas nos indicadores financeiros do projeto. Assim, estas análises permitem determinar os parâmetros aos quais os indicadores financeiros são mais sensíveis, indicando também quais parâmetros devem ser estimados com maior precisão. Além disso, fornecem o valor da estimativa do parâmetro que pode provocar uma reversão na decisão, isto é, permite separar os intervalos de valores que definem a aceitação ou a rejeição do projeto.

Na elaboração dos fluxos de caixas de um sistema de geração térmica a ser implantado podem ser assumidas inúmeras premissas que afetam receitas e despesas como, por exemplo:

- Custos de mercado do MWh de energia elétrica comprado ou vendido à concessionária;
- Custo de mercado do combustível;
- Custo da água bruta;
- Taxa de conversão de reais em dólares;
- Fator de carga da instalação;
- Horas de operação da planta;
- Impostos envolvidos.



4.5.2. Análise de Cenários

Foi visto que a análise de sensibilidade permite medir os efeitos sobre a rentabilidade do projeto, provocados por variações nos valores de parâmetros de interesse, um por vez. A consideração de variações simultâneas de parâmetros pode ser realizada através da criação de um conjunto de cenários alternativos.

O procedimento típico consiste na análise de três cenários: base, otimista e pessimista. O cenário base corresponde àquele considerado como o mais provável pelos especialistas na área do projeto, onde são utilizados os valores mais “representativos” das estimativas como, por exemplo, os seus valores esperados. Por sua vez, os cenários otimistas e pessimistas são obtidos por variações nos valores de variáveis importantes do projeto, a partir dos valores fornecidos para o cenário base.

4.5.3. Análise Probabilística de Risco

A principal vantagem dos métodos anteriores reside na simplicidade e facilidade de utilização, além de propiciar a identificação das variáveis mais importantes para a modelagem de risco. Apesar da importância e grande utilização destes métodos, as incertezas associadas às estimativas dos parâmetros geralmente são consideradas de forma um tanto quanto subjetiva. Uma maneira mais eficiente para a análise de risco consiste na construção de cenários aleatórios, porém prováveis, a partir das distribuições de probabilidades das variáveis de interesse. Neste caso, as incertezas nos parâmetros são consideradas de forma explícita, através do emprego de técnicas probabilísticas.

4.5.4. Principais Indicadores

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

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

O método *payback* é a melhor técnica não sofisticada que pode ser aplicada em análises do investimento de capital. Considera os fluxos de caixa, embora não seja recomendável seu uso com o objetivo de aumentar as riquezas dos investidores, pois deixa de considerar diretamente o fator tempo no valor do dinheiro, ignora o lucro e não reconhece os



fluxos de caixa que ocorrem após o período de *payback* (Gitman, 1984).

Os principais indicadores de viabilidade e risco financeiro que são comumente utilizados em sistemas térmicos são descritos a seguir:

➤ Valor Atual Líquido (*VAL*)

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

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

$$VAL = \sum_{k=1}^N \frac{BEN}{(1+j)^k} - CTI \quad (4.30)$$

onde:

BEN - Benefício anual obtido;

j - Taxa de desconto adotada;

N - Número de anos analisados;

CTI - Capital total investido no início de operação do projeto.

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

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

considerados os fluxos de caixa após o ponto em que os mesmos anulam o investimento de capital, e, também, não é mostrado o lucro que pode ser obtido com a instalação.

A Figura 4.2 mostra o *TRI* e o *VAL* graficamente.

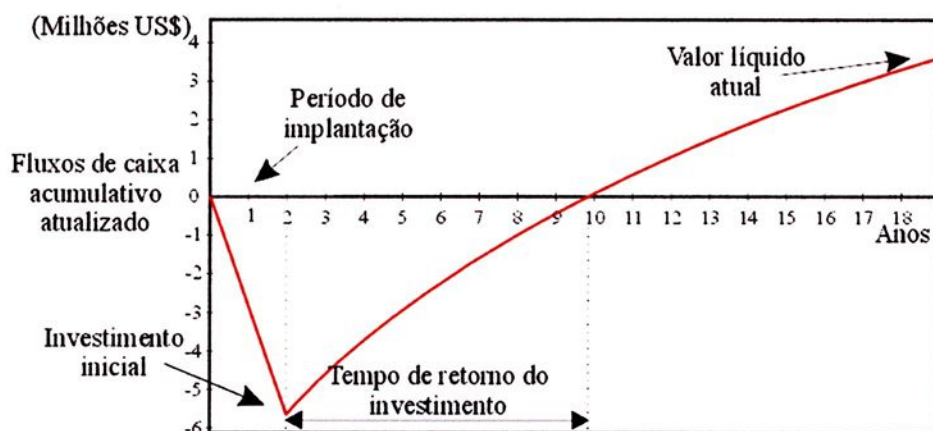


Figura 4.2 – Fluxo de caixa acumulativo típico ao longo do tempo de implantação e operação de um projeto de cogeração.

➤ Taxa Interna de Retorno (*TIR*)

Gitman (1984) comenta que provavelmente a técnica de análise mais utilizada para se avaliar alternativas de investimento é a Taxa Interna de Retorno (*TIR*). A *TIR* é definida como a taxa de desconto que leva ao valor atual das entradas de caixa de um sistema a se igualarem a zero. Trata-se de um critério mais objetivo, no qual a decisão para avaliar o projeto baseia-se no custo de capital. Se *TIR* for maior ou igual ao custo do capital ou taxa de desconto adotada, deve-se aceitar o projeto, caso contrário, deve-se rejeitar o projeto.

A *TIR* é determinada iterativamente, através de tentativa e erro, segundo a expressão:

$$VAL = \sum_{k=0}^N \frac{BEN}{(1 + j^*)^k} = 0 \quad (4.31)$$

onde:

j^* - Taxa de interna de retorno de um investimento (*TIR*);

N - Vida útil do sistema estudado (anos).

➤ Comparação entre as técnicas *VAL* e *TIR*

As diferenças básicas entre as técnicas de análise adotadas, *VAL* e *TIR*, resultam em classificações conflitantes. Com base puramente teórica, o uso do *VAL* é melhor. Sua superioridade teórica é atribuída a inúmeros fatores. O mais importante é a suposição implícita no uso do *VAL* de que todas as entradas de caixa intermediárias geradas pelo investimento são reinvestidas ao custo de capital da empresa, enquanto no uso da *TIR* supõe-se o reinvestimento da taxa especificada pela *TIR*, freqüentemente irrealista.

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

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

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

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

Em suma, constata-se que, embora o *VAL* seja teoricamente preferível, a *TIR* é mais popular devido ao fato de se poder relacioná-la diretamente aos dados disponíveis de decisão.



4.6. Apresentação do Modelo de Análise Termodinâmica

4.6.1. Considerações

Para a análise termodinâmica são admitidas neste trabalho como hipóteses gerais:

- Operação em regime permanente, na condição de operação da instalação;
- Ar atmosférico, combustível e produtos de combustão são tratados como uma mistura de gases ideais;
- Energias cinética e potencial dos gases são desprezadas;
- Processos adiabáticos em todos os equipamentos que fazem parte dos ciclos, exceto para os trocadores de calor para os quais um parâmetro de eficiência define a quantidade de calor transferida ao meio.

A seguir será apresentada a metodologia desenvolvida para a modelagem dos equipamentos que compõem uma central térmica de potência, bem como o equacionamento utilizado para o tratamento dos processos termodinâmicos.

4.6.2. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Gás

Os componentes modelados para o ciclo a gás em que o fluido de trabalho é composto por uma mistura de gases que tem como base o ciclo fundamental de potência de Brayton. Os equipamentos são: compressor, câmara de combustão, turbina e o gerador elétrico.

➤ Compressor

Os parâmetros que definem o compressor utilizado são a razão de compressão (β) e a eficiência isentrópica do processo de compressão ($\eta_{c_{iso}}$), definidas, respectivamente, por:

$$\beta = \frac{P_s}{P_e} \quad (4.32)$$

$$\eta_{c_{iso}} = \frac{(h_{s_{iso}} - h_c)}{(h_s - h_c)} \quad (4.33)$$

onde:

h_e - Entalpia específica de entrada no compressor (kJ/kg);



h_s - Entalpia específica de saída do compressor (kJ/kg);

$h_{s_{iso}}$ - Entalpia específica de saída isentrópica em função de P_s e s_e (kJ/kg);

P_s - Pressão de saída do compressor (kPa);

P_e - Pressão de entrada no compressor (kPa).

A pressão de saída no compressor é determinada diretamente pela razão de compressão. A partir de uma dada razão de compressão e da eficiência isentrópica, pode-se determinar a entalpia isentrópica do ar na saída do compressor conhecendo a pressão de saída e impondo a condição de igualdade de entropias entre a entrada e a saída do equipamento. Obtida a entalpia isentrópica de compressão, e a partir da definição da eficiência isentrópica, chega-se à entalpia real do ar na saída do compressor, e com essa entalpia é possível determinar a temperatura real de saída no compressor.

A potência de compressão ($\dot{W}_c$) é dada por:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar}(h_s - h_e) \quad (4.34)$$

com:

$\dot{m}_{ar}$ - Fluxo mássico de ar no compressor (kg/s).

A eficiência pela segunda lei (ψ_c) e a geração de irreversibilidades ($\dot{I}_c$) no processo de compressão são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_c = \frac{\dot{m}_{ar}(e_s - e_e)}{\dot{W}_c} \quad (4.35)$$

$$\dot{I}_c = \dot{W}_c - \dot{m}_{ar}(e_s - e_e) \quad (4.36)$$

onde:

e_s - Exergia específica do ar que sai do compressor (kJ/kg);

e_e - Exergia específica do ar que entra no compressor (kJ/kg).

➤ Câmara de Combustão

A análise aplica-se a um volume de controle ao redor da câmara de combustão. Os fluidos de entrada constituem-se de ar proveniente do compressor, e o combustível, que é injetado diretamente à mesma pressão da câmara.



O modelo admite a hipótese de combustão completa, sendo que os produtos de combustão que deixam a câmara são CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 e Ar. A composição do gás natural utilizada neste trabalho é baseada no gás natural proveniente do gasoduto Bolívia-Brasil (Anexo C).

No processo de combustão admite-se que são conhecidas as condições de entrada do ar e do gás natural, a temperatura dos gases que deixam a câmara e a eficiência de combustão. Para a determinação da temperatura adiabática de chama, considerando a combustão completa do gás natural e câmara adiabática, é utilizada a seguinte equação:

$$\sum_i (\dot{n}_i \bar{h}_i)_{\text{reagentes}} = \sum_j (\dot{n}_j \bar{h}_j)_{\text{produtos}} \quad (4.37)$$

sendo:

$\bar{h}$ - Entalpia molar, incluindo a entalpia de formação (kJ/ kmol);

$\dot{n}$ - Número de moles do componente químico (kmol/s).

Após a determinação da temperatura adiabática da chama é calculado o excesso de ar necessário para se atingir a temperatura dos gases na entrada das turbinas, a qual é fornecida como uma característica de projeto da turbina a gás.

Na câmara de combustão real, a combustão é incompleta e ocorre transferência de calor para o meio, portanto é necessário mais combustível para que se atinja a temperatura desejada, essa relação é chamada de relação combustível/ar real (f_{real}). Assim é pode-se adotar um parâmetro de eficiência que defina essas perdas. A eficiência da combustão (η_{comb}) é definida pela razão entre a relação combustível/ar teórica (f_{teor}) e a relação combustível/ar real (f_{real}), para a mesma elevação de temperatura dos gases entre a entrada e a saída da câmara de combustão, como segue (Cohen *et al.*, 1996):

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{f_{\text{teor}}}{f_{\text{real}}} \quad (4.38)$$

A partir da relação combustível/ar teórico (f_{teor}), da eficiência de combustão (η_{comb}) e com a Equação (4.38) se tem a relação real ar/combustível (f_{real}) e, dessa forma, calcula-se o fluxo de massa de ar necessário para que se atinja a temperatura de saída da câmara e é possível estabelecer a composição dos gases de exaustão e, assim, calcular suas propriedades termodinâmicas.

A entalpia dos produtos de combustão é calculada através da fração mássica de seus componentes e da pressão e temperatura em que eles se encontram, como segue:

$$h_{gases}(T, P) = \sum n_i h_i(T, P) \quad (4.39)$$

onde:

$h_{gases}(T, P)$ - Entalpia específica dos gases de combustão a T e P (kJ/kg);

$h_i(T, P)$ - Entalpia específica do componente i nos gases de combustão (kJ/kg).

A conservação da massa na câmara é dada por:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn} \quad (4.40)$$

No que diz respeito à perda de carga na câmara de combustão, pode-se afirmar que é proveniente do atrito viscoso e turbulência e da elevação da temperatura dos gases, com a conseqüente redução de sua densidade, aumento da velocidade média e da quantidade de movimento do fluxo de gases.

Cohen *et al.* (1996) indicaram que para turbinas aeroderivativas este valor situa-se na faixa de 4 a 7% devido às restrições construtivas de volume da turbina. No caso de turbinas a gás industriais, a perda de carga é da ordem de 2% da pressão de entrada.

A eficiência pela segunda lei (ψ_{cc}) e a geração de irreversibilidades ($\dot{I}_{cc}$) no processo de combustão são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{cc} = \frac{\dot{m}_{gases} e_{s_{gases}}}{\dot{m}_{ar} e_{e_{ar}} + \dot{m}_{gn} e_{e_{gn}}} \quad (4.41)$$

$$\dot{I}_{cc} = \dot{m}_{ar} e_{e_{ar}} + \dot{m}_{gn} e_{e_{gn}} - \dot{m}_{gases} e_{s_{gases}} \quad (4.42)$$

onde:

$e_{s_{gases}}$ - Exergia específica dos gases que saem da câmara de combustão (kJ/kg);

$e_{e_{ar}}$ - Exergia específica do ar que entra na câmara de combustão (kJ/kg);

$e_{e_{gn}}$ - Exergia específica do gás natural que entra da câmara de combustão (kJ/kg).

➤ Turbina

Neste componente, os gases realizam a expansão de acordo com a sua eficiência isentrópica ($\eta_{exp_{iso}}$). O procedimento de cálculo é análogo ao do compressor, com o detalhe adicional que a expansão é efetuada da pressão de entrada da turbina a pressão de saída, a qual deve ser suficiente para vencer as perdas de carga especificadas dos equipamentos da caldeira de recuperação. Assim, tem-se:

$$\eta_{exp_{iso}} = \frac{(h_e - h_s)}{(h_e - h_{s_{iso}})} \quad (4.43)$$

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{gases} (h_e - h_s) \quad (4.44)$$

A potência mecânica gerada pela turbina a gás é dada pela potência gerada na expansão dos gases e descontado a potência utilizada pelo compressor de ar, assim:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_{exp} - \dot{W}_c \quad (4.45)$$

A eficiência pela segunda lei (ψ_{exp}) e a geração de irreversibilidades no processo de expansão dos gases de exaustão ($\dot{I}_{exp}$) são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{exp} = \frac{\dot{W}_{exp}}{\dot{m}_{gases} (e_s - e_e)} \quad (4.46)$$

$$\dot{I}_{exp} = \dot{m}_{gases} (e_s - e_e) - \dot{W}_{exp} \quad (4.47)$$

onde:

e_s - Exergia específica do ar que sai do compressor (kJ/kg);

e_e - Exergia específica do ar que entra no compressor (kJ/kg).

➤ Gerador

A turbina a gás está ligada diretamente ao gerador elétrico. Um valor de eficiência elétrica (η_g), é adotado para se considerarem as perdas da ligação com o gerador que pode ser efetuada através de um conjunto de engrenagens para redução de rotação. A potência elétrica da turbina a vapor é dada por:

$$\dot{W}_{TG_{ele}} = \eta_g \dot{W}_{TG} \quad (4.48)$$

4.6.3. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Vapor

Os componentes modelados no ciclo a vapor em que o fluido de trabalho é o vapor e tem como base o ciclo fundamental de potência de Rankine. Os equipamentos são: caldeiras de recuperação, desaerador, turbina a vapor, condensador e bombas.

➤ Caldeira de Recuperação

A modelagem da caldeira de recuperação é realizada em vários volumes de controle, envolvendo cada um de seus equipamentos, de forma que o estado calculado em um equipamento seja o estado de entrada para o próximo equipamento.

Os evaporadores, economizadores e superaquecedores são modelados como trocadores de calor de contra corrente, sem mistura dos fluidos. O cálculo das propriedades da água na saída do equipamento é efetuado com base nos balanços de massa, energia e exergia, admitindo-se como conhecidos os estados da água e do vapor na entrada.

Conhecidos os estados dos fluidos na entrada e os fluxos mássicos dos fluidos, a temperatura de saída dos fluidos é calculada pelo balanço de energia aplicado ao trocador de calor. Considerando-se um coeficiente (η_{TC}) devido às perdas de calor para o meio, o balanço de energia no economizador, no evaporador e no superaquecedor da caldeira de recuperação é dado da seguinte maneira:

$$\dot{m}_{\text{água}} (h_{s_{\text{água}}} - h_{e_{\text{água}}}) = \eta_{TC} \dot{m}_{\text{gases}} (h_{e_{\text{gases}}} - h_{s_{\text{gases}}}) \quad (4.49)$$

com:

h - Entalpia específica do fluido (kJ/kg);

$\dot{m}$ - Fluxo mássico (kg/s).

Na caldeira de recuperação é fundamental a verificação da restrição associada ao *pinch point*. Uma referência técnica (*Gas Turbine World Handbook*, 1999-2000) adota o valor de *pinch point* de 17°C para uma análise conservativa da eficiência de ciclos combinados sem queima suplementar de combustível, considerando a tecnologia atual presente nas instalações térmicas. No caso de ciclos combinados com reaquecimento dos gases de combustão até 704°C, o valor de *pinch point* estimado nessa referência eleva-se para 28°C, a fim de respeitar a restrição de temperatura mínima de exaustão dos gases da caldeira.



O *pinch point* e o *approach* são introduzidos no equacionamento da caldeira de recuperação nos evaporadores através da temperatura de saturação do vapor em uma dada pressão, assim:

$$T_{e_{\text{vapor}}} = T_{s_{\text{vapor}}} - T_{ap} \quad (4.50)$$

$$T_{s_{\text{gases}}} = T_{pp} + T_{s_{\text{vapor}}} \quad (4.51)$$

onde:

T_{ap} - *Approach* (°C);

T_{pp} - *Pinch point* (°C).

A eficiência pela segunda lei para cada trocador de calor (ψ_{TC}) e a taxa de irreversibilidade ($\dot{I}_{TC}$) são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{TC} = \frac{\dot{m}_{\text{água}}(e_{s_{\text{água}}} - e_{e_{\text{água}}})}{\dot{m}_{\text{gases}}(e_{s_{\text{gases}}} - e_{e_{\text{gases}}})} \quad (4.52)$$

$$\dot{I}_{TC} = \dot{m}_{\text{gases}}(e_{s_{\text{gases}}} - e_{e_{\text{gases}}}) - \dot{m}_{\text{água}}(e_{s_{\text{água}}} - e_{e_{\text{água}}}) \quad (4.53)$$

onde:

e_s - Exergia específica do fluido que sai do compressor (kJ/kg);

e_e - Exergia específica do fluido que entra no compressor (kJ/kg).

A perda de carga dos fluidos ao passar pelo trocador de calor é dada por:

$$P_s = (1 - \phi)P_e \quad (4.54)$$

onde:

P_e - Pressão de entrada do trocador de calor (kPa);

P_s - Pressão de saída do trocador de calor (kPa);

ϕ - Perda de pressão no trocador de calor (%).

Dois fatores devem ser notados quando se selecionam os níveis de alta e baixa pressão em caldeiras de recuperação de diferentes níveis de pressão. A pressão do vapor de alta deve ser suficiente para atingir um bom aproveitamento dos gases e a pressão do vapor de baixa

deve ser a mais baixa possível diminuindo, assim, a temperatura dos gases de escape e recuperando a máxima quantidade de calor dos mesmos. Segundo Kehlhofer (1999), a menor pressão de baixa aceitável está em torno de 3 bar, pois abaixo deste valor a queda de entalpia disponível na turbina de baixa torna-se muito pequena e a vazão de vapor torna-se muito grande, aumentando os custos dos equipamentos.

Outra questão a ser observada é a variação do título do vapor em função do aumento da pressão do vapor de alta na turbina a vapor de condensação. Da mesma maneira que no caso de um único nível de pressão, o aumento da pressão de alta diminui o título na saída da turbina, devendo este aumento de pressão ser monitorado de modo a não ultrapassar o limite mínimo do título especificado para a turbina. Recomenda-se que o título da mistura líquido-vapor seja superior a 87% (Narula, 1995).

A eficiência para caldeiras de recuperação é calculada, segundo a relação proposta por Liszka *et al.* (2003), por:

$$\eta_{CR} = \frac{Q_{CR}}{\dot{m}_{gases} h_{e_{gases}}} \quad (4.55)$$

onde:

- Q_{CR} - Calor transferido para a água pela caldeira de recuperação (kW);
- $\dot{m}_{gases}$ - Fluxo de gases de exaustão na caldeira de recuperação (kg/s);
- $h_{e_{gases}}$ - Entalpia específica de entrada dos gases de exaustão na caldeira (kJ/kg).

A eficiência exergética da caldeira de recuperação é calculada pela relação entre o fluxo de exergia fornecida pelos gases de exaustão, potência das bombas e pelos fluxos de exergia do vapor descontados do fluxo que entra de água na caldeira, assim:

$$\psi_{CR} = \frac{\sum \dot{m}_{vapor} e_{vapor} - \dot{m}_{água} e_{água}}{\dot{m}_{gases} e_{gases} + \dot{W}_b} \quad (4.56)$$

➤ Des aerador

Este equipamento consiste num trocador de calor de contato direto entre a água de alimentação proveniente do pré-aquecedor e o vapor que passa pelo evaporador de baixa. A mistura destes fluidos resulta no aquecimento da água e liberação dos gases dissolvidos não condensáveis. O objetivo é proteger contra a corrosão os componentes à jusante, como tubos da caldeira de recuperação, bombas e turbinas.

O balanço de energia no desaerador é dado pela equação abaixo:

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s \quad (4.57)$$

A eficiência pela segunda lei para o desaerador (ψ_{DA}) e a geração de irreversibilidades ($\dot{I}_{DA}$) nas trocas térmicas são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{DA} = \frac{\sum \dot{m}_s e_s}{\sum \dot{m}_e e_e} \quad (4.58)$$

$$\dot{I}_{DA} = \sum \dot{m}_s e_s - \sum \dot{m}_e e_e \quad (4.59)$$

onde:

e_s - Exergia específica da água que sai do desaerador (kJ/kg);

e_e - Exergia específica da água que entra no desaerador (kJ/kg).

➤ Turbina a vapor

Para o cálculo da potência produzida pela turbina a vapor e das condições de saída do vapor, considera-se o rendimento isentrópico (η_{TV}) para a turbina, de forma análoga ao da turbina a gás:

$$\eta_{TV} = \frac{(h_e - h_s)}{(h_e - h_{s_{iso}})} \quad (4.60)$$

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{vapor} (h_e - h_s) \quad (4.61)$$

A potência elétrica da turbina a vapor é dada através do rendimento do gerador (η_g), da mesma forma ao da turbina a gás:

$$\dot{W}_{TV_{ele}} = \eta_g \dot{W}_{TV} \quad (4.62)$$

A eficiência pela segunda lei (ψ_{TV}) e a taxa de irreversibilidade ($\dot{I}_{TV}$) no processo de expansão do vapor superaquecido são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{TV} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{m}_{\text{vapor}}(e_s - e_e)} \quad (4.63)$$

$$\dot{I}_{TV} = \dot{m}_{\text{vapor}}(e_s - e_e) - \dot{W}_{TV} \quad (4.64)$$

onde:

e_s - Exergia específica da água que sai da turbina a vapor (kJ/kg);

e_e - Exergia específica do vapor que entra na turbina a vapor (kJ/kg).

➤ Condensador

O vapor expandido na turbina de baixa pressão é totalmente condensado. O modelo considera a perda de carga da mistura líquido-vapor e o sub-resfriamento da água, forçando que se tenha na saída do equipamento apenas líquido comprimido, a fim de se evitar problemas de cavitação na bomba do condensado. Neste caso, a modelagem é igual a de um trocador de calor.

➤ Bomba de Condensado

As bombas de condensado são imprescindíveis para o funcionamento das caldeiras, sendo dimensionadas para vencer as pressões no interior da caldeira introduzindo os volumes de água necessários ao seu funcionamento. As bombas da instalação são utilizadas para o bombeamento do condensado que passa pela caldeira de recuperação na seção do pré-aquecedor e para elevação da pressão de saída do desaerador até os valores de pressão de cada nível do ciclo a vapor. O trabalho de bombeamento e o estado do fluido na saída de cada bomba são calculados a partir do coeficiente isentrópico adotado para o equipamento e da pressão de saída requerida, de forma análoga ao compressor.

➤ Misturador de Vapor

A mistura de fluidos é analisada através das equações de conservação de massa, balanço de energia e exergia. O estado de saída é determinado a partir da aplicação destas equações às correntes de entrada do misturador.



4.6.4. Rendimentos Baseados na Primeira e na Segunda Lei da Termodinâmica

O rendimento do ciclo para turbina a gás baseado na primeira lei (η_{TG}), é dado como a razão entre a potência útil produzida e o calor fornecido pela queima do combustível, e pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{gases} PCI} \quad (4.65)$$

onde:

PCI - Poder calorífico inferior, dado pela entalpia dos produtos de combustão (kJ/kg).

O rendimento do ciclo da turbina a gás baseado na segunda lei (ψ_{TG}) é escrito como:

$$\psi_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{gn} e_{gn} + \dot{m}_{ar} e_{ar}} \quad (4.66)$$

O rendimento do ciclo Rankine pode ser obtido considerando a potência produzida nas turbinas a vapor, consumida nas bombas e o calor fornecido pelos gases de exaustão, da seguinte forma:

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{CR}} \quad (4.67)$$

De forma análoga, pode-se escrever o rendimento exergético para o ciclo Rankine, considerando a variação da exergia do fluxo de gases de exaustão que passa pela caldeira de recuperação, assim:

$$\psi_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_b}{\dot{m}_{gases} (e_{e_{gases}} - e_{s_{gases}})} \quad (4.68)$$

O rendimento total (η_{ciclo}) de um sistema de turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor, pode ser escrito como a razão entre a potência útil produzida e o calor fornecido pela queima do combustível, da seguinte forma:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV} - \dot{W}_b}{\dot{m}_{gases} PCI} \quad (4.69)$$

onde:

$\dot{W}_{TV}$ - Potência produzida nas turbinas a vapor (kW);

$\dot{W}_{TG}$ - Potência produzida nas turbinas a gás (kW);

$\dot{W}_b$ - Potência utilizada nas bombas (kW);

$\dot{m}_{gases}$ - Fluxo dos gases de exaustão das turbinas a gás (kg/s).

O rendimento exergetico do ciclo é análogo à eficiência total, porém considerando a exergia fornecida pelo gás natural, assim:

$$\psi_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV} - \dot{W}_b}{\dot{m}_{gn} e_{gn} + \dot{m}_{ar} e_{ar}} \quad (4.70)$$



4.7. Método de Solução

A resolução do sistema de equações resultante após o modelamento de cada configuração é efetuada utilizando-se o programa EES® (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein & Alvarado (1995), que permite a determinação das propriedades termodinâmicas do sistema, como entalpia e entropia, possibilitando a realização de cálculos de uma maneira simples e eficiente, sem a necessidade de se recorrer a tabelas termodinâmicas. Vale ressaltar que foi adotado como estado de referência o definido pela temperatura de 25 °C e pressão de 101,3 kPa.



Capítulo 5 – Casos Propostos e Premissas Econômicas

5.1. Detalhamento dos Casos a serem Estudados

A termelétrica considerada utiliza quatro turbinas a gás do tipo PG6101 6FA da marca *General Electric* com potência de projeto de 71 MW (Condições ISO, Temperatura de 15°C, Pressão 101,3 kPa, Nível do mar). Entretanto, devido às condições climáticas, altitude da região, características do combustível e algumas adaptações técnicas implementadas, sua potência atinge até 74 MW. Por questões de manutenção e durabilidades de seus componentes a planta opera com a potência de 73 MW por turbina. Essas condições foram definidas após testes realizados pelo fabricante no local de instalação da planta.

A combinação de turbinas a gás com turbinas a vapor em centrais termelétricas pode ser realizada de várias maneiras, resultando em diferentes esquemas térmicos, equipamentos empregados e características básicas de operação, fatores estes determinantes na definição de características energéticas, econômicas e ecológicas da instalação.

Neste trabalho é considerado o modelo 2+1, montado em dois grupos, cada um com duas turbinas a gás, e cada turbina com sua caldeira de recuperação gerando vapor para o mesmo grupo de turbinas a vapor, como mostrado na Figura 3.12. Esse esquema foi para adotado por ser uma configuração comum e permitir a manutenção de seus componentes sem a parada total da unidade.

A opção pelos investimentos no ciclo combinado, pode fornecer até 150 MW (Caldeiras com 3 níveis de pressão) pelas turbinas a vapor, elevando a potência do ciclo até 433 MW sem aumentar o consumo de combustível da planta e mantendo os mesmos níveis de emissões de poluentes. Além do aumento da potência elétrica, pode-se, ocasionalmente, comercializar vapor para processo, devido à flexibilidade da caldeira de recuperação, desde que haja consumidores próximos que demandem a necessidade de vapor em seus processos industriais.

Cada caldeira de recuperação possui desaerador integrado, que utiliza o vapor gerado pelos gases de exaustão para eliminar o ar e gases dissolvidos na água a ser evaporada na caldeira. Isso possibilita um aumento da potência gerada, pois elimina a extração das turbinas a vapor para esse fim. Uma pequena parte dessa água é perdida nesse processo e repostada na entrada da caldeira, entretanto essa quantidade não é considerada na análise por ser muito pequena (menos de 1% do total).



A opção pela não utilização de queima suplementar nas caldeiras de recuperação é adotada por que a termelétrica não atende a nenhuma demanda de energia térmica pré-definida. A prática de queima suplementar aumenta a potência gerada, pois aumenta a produção de vapor nas caldeiras, porém, diminui a eficiência do ciclo como um todo por que a queima direta do combustível na caldeira de recuperação produz mais irreversibilidades se comparada à queima do combustível na turbina a gás.

O gás natural é fornecido à planta através do gasoduto Bolívia-Brasil que passa próximo a localidade da instalação da planta. O gás é entregue a 30 bar e sofre duas reduções através de válvulas com sistema de controle para atingir a mesma pressão da câmara de combustão.

➤ Considerações para estabelecer os casos

Para se definir os níveis de pressão e temperatura das caldeiras de recuperação alguns parâmetros foram tomados da literatura e, através de alguns testes, os outros parâmetros foram ajustados, conforme descrito a seguir:

- A pressão mínima de entrada da água na caldeira de recuperação é da ordem de 300 kPa, para que haja o máximo aproveitamento dos gases de exaustão (Kehlhofer, 1999);
- O título do vapor foi controlado de modo que não fosse menor que 87% na saída da turbina de condensação para evitar danos ao equipamento (Narula, 1995);
- O *pinch point* de cada caldeira foi definido como 17°C, segundo a referência técnica da *Gas Turbine World Handbook* (1999-2000), para uma análise conservativa da eficiência de ciclos combinados sem queima suplementar de combustível;
- O *approach* dos evaporadores foi definido como 10°C, que é um valor médio na faixa de valores apresentados na Tabela 3.1;
- As temperaturas e pressões de alta foram tomadas para todos os ciclos como sendo 540 °C e 11 MPa, respectivamente;
- A temperatura mínima para os gases de exaustão foi definida como 90 °C (Seyedan *et al.*, 1995; Khartchenko, 1998 e Jordal, 2001);
- A eficiência isentrópica de todas as turbinas a vapor foi adotada como sendo de 86%, valor típico para esse equipamento;
- A perda de calor para o meio (η_{TC}) em cada trocador de calor da caldeira de recuperação foi considerada sendo de 1% do calor transferido;

- A taxa de vapor utilizada no desaerador foi considerada como sendo de 1 kg/s para eliminar os gases dissolvidos na água;
- As temperaturas de saída em cada extração nas caldeiras de recuperação de 2 e 3 níveis devem ter uma diferença de no mínimo 22 °C (*approach* do superaquecedor), segundo a Tabela 3.1;
- Os rendimentos isentrópicos de todas as bombas foram tomados como sendo de 75%;
- A pressão de condensação para todos os casos foi definida como 10 kPa, valor típico para esse tipo de instalação;
- Os rendimentos dos geradores elétricos foram assumidos como sendo de 95%.

Outros sistemas auxiliares como os de resfriamento e sistemas de filtragem e tratamento de água, utilizam a água do Rio Paraná que passa próximo a localidade da planta. O sistema de resfriamento capta a água do rio para ser utilizada no condensador das plantas do ciclo combinado que retorna ao rio com um aumento de 7°C em sua temperatura.

5.1.1. Caso 1 – Ciclo Aberto com Turbinas a Gás

O primeiro caso a ser estudado considera quatro turbinas a gás operando em ciclo aberto e produzindo 288 MW, sendo que os gases de exaustão produzidos são desperdiçados para o meio ambiente. Um esquema dessa configuração é apresentado Figura 5.1.

As considerações adotadas para cada turbina a gás foram estabelecidas de acordo com algumas características de operação da Usina Termelétrica de Três Lagoas (PETROBRÁS) e segundo dados do fabricante (GE). Assim, as eficiências isentrópicas para o compressor e expensor, as condições climáticas típicas da região onde a planta está instalada, a eficiência de combustão e perda de carga na câmara de combustão, podem ser estabelecidas conforme mostra a Tabela 5.1.

Na Tabela 5.2 são mostrados os principais fluxos da planta com turbinas a gás apresentada na Figura 5.1.



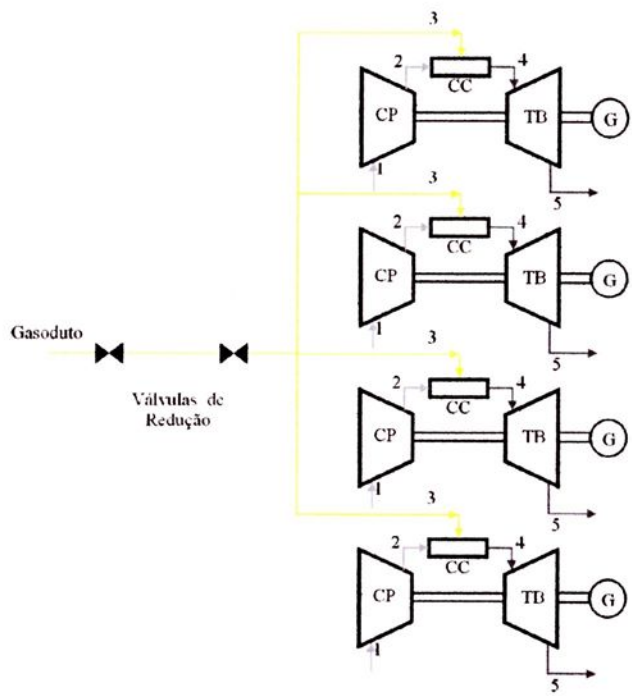


Figura 5.1 – Usina termelétrica em ciclo aberto.

Tabela 5.1 – Dados dos equipamentos das turbinas a gás da usina termelétrica.

Ciclo a gás	
Eficiência isentrópica do compressor	87,0 %
Eficiência isentrópica da expansão	92,0 %
Eficiência dos geradores	95,0 %
Eficiência da turbina a gás	27,01 %
Eficiência da câmara de combustão	90,0 %
Razão de compressão	14,5
Temperatura na entrada do expensor	1230 °C
Perda de carga na câmara de combustão	2,6 %
Temperatura dos gases de exaustão	602 °C
Fluxo de ar no compressor	197,5 kg/s
Fluxo de gases de exaustão	202,2 kg/s
Consumo de gás em cada turbina	4,71 kg/s
Potência do compressor	80221 kW
Potência do expensor	157720 kW
Potência de elétrica de cada turbina a gás	73624 kW
Potência líquida	294495 kW

Tabela 5.2 – Dados termodinâmicos do ciclo a gás.

Fluxo	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	197,50	35,0	101,3	308,6
2	197,50	428,2	1470,0	714,8
3	4,71	35,0	1470,0	-
4	202,21	1230,0	1431,0	317,1
5	202,21	602,0	101,3	-462,9

5.1.2. Caso 2 – Ciclo Combinado com Um Nível de Pressão

O ciclo combinado proposto para o Caso 2 é constituído pelas mesmas turbinas a gás do Caso 1, sendo acoplada a cada uma delas uma caldeira de recuperação com um único nível de pressão, e o vapor produzido pelo conjunto de cada duas caldeiras alimenta uma turbina a vapor de condensação. A Figura 5.2 mostra apenas uma parte da planta do Caso 2, sendo a planta completa constituída por duas dessas partes.

Neste caso, a caldeira é constituída por um conjunto de trocadores de calor (economizador, evaporador e superaquecedor) que produzem o vapor de alta. Há também um evaporador de baixa pressão para a produção de vapor para o desaerador. A pressão em cada caldeira é dada por duas bombas: uma bomba de condensado de baixa potência e a bomba de alimentação responsável pela pressão do vapor na saída da caldeira.

Os dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor de um nível de pressão são dados na Tabela 5.3. Na Tabela 5.4 são mostrados os principais fluxos da planta com turbinas a gás e caldeiras de recuperação de um nível de pressão apresentada na Figura 5.2.

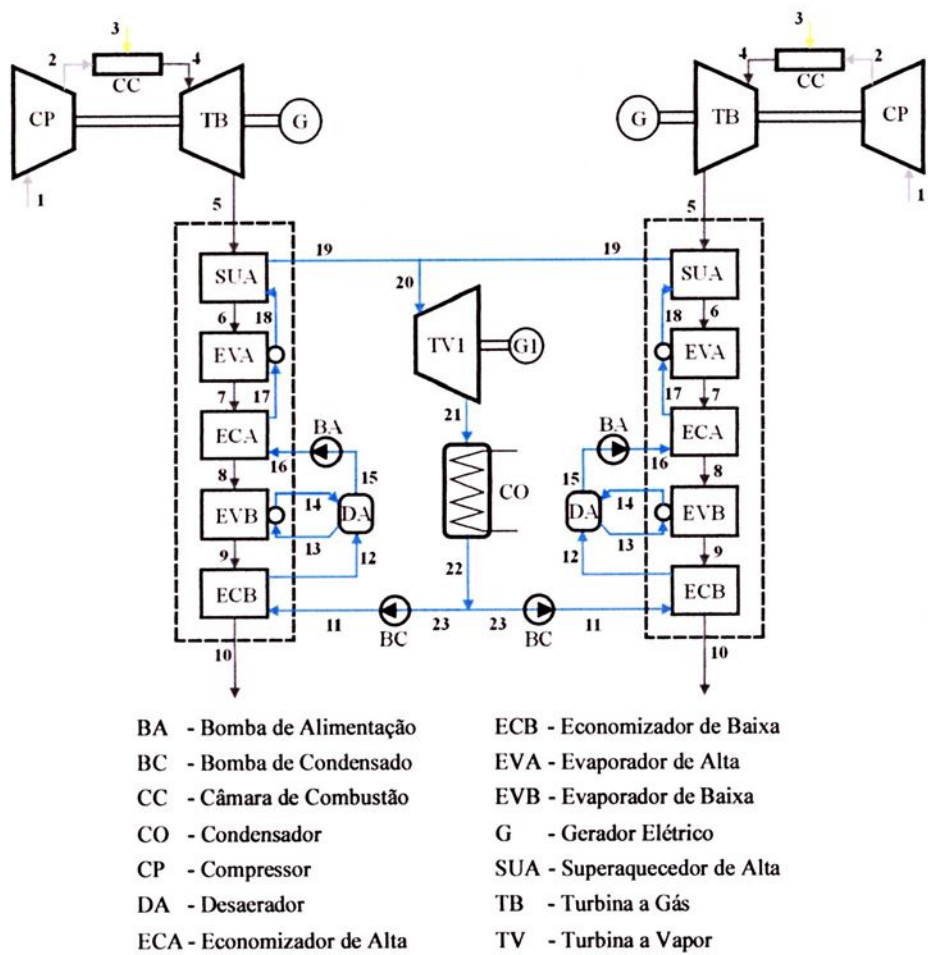


Figura 5.2 – Parte do ciclo combinado com caldeira de um nível de pressão.

Tabela 5.3 – Dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor e da turbina a gás com caldeiras de recuperação com 1 nível de pressão.

Ciclo a vapor – 1 Nível de Pressão	
Rendimento isentrópico das turbinas a vapor	86,0 %
Rendimento isentrópico das bombas	75,0 %
Rendimento dos geradores	95,0 %
Pinch point	17 °C
Approach	10 °C
Potência elétrica de cada turbina a vapor	65349 kW
Potência de cada bomba de condensado	11,55 kW
Potência de cada bomba de alimentação	486,2 kW
Potência elétrica de cada turbina a gás	73517 kW
Potência líquida da planta	422776 kW

Tabela 5.4 – Dados do ciclo combinado com caldeiras com 1 nível de pressão.

Turbina a gás e gases de exaustão				
Fluxo	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	197,50	35,0	101,3	308,6
2	197,50	428,2	1470,0	714,8
3	4,71	35,0	1470,0	-
4	202,21	1230	1431,0	317,1
5	202,21	603,0	101,6	-462,2
6	202,21	506,0	101,5	-575,1
7	202,21	336,6	101,5	-767,8
8	202,21	220,0	101,4	-895,6
9	202,21	209,5	101,4	-906,6
10	202,21	175,0	101,3	-943,2
Ciclo a Vapor				
11	29,57	45,8	300,0	192,1
12	29,57	104,9	291,0	439,7
13	1,00	122,5	291,0	514,5
14	1,00	132,5	291,0	2723,8
15	29,57	122,5	291,0	514,5
16	29,57	124,5	11929,5	530,9
17	29,57	309,6	11571,6	1396,2
18	29,57	319,6	11224,5	2700,8
19	29,57	540,0	11000,0	3465,2
20	59,13	540,0	11000,0	3465,2
21	59,13	45,8	10,0	2301,9
22	59,13	45,8	10,0	191,7
23	29,57	45,8	10,0	191,7
24	4262	28,0	150,0	117,4
25	4262	35,0	145,0	146,7

5.1.3. Caso 3 – Ciclo Combinado com Dois Níveis de Pressão

O ciclo combinado proposto no Caso 3 segue a mesma estrutura do Caso 2. No entanto, a caldeira possui dois conjuntos de trocadores de calor (economizador, evaporador e superaquecedor) que produzem vapor de alta pressão (extração 1) e de baixa pressão (extração 2). O vapor de baixa é produzido a partir do vapor destinado ao desaerador, que é dividido e passa por um superaquecedor. O vapor de alta é expandido na turbina a vapor no estágio de alta pressão e depois se junta ao vapor de baixa que são expandidos até a condensação no estágio de baixa, o vapor passa então por um condensador onde é condensado e separado para ser bombeado de volta às caldeiras.

Os dois níveis de pressão em cada caldeira são dados por duas bombas: uma bomba de condensado de baixa potência que dita a pressão de baixa e a bomba de alimentação responsável pela pressão do vapor de alta da caldeira. A Figura 5.3 mostra apenas uma parte da planta do Caso 3, sendo a planta completa constituída por duas dessas partes.

Segundo Modesto (2004) é interessante que a pressão do vapor de alta seja suficiente para atingir um bom aproveitamento dos gases e a pressão do vapor de baixa deve ser a mais baixa possível diminuindo assim a temperatura dos gases de escape recuperando a máxima quantidade de calor dos mesmos.

Segundo Kehlhofer (1999) a menor pressão de baixa aceitável está em torno de 3 bar porque abaixo deste valor, a queda de entalpia disponível na turbina de baixa torna-se muito grande, aumentando os custos dos equipamentos.



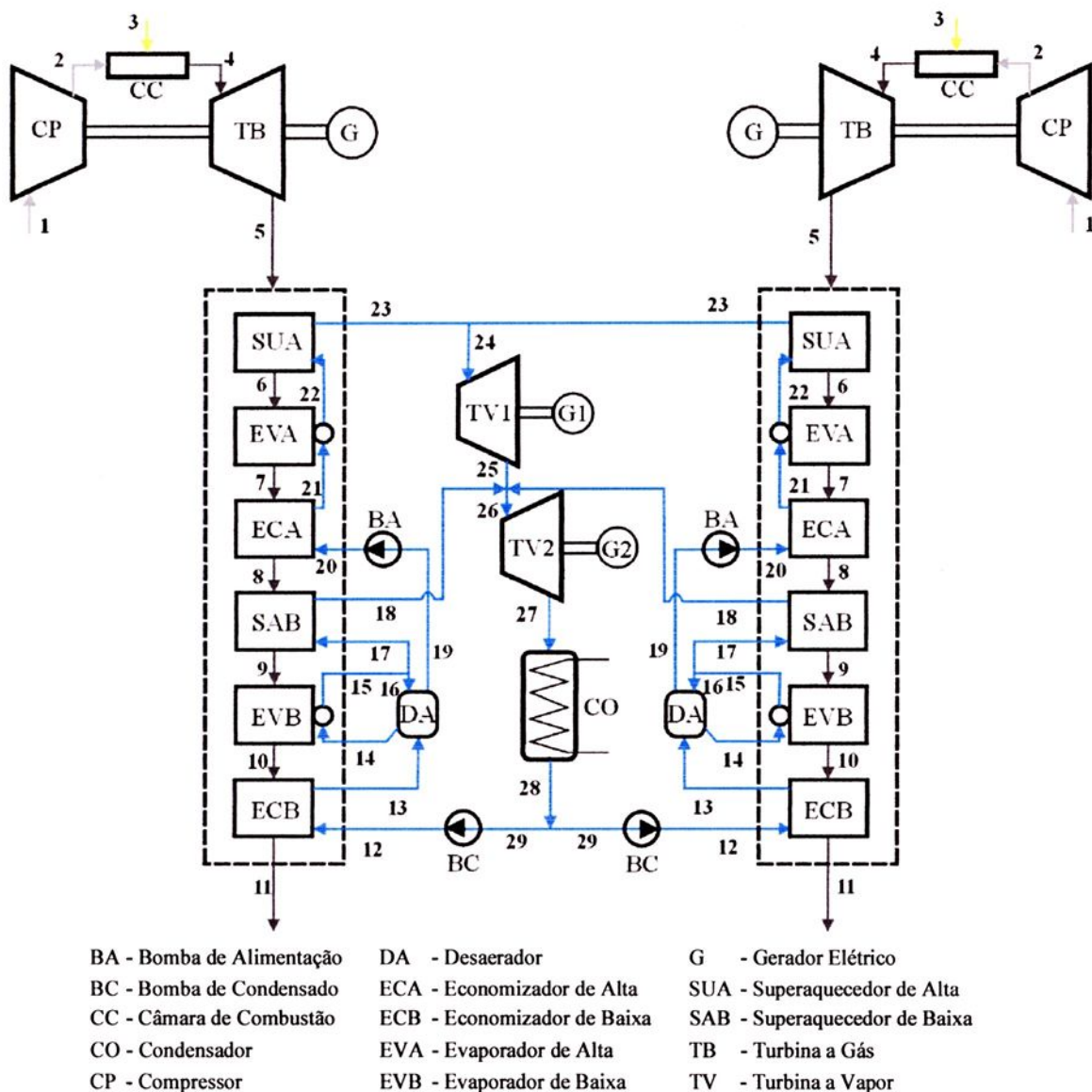


Figura 5.3 – Parte do ciclo combinado com caldeira de dois níveis de pressão.

Os dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor de um nível de pressão são dados na Tabela 5.5. Na Tabela 5.6 são mostrados os principais fluxos da planta com turbinas a gás e caldeiras de recuperação de dois níveis de pressão apresentada na Figura 5.3.

Tabela 5.5 – Dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor com caldeiras de recuperação com 2 níveis de pressão.

Ciclo a vapor – 2 Níveis de Pressão	
Rendimento isentrópico das turbinas a vapor	86,0 %
Rendimento isentrópico das Bombas	75,0 %
Rendimento dos geradores	95,0 %
<i>Pinch point</i>	17 °C
<i>Approach</i>	10 °C
Potência mecânica da turbina a vapor de alta	44729 kW
Potência mecânica da turbina a vapor de baixa	30563 kW
Potência elétrica das turbinas a vapor	71527 kW
Potência de cada bomba de condensado	13,7 kW
Potência de cada bomba de alimentação	494,2 kW
Potência de cada turbina a gás	73496 kW
Potência líquida da planta	435004 kW

Tabela 5.6 – Dados do ciclo combinado com caldeiras com 2 níveis de pressão.

Turbina a gás e gases de exaustão				
Fluxo	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	197,50	35,0	101,3	308,6
2	197,50	428,2	1470,0	714,8
3	4,71	35,0	1470,0	-
4	202,21	1230,0	1431,0	317,1
5	202,21	602,4	101,6	-462,9
6	202,21	505,3	101,6	-575,8
7	202,21	337,4	101,5	-766,9
8	202,21	225,4	101,5	-888,8
9	202,21	221,5	101,4	-893
10	202,21	152,3	101,4	-967,7
11	202,21	101,2	101,3	-1021
Ciclo a Vapor				
12	35,37	45,82	297,6	192,1
13	35,37	117,8	288,7	494,6
14	6,89	122,2	288,7	555,9
15	6,89	132,2	288,7	2723
16	1,00	132,2	288,7	2723
17	5,89	132,2	288,7	2723
18	5,89	200,0	280	2866
19	29,48	132,2	288,7	555,9
20	29,48	134,3	12053	572,7
21	29,48	310,4	11691	1401
22	29,48	320,4	11340	2698
23	29,48	540,0	11000	3465
24	58,96	540,0	11000	3465
25	58,96	131,2	280	2707
26	70,75	136,3	280	2733
27	70,75	45,8	10	2301
28	70,75	45,8	10	191,7
29	35,37	45,8	10	191,7
30	5108	27,0	150,0	117,4
31	5108	35,0	145,0	146,6

5.1.4. Caso 4 – Ciclo Combinado com Três Níveis de Pressão

O ciclo combinado proposto no Caso 4 segue a mesma estrutura do Caso 2. Neste caso, as caldeiras têm três níveis de pressão e utilizam três conjuntos de trocadores de calor (economizador, evaporador e superaquecedor) que produzem vapor de alta, média e de baixa pressão (extrações 1, 2 e 3). O vapor é expandido na turbina a vapor de três estágios até a condensação e, depois de passar pelo condensador, é separado e bombeado para as caldeiras.

A pressão em cada caldeira é dada por três bombas: uma bomba de condensado, responsável pela pressão de baixa, e duas bombas de alimentação para as pressões de média e de alta do vapor na caldeira. A Figura 5.4 mostra apenas uma parte da planta do Caso 4, sendo a planta completa constituída por duas dessas partes.



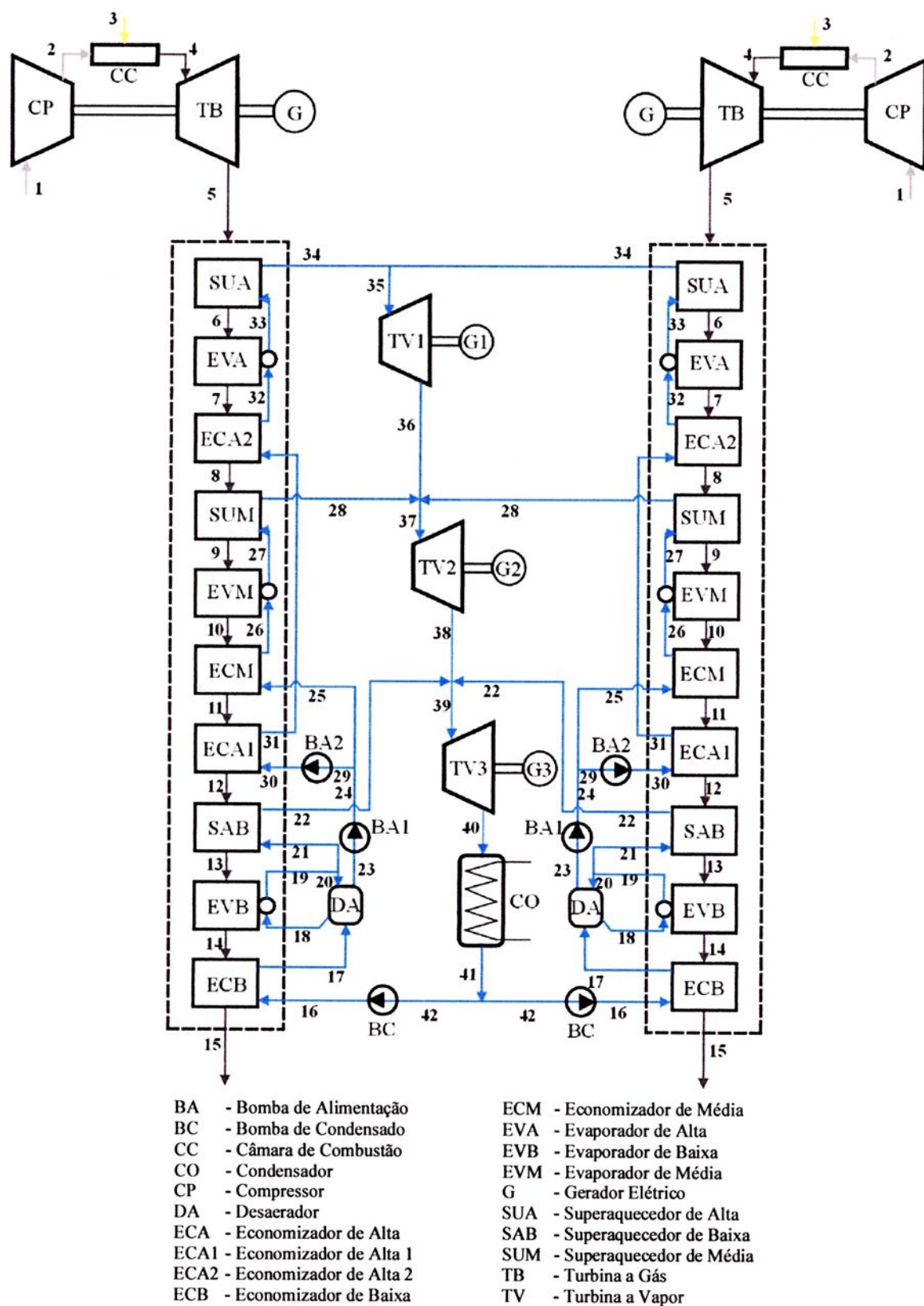


Figura 5.4 – Parte do ciclo combinado com caldeira de três níveis de pressão.

Vale ressaltar, que a caldeira de recuperação de três níveis de pressão possui um nível de aproveitamento dos gases quentes melhor que as caldeiras de um e dois níveis de pressão, porém os níveis de complexidade de construção e operação também são mais elevados que as anteriores, implicando em um custo muito maior dos equipamentos e de operação.

Os dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor de um nível de pressão são apresentados na Tabela 5.7. Na Tabela 5.8 são mostrados os principais fluxos da planta com turbinas a gás e caldeiras de recuperação de três níveis de pressão apresentada na Figura 5.4.

Tabela 5.7 – Dados característicos dos equipamentos do ciclo a vapor com caldeiras de recuperação com 3 níveis de pressão.

Ciclo a vapor – 3 Níveis de Pressão	
Rendimento isentrópico das turbinas a vapor	86,0 %
Rendimento isentrópico das Bombas	75,0 %
Rendimento dos geradores	95,0 %
<i>Pinch point</i>	17 °C
<i>Approach</i>	10 °C
Potência mecânica da turbina a vapor de alta	23420 kW
Potência mecânica da turbina a vapor de média	25473 kW
Potência mecânica da turbina a vapor de baixa	30477 kW
Potência elétrica da turbina a vapor	75401 kW
Potência de cada bomba de alimentação 1	101,9 kW
Potência de bomba de alimentação 2	419,3 kW
Potência de cada bomba de condensado	13,98 kW
Potência de cada turbina a gás	73410 kW
Potência líquida da planta	442303 kW

Tabela 5.8 – Dados do ciclo combinado com caldeiras com 3 níveis de pressão.

Turbina a gás e gases de exaustão				
Fluxo	Vazão (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	197,50	35	101,3	308,6
2	197,50	428,2	1470,0	714,8
3	4,71	35,0	1470,0	-
4	202,21	1230	1431,0	317,1
5	202,21	602,8	101,8	-462,4
6	202,21	505,6	101,8	-575,5
7	202,21	337,4	101,7	-766,9
8	202,21	283,8	101,7	-825,3
9	202,21	281,1	101,6	-828,3
10	202,21	237,1	101,6	-876,8
11	202,21	227,5	101,5	-886,5
12	202,21	162,5	101,5	-956,2
13	202,21	162,4	101,4	-956,3
14	202,21	141,2	101,4	-979,5
15	202,21	96,6	101,3	-1026
Ciclo a Vapor				
16	35,72	45,8	300,5	192,1
17	35,72	108	291,5	452,8
18	2,10	122,5	291,5	514,7
19	2,10	132,5	291,5	2724
20	1,0	132,5	291,5	2724
21	1,10	132,5	291,5	2724
22	1,10	140,5	290,0	2741
23	34,62	122,5	291,5	514,7
24	34,62	122,9	2370	517,6
25	5,10	122,9	2370	517,6
26	5,10	210,1	2347	898,3
27	5,10	220,1	2323	2801
28	5,10	261,8	2300	2919
29	29,52	122,9	2370	517,6
30	29,52	124,6	12425	531,8
31	29,52	232,7	12053	1004
32	29,52	310,4	11691	1401
33	29,52	320,4	11340	2698
34	29,52	540,0	11000	3465
35	59,05	540,0	11000	3465
36	59,05	323,2	2300	3069
37	69,25	313,8	2300	3047
38	69,25	132,4	290	2679
39	71,45	132,4	290	2681
40	71,45	45,79	10	2254
41	71,45	45,79	10	191,7
42	35,72	45,79	10	191,7
43	7061	27,0	150,0	117,4
44	7061	35,0	145,0	138,3

5.2. Tempo de Construção, Investimento e Operação de Termelétricas

Para a avaliação termoeconômica e o estudo de sensibilidade é necessário determinar os custos de investimento das configurações, algumas características de operação e os preços de comercialização do gás natural e da eletricidade gerada. A seguir são apresentadas essas características para as plantas propostas neste trabalho.

5.2.1. Estimativa do Custo dos Equipamentos

A estimativa do custo dos equipamentos que compõem a termelétrica em suas quatro configurações exige que se conheça o tipo de equipamento, dimensões, faixas de operação e materiais usados na construção. Segundo Bejan *et al.* (1996), a qualidade dos preços obtidos depende da qualidade e da quantidade de informações disponíveis, bem como das fontes de informações utilizadas.

As melhores estimativas de preço são obtidas através da consulta a fabricantes. Para projetos de grande porte recomenda-se que pelo menos os preços dos equipamentos mais caros sejam obtidos desta forma. Esta metodologia, entretanto, pode ser muito demorada dependendo do tipo e porte dos equipamentos.

Outra fonte de informação importante e que também deve ser considerada é baseada na opinião de pessoas experientes. Empresas conceituadas podem criar bancos de dados específicos para uso em processos de estimativa de preços de equipamentos.

Uma das formas de se fazer esta estimativa é através da extrapolação a partir de preços de equipamentos conhecidos. A conversão de custo em relação à capacidade ou tamanho do equipamento pode ser feita comparando-se equipamentos iguais, mas de tamanho ou capacidade diferentes, de acordo com a seguinte correlação (Bejan *et al.*, 1996):

$$C_y = C_x \left(\frac{S_y}{S_x} \right)^\alpha \quad (5.1)$$

onde:

C_y - Custo do equipamento "y" que se deseja determinar (US\$);

C_x - Custo do equipamento "x" conhecido (US\$);

S_y - Variável de conversão (tamanho ou capacidade) do equipamento "y";

S_x - Variável de conversão (tamanho ou capacidade) do equipamento "x";

α - Fator de escala em função do tipo de equipamento.

O ponto desfavorável em relação a esta metodologia é o fato de cada componente ser caracterizado por apenas um parâmetro associado a sua capacidade, sendo desprezada a qualidade do equipamento e o nível de tecnologia usada na sua construção.

Neste trabalho, os custos dos equipamentos foram estimados através de informações obtidas com fabricantes de equipamentos, comparações com equipamentos de capacidades diferentes e, também, a partir de dados encontrados na literatura.

A seguir são mostrados os custos dos equipamentos que compõem as plantas térmicas propostas para esse trabalho:

➤ Turbina a Gás

O custo total da turbina a gás utilizada (PG6101 6FA) foi obtido em *Gas Turbine World Handbook* (2001-2002). O custo dos equipamentos da turbina foi dividido, seguindo a proposta utilizada por Gomes (2001), de acordo com o mostrado na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Custo de investimento da turbina a gás.

Equipamentos	%	Custo (US\$)
Compressor	25	5626750
Câmara de Combustão	5	1125350
Turbina	25	5626750
Gerador	45	10128150
Total	100	22507000

➤ Caldeira de Recuperação

Foram propostos sistemas de ciclo combinado com caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão. O custo de cada caldeira de recuperação varia conforme o número de trocadores de calor (superaquecedores, evaporadores e economizadores) e da complexidade em relação à instrumentação, controle e montagem, de acordo com a configuração escolhida.

O custo total de cada caldeira foi estimado segundo Modesto (2004), que propõe que o custo total da caldeira de recuperação seja de 11 % do custo da turbina a gás para caldeira de recuperação com um nível de pressão, 23% para dois níveis de pressão e de 37% para três níveis de pressão.

Para encontrar o custo dos trocadores de calor foi considerado o custo de cada componente como sendo proporcional ao calor transferido por eles. Os valores encontrados para os custos da caldeira de recuperação são mostrados na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Custos de investimento das caldeiras de recuperação.

Equipamento	1 nível de pressão (US\$)	2 níveis de pressão (US\$)	3 níveis de pressão (US\$)
Superaquecedor alta	581100	1046900	1670800
Superaquecedor média	-	-	44450
Superaquecedor baixa	-	38900	1400
Evaporador de alta	991800	1772000	2828000
Evaporador de média	-	-	716300
Evaporador de baixa	56800	692300	342400
Economizador de alta 1	657800	1130600	863600
Economizador de alta 2	-	-	1029700
Economizador de média	-	-	143300
Economizador de baixa	188200	495700	687500
Total	2475700	5176400	8327450

➤ Desaerador

O custo do desaerador foi estimado tendo como base um desaerador operando a uma pressão de 8,74 bar com custo de US\$ 1773000, aplicando-se um fator α igual a 0,6 (Modesto, 2004), resultando no custo dos desaeradores de cada sistema, como mostrado na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Custo de investimento do desaerador.

Desaerador	Pressão de Operação (kPa)	Custo (US\$)
1 nível	291	916500
2 níveis	288,7	912100
3 níveis	291,5	917400

➤ Turbina a Vapor

Para o custo da turbina a vapor utilizou-se o valor de α igual a 0,9. Segundo Gomes (2001), uma turbina a vapor de 265 MW tem um custo de US\$ 52000000. Considerando-se estes valores de referência para o cálculo do custo das turbinas a vapor consideradas em cada ciclo, temos a Tabela 5.12.

Tabela 5.12 – Custo de investimento da turbina a vapor.

Turbina a Vapor	Potência (MW)			Custo (US\$)		
	1 nível	2 níveis	3 níveis	1 nível	2 níveis	3 níveis
TV Alta	68789	44729	23420	15447100	10486000	5857000
TV Média	-	-	25473	-	-	6317000
TV Baixa	-	30563	30477	-	7443000	7424000
Total	68789	75291	79370	15447100	17929000	19598000

➤ Condensador

O custo do condensador é calculado baseado no custo obtido por Modesto (2004), estimado em US\$ 3000 para cada 10 kW de calor transferido. Entretanto, a quantidade de calor transferido em cada configuração é diferente, assim, utilizando-se a Equação (5.1) com α igual a 0,6, o custo para os condensadores é mostrado na Tabela 5.13.

Tabela 5.13 – Custo de investimento do condensador.

Condensador	Calor Transferido (kW)	Custo (US\$)
1 nível	124784	860600
2 níveis	149234	958200
3 níveis	147353	950900

➤ Bombas

O custo das bombas foi estimado considerando-se que uma bomba com potência de 315 kW possui um custo estimado de US\$ 375000 (Modesto, 2004) e utilizando-se o fator α igual a 0,48. Com a Equação (5.1) calculam-se os custos para as bombas nas três configurações, mostrados na Tabela 5.14.

Tabela 5.14 – Custo de investimento das bombas.

Turbina a Vapor	Potência (kW)			Custo (US\$)		
	1 nível	2 níveis	3 níveis	1 nível	2 níveis	3 níveis
Bomba de Condensado	11,5	13,7	13,98	76700	83300	84000
Bomba de Pressão Intermediária	-	-	101,9	-	-	218200
Bomba de Alta Pressão	486,2	494,2	419,3	461900	465500	430000

5.3. Investimentos de Capital e Suposições Econômico-Financeiras

5.3.1. Introdução

Várias são as características que levam à tomada de decisão quanto à configuração do sistema de produção de energia a ser implementado. Mesmo assim, avaliar um novo sistema requer a introdução de diversos fatores que não dependem exclusivamente das tecnologias utilizadas ou características de demanda, mas também de parâmetros econômicos.

Segundo Lima (2001), para um sistema de cogeração os três principais parâmetros econômicos para a instalação de uma planta são: o custo do combustível consumido, o custo da eletricidade comprada e o valor de venda de excedentes. Mas há também, outros parâmetros relevantes que servem como dados de entrada para a elaboração de uma análise de sensibilidade do investimento de capital, em termos de custos e tempo de retorno sobre o investimento, que são: taxas de interesse ou de desconto, custo da água, fator de carga da instalação, taxas de câmbio, impostos, vida útil da instalação, etc.

5.3.2. Suposições para Análise de Sensibilidade Econômica

➤ Cronograma de Investimentos

Atualmente, com o número de plantas termelétricas de ciclo combinado aumentando em todo o mundo, os prazos de entrega de turbinas a gás têm aumentado, o que torna o tempo de espera incerto. A menos deste inconveniente, o prazo de construção de uma usina termelétrica não excede 2 anos.

Para os sistemas em análise, espera-se de 18 a 24 meses para implantação, com 1/3 do investimento total no primeiro ano de implantação e os outros 2/3 no segundo (Guarinello Júnior, 1997).

➤ Vida Útil da Instalação

O período de amortização considerado é de 20 anos, pois acima deste período os custos com manutenção elevam-se muito. Os valores de venda dos equipamentos ao fim de sua vida útil são desconsiderados.



➤ Taxa de Juros

A taxa de juros geralmente depende da origem do capital a ser utilizado. Guarinello Júnior (1997), por exemplo, recomenda uma taxa anual de 15% para investimentos de risco e 12% para investimentos mais seguros. Nesse trabalho, a taxa de juros adotada é de 12% ao ano, que é a mesma utilizada por Bejan *et al.* (1996) para sistemas de cogeração.

➤ Custos de Mão de Obra Operacional e de Manutenção

Vários são os parâmetros para comparação entre os custos de manutenção de uma planta térmica. Estes custos representam uma considerável parcela do custo total de produção e podem afetar sensivelmente a análise econômica. Carvalho & Nogueira (1996), estimam o custo de manutenção entre 1 e 3% do custo total do capital investido.

O custo de mão de obra operacional é mínimo, e pode-se indicar que, graças ao não manuseio de combustível e ao alto grau de automação que se pode alcançar em uma termelétrica de ciclo combinado, o número de operários é comparativamente pequeno em relação às térmicas tradicionais.

Neste trabalho, é adotado um custo de operação e manutenção das plantas térmicas da ordem de 5 % do capital investido nas mesmas (Bejan *et al.*, 1996).

➤ Regime de Operação

A jornada anual é determinada segundo os prazos requeridos para manutenção e eventuais períodos de redução de processamento. Considerando que cada turbina a gás requer uma semana de parada para manutenção e que nesse mesmo tempo pode-se fazer a manutenção simultânea dos demais equipamentos, o tempo total de parada é de 160 horas anuais. Assim, a jornada de operação, excluindo-se o período de manutenção para a termelétrica, corresponde a 8600 horas por ano, considerando a operação a plena carga.

➤ Custo do Combustível

O preço do gás natural para as usinas térmicas integrantes do PPT é estabelecido pela Portaria Interministerial Nº 234, estabelecida pelos Ministérios de Minas e Energia e da Fazenda em 22 de julho de 2002 (MME, 2002). Atualmente, este preço é de US\$ 2,581/MMBTU (US\$ 2,446 10^{-6} /kJ) tendo com data base 24 de Julho de 2002.



➤ Levantamento do Capital Total Investido

A segunda etapa no processo de análise econômica é o levantamento do capital total a ser investido. Este valor diferencia-se por incluir, além dos preços dos equipamentos, os custos de transporte, instalação, construção civil, infra-estrutura de apoio e outros. Em suma, todo o capital a ser gasto efetivamente no processo de construção do sistema, incluindo os juros nesse período.

Basicamente duas metodologias são usadas para o levantamento do Capital Total Investido (*CTI*), sendo que a primeira baseia-se nos preços dos equipamentos e, a partir deles, faz a estimativa do *CTI* e a segunda estima diretamente o *CTI* a partir de parâmetros operacionais da planta em questão (Logrado, 2000).

Neste trabalho foi utilizada a primeira proposta, adaptada às condições brasileiras, sendo que os valores da distribuição dos custos são apresentados na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Distribuição dos custos diretos e indiretos (capital e custos de operação).

Distribuição dos Custos	Custo da Instalação (%)	
	Ciclo Combinado	Turbina a Gás
Custos Diretos		
Equipamentos	100	100
Instalação	12	12
Tubulações	15	12
Instrumentação e controle	8	5
Instalações elétricas	5	5
Engenharia e arquitetura	10	10
Infra-estrutura e apoio	5	5
Custos Indiretos		
Engenharia e supervisão	12,4	11,92
Construção civil	15,5	14,90
Imprevistos	9,15	8,79
Custo de manutenção	5	5
Custo Total	197,5	189,61

➤ Custos Totais

O custo total de investimento em cada proposta de ciclo é calculado pela soma de seus componentes e são mostrados na Tabela 5.16.

Tabela 5.16 – Custo de investimento total de cada configuração.

Configuração	Custo Total de Investimento (US\$)	Custo Específico (US\$/kW)
Caso 1	171000000	579,6
Caso 2	262000000	618
Caso 3	294000000	673
Caso 4	327000000	736

O custo total deve ser amortizado durante o período de vida útil da planta. Assim, o valor a ser amortizado pode ser calculado usando a formulação proposta por Bejan *et al.* (1996):

$$A = CTI \left[\frac{j(I+j)^N}{(I+j)^N - I} \right] \quad (5.2)$$

onde:

- A - Valor da amortização;
- CTI - Valor do investimento;
- j - Taxa anual de juros;
- N - Período de amortização.

Utilizando um período de 20 anos para o período de amortização e a taxa de juros de 12% ao ano, além de um período de operação de 8600 horas por ano, calculam-se os custos em (US\$/s) durante o período de amortização.

As Tabelas 5.17 a 5.20 mostram os valores calculados para os custos de investimento, total, amortização anual e a taxa de amortização anual ($\dot{Z}$), de cada um dos equipamentos para as configurações adotadas. Com esses valores é possível determinar as variáveis necessárias para os balanços e os custos monetários para cada caso. Os mesmos valores são mostrados graficamente na Figura 5.5, permitindo a visualização dos principais equipamentos que formam o custo total dos investimentos para cada caso.

Tabela 5.17 – Custos de amortização para os componentes do ciclo a gás (Casos 1 a 4).

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Amortização (US\$/ano)	$\dot{Z}$ (US\$/s)
Compressor	5626750	10668881	1428563	0,04614
Câmara de Combustão	1125350	2133776	285713	0,00923
Expansor	5626750	10668881	1428563	0,04614
Gerador	10128150	19203985	2571414	0,08306

Tabela 5.18 – Custos de amortização para cada componente do ciclo a vapor (Caso 2).

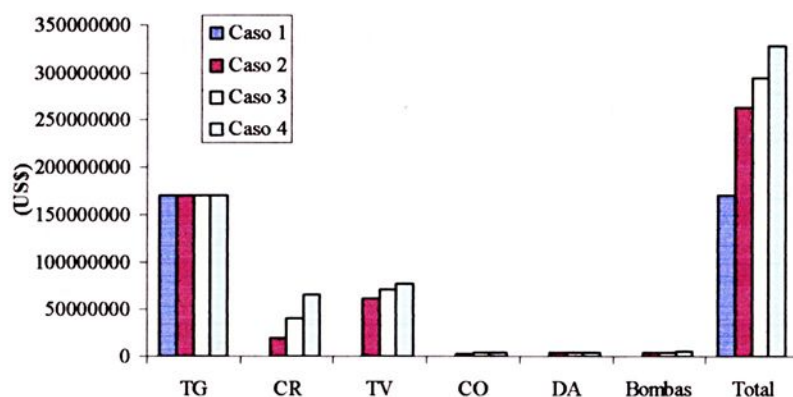
Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Amortização (US\$/ano)	$\dot{Z}$ (US\$/s)
Caldeira	2475700	4889508	654705	0,02115
Turbina	15447100	30508023	4085024	0,13195
Condensador	860600	1699685	227588	0,00735
Desaerador	916500	1810088	242371	0,00783
Bomba de Condensado	76700	151482,5	20284	0,00066
Bomba Pressão	461900	912252,5	122151	0,00395

Tabela 5.19 – Custos de amortização para cada componente do ciclo a vapor (Caso 3).

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Amortização (US\$/ano)	$\dot{Z}$ (US\$/s)
Caldeira	5176400	10223390	1368912	0,04422
Turbinas de Alta	10486000	20709850	2773049	0,08957
Turbinas de Baixa	7443000	14699925	1968320	0,06358
Condensador	958200	1892445	253398	0,00818
Desaerador	912100	1801398	241207	0,00779
Bomba de Condensado	83300	164517	22029	0,00071
Bomba Pressão	465500	919362	123103	0,00398

Tabela 5.20 – Custos de amortização para cada componente do ciclo a vapor (Caso 4).

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Amortização (US\$/ano)	$\dot{Z}$ (US\$/s)
Caldeira	8327450	16446714	2202215	0,07113
Turbina de Alta	5857000	11567575	1548898	0,05003
Turbina de Média	6317000	12476075	1670546	0,05396
Turbina de Baixa	7424000	14662400	1963295	0,06341
Condensador	950900	1878028	251468	0,00812
Desaerador	917400	1811865	242609	0,00784
Bomba de Condensado	84000	165900	22214	0,00072
Bomba Alimentação 1	218200	430945	57704	0,00186
Bomba Alimentação 2	430000	849250	113715	0,00367

**Figura 5.5** – Contribuição de cada equipamento na formação dos investimentos totais em cada caso estudado.

5.4. Apresentação do Modelo de Análise Termoeconômica

Conforme dito anteriormente, a teoria do custo exergético foi a metodologia empregada para determinação dos custos dos principais fluxos dos sistemas considerados.

Para determinar os custos exergoeconômicos são necessários as equações de balanço e o custo de amortização anual ($\dot{Z}$) de cada equipamento nos volumes de controle do sistema e as equações auxiliares.

Nas Tabelas 5.21 a 5.24 são apresentadas as equações para cada um dos quatro casos propostos, respectivamente. Vale ressaltar, que a numeração das equações segue a numeração apresentada nas Figuras 5.1 a 5.4.

O custo exergético para cada configuração foi calculado utilizando as mesmas equações de balanço, omitindo apenas os custos de amortização anuais e considerando o custo exergético do gás como sendo unitário ($c_{gn} = 1$)

Tabela 5.21 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$c_1\dot{E}_1 + \dot{Z}_c$	$c_2\dot{E}_2 - c_{TG}\dot{W}_c$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2\dot{E}_2 + c_{3_{gn}}\dot{E}_{3_{gn}} + \dot{Z}_{cc}$	$c_4\dot{E}_4$	$c_{3_{gn}}$
Turbina de potência	$c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{exp}$	$c_5\dot{E}_5 + c_{TG}\dot{W}_{exp}$	$c_5 = 0$
Gerador	$c_{TG}\dot{W}_{exp} - c_{TG}\dot{W}_c + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG_{ele}}\dot{W}_{TG_{ele}}$	-



Tabela 5.22 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$c_1 \dot{E}_1 + \dot{Z}_c$	$c_2 \dot{E}_2 - c_{TG} \dot{W}_c$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2 \dot{E}_2 + c_{3_{gn}} \dot{E}_{3_{gn}} + \dot{Z}_{cc}$	$c_4 \dot{E}_4$	$c_{3_{gn}}$
Turbina de potência	$c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{exp}$	$c_5 \dot{E}_5 + c_{TG} \dot{W}_{exp}$	$c_4 = c_5$
Gerador	$c_{TG} \dot{W}_{exp} - c_{TG} \dot{W}_c + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG_{ele}} \dot{W}_{TG_{ele}}$	-
Superaquecedor	$c_5 \dot{E}_5 + c_{18} \dot{E}_{18} + \dot{Z}_{SA}$	$c_6 \dot{E}_6 + c_{19} \dot{E}_{19}$	$c_5 = c_6$
Evaporador de alta	$c_6 \dot{E}_6 + c_{17} \dot{E}_{17} + \dot{Z}_{EVA}$	$c_7 \dot{E}_7 + c_{18} \dot{E}_{18}$	$c_6 = c_7$
Economizador de alta	$c_7 \dot{E}_7 + c_{16} \dot{E}_{16} + \dot{Z}_{ECA}$	$c_8 \dot{E}_8 + c_{17} \dot{E}_{17}$	$c_7 = c_8$
Evaporador de baixa	$c_8 \dot{E}_8 + c_{13} \dot{E}_{13} + \dot{Z}_{EVB}$	$c_9 \dot{E}_9 + c_{14} \dot{E}_{14}$	$c_8 = c_9$
Economizador de baixa	$c_9 \dot{E}_9 + c_{11} \dot{E}_{11} + \dot{Z}_{ECB}$	$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{12} \dot{E}_{12}$	$c_{10} = 0$
Desaerador	$c_{12} \dot{E}_{12} + c_{14} \dot{E}_{14} + \dot{Z}_{DA}$	$c_{13} \dot{E}_{13} + c_{15} \dot{E}_{15}$	$c_{13} = c_{15}$
Bomba de alimentação	$c_{15} \dot{E}_{15} + \dot{Z}_{BA}$	$c_{16} \dot{E}_{16} - c_{TV_{ele}} \dot{W}_{BA}$	-
Bomba de condensado	$c_{23} \dot{E}_{23} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{11} \dot{E}_{11} - c_{TV_{ele}} \dot{W}_{BC}$	-
Turbina a vapor	$c_{20} \dot{E}_{20} + \dot{Z}_{TV}$	$c_{21} \dot{E}_{21} + c_{TV} \dot{W}_{TV}$	$c_{20} = c_{21}$
Condensador	$c_{21} \dot{E}_{21} + c_{31} \dot{E}_{31} + \dot{Z}_{CD}$	$c_{32} \dot{E}_{32} + c_{22} \dot{E}_{22}$	$c_{21} = c_{22}$
Gerador da turbina a vapor	$c_{TV} \dot{W}_{TV} + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TV_{ele}} \dot{W}_{TV_{ele}}$	-
Custo Médio	$c_{TV_{ele}} \dot{W}_{TV_{ele}} + 2c_{TG_{ele}} \dot{W}_{TG_{ele}}$	$c_m (\dot{W}_{TV_{ele}} + 2\dot{W}_{TG_{ele}})$	-

Tabela 5.23 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$c_1 \dot{E}_1 + \dot{Z}_c$	$c_2 \dot{E}_2 - c_{TG} \dot{W}_c$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2 \dot{E}_2 + c_{3_{gn}} \dot{E}_{3_{gn}} + \dot{Z}_{cc}$	$c_4 \dot{E}_4$	$c_{3_{gn}}$
Turbina de potência	$c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{exp}$	$c_5 \dot{E}_5 + c_{TG} \dot{W}_{exp}$	$c_4 = c_5$
Gerador	$c_{TG} \dot{W}_{exp} - c_{TG} \dot{W}_c + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG_{ek}} \dot{W}_{TG_{ek}}$	-
Superaquecedor de alta	$c_5 \dot{E}_5 + c_{22} \dot{E}_{22} + \dot{Z}_{SA}$	$c_6 \dot{E}_6 + c_{23} \dot{E}_{23}$	$c_5 = c_6$
Evaporador de alta	$c_6 \dot{E}_6 + c_{21} \dot{E}_{21} + \dot{Z}_{EVA}$	$c_7 \dot{E}_7 + c_{22} \dot{E}_{22}$	$c_6 = c_7$
Economizador de alta	$c_7 \dot{E}_7 + c_{20} \dot{E}_{20} + \dot{Z}_{ECA}$	$c_8 \dot{E}_8 + c_{21} \dot{E}_{21}$	$c_7 = c_8$
Superaquecedor de baixa	$c_8 \dot{E}_8 + c_{17} \dot{E}_{17} + \dot{Z}_{SB}$	$c_9 \dot{E}_9 + c_{18} \dot{E}_{18}$	$c_8 = c_9$
Evaporador de baixa	$c_9 \dot{E}_9 + c_{14} \dot{E}_{14} + \dot{Z}_{EVB}$	$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{15} \dot{E}_{15}$	$c_9 = c_{10}$
Economizador de baixa	$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{12} \dot{E}_{12} + \dot{Z}_{ECB}$	$c_{11} \dot{E}_{11} + c_{13} \dot{E}_{13}$	$c_{11} = 0$
Desaerador	$c_{13} \dot{E}_{13} + c_{16} \dot{E}_{16} + \dot{Z}_{DA}$	$c_{14} \dot{E}_{14} + c_{19} \dot{E}_{19}$	$c_{14} = c_{19}$
Bomba de alimentação	$c_{19} \dot{E}_{19} + \dot{Z}_{BA}$	$c_{20} \dot{E}_{20} - c_{TV_{ek}} \dot{W}_{BA}$	-
Bomba de condensado	$c_{29} \dot{E}_{29} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{12} \dot{E}_{12} - c_{TV_{ek}} \dot{W}_{BC}$	-
Turbina a vapor de alta	$c_{24} \dot{E}_{24} + \dot{Z}_{TVA}$	$c_{25} \dot{E}_{25} + c_{TVA} \dot{W}_{TVA}$	$c_{24} = c_{25}$
Junção	$c_{25} \dot{E}_{25} + 2c_{18} \dot{E}_{18}$	$c_{26} \dot{E}_{26}$	-
Turbina a vapor de baixa	$c_{26} \dot{E}_{26} + \dot{Z}_{TVB}$	$c_{27} \dot{E}_{27} + c_{TVB} \dot{W}_{TVB}$	$c_{26} = c_{27}$
Condensador	$c_{27} \dot{E}_{27} + c_{30} \dot{E}_{30} + \dot{Z}_{CD}$	$c_{28} \dot{E}_{28} + c_{31} \dot{E}_{31}$	$c_{27} = c_{28}$
Gerador das turbinas vapor	$c_{TVA} \dot{W}_{TVA} + c_{TVB} \dot{W}_{TVB} + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TV_{ek}} \dot{W}_{TV_{ek}}$	-
Custo Médio	$c_{TV_{ek}} \dot{W}_{TV_{ek}} + 2c_{TG_{ek}} \dot{W}_{TG_{ek}}$	$c_m (\dot{W}_{TV_{ek}} + 2\dot{W}_{TG_{ek}})$	-

Tabela 5.24 – Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.

Componente	Entradas	Saídas	Equação Auxiliar
Compressor	$c_1 \dot{E}_1 + \dot{Z}_c$	$c_2 \dot{E}_2 - c_{TG} \dot{W}_c$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2 \dot{E}_2 + c_{3_{gr}} \dot{E}_{3_{gr}} + \dot{Z}_{cc}$	$c_4 \dot{E}_4$	$c_{3_{gr}}$
Turbina de potência	$c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{exp}$	$c_5 \dot{E}_5 + c_{TG} \dot{W}_{exp}$	$c_4 = c_5$
Gerador	$c_{TG} \dot{W}_{exp} - c_{TG} \dot{W}_c + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG_{ek}} \dot{W}_{TG_{ek}}$	-
Superaquecedor de alta	$c_5 \dot{E}_5 + c_{33} \dot{E}_{33} + \dot{Z}_{SA}$	$c_6 \dot{E}_6 + c_{34} \dot{E}_{34}$	$c_5 = c_6$
Evaporador de alta	$c_6 \dot{E}_6 + c_{32} \dot{E}_{32} + \dot{Z}_{EVA}$	$c_7 \dot{E}_7 + c_{33} \dot{E}_{33}$	$c_6 = c_7$
Economizador de alta 2	$c_7 \dot{E}_7 + c_{31} \dot{E}_{31} + \dot{Z}_{ECA_2}$	$c_8 \dot{E}_8 + c_{32} \dot{E}_{32}$	$c_7 = c_8$
Superaquecedor de média	$c_8 \dot{E}_8 + c_{27} \dot{E}_{27} + \dot{Z}_{SM}$	$c_9 \dot{E}_9 + c_{28} \dot{E}_{28}$	$c_8 = c_9$
Evaporador de média	$c_9 \dot{E}_9 + c_{26} \dot{E}_{26} + \dot{Z}_{EVM}$	$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{27} \dot{E}_{27}$	$c_9 = c_{10}$
Economizador de média	$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{25} \dot{E}_{25} + \dot{Z}_{ECM}$	$c_{11} \dot{E}_{11} + c_{26} \dot{E}_{26}$	$c_{10} = c_{11}$
Economizador de alta 1	$c_{11} \dot{E}_{11} + c_{30} \dot{E}_{30} + \dot{Z}_{ECA_1}$	$c_{12} \dot{E}_{12} + c_{31} \dot{E}_{31}$	$c_{11} = c_{12}$
Superaquecedor de baixa	$c_{12} \dot{E}_{12} + c_{21} \dot{E}_{21} + \dot{Z}_{SB}$	$c_{13} \dot{E}_{13} + c_{22} \dot{E}_{22}$	$c_{12} = c_{13}$
Evaporador de baixa	$c_{13} \dot{E}_{13} + c_{18} \dot{E}_{18} + \dot{Z}_{EVB}$	$c_{14} \dot{E}_{14} + c_{19} \dot{E}_{19}$	$c_{13} = c_{14}$
Economizador de baixa	$c_{14} \dot{E}_{14} + c_{16} \dot{E}_{16} + \dot{Z}_{ECB}$	$c_{15} \dot{E}_{15} + c_{17} \dot{E}_{17}$	$c_{15} = 0$
Desaerador	$c_{17} \dot{E}_{17} + c_{20} \dot{E}_{20} + \dot{Z}_{DA}$	$c_{18} \dot{E}_{18} + c_{23} \dot{E}_{23}$	$c_{18} = c_{23}$
Bomba de alimentação 1	$c_{23} \dot{E}_{23} + \dot{Z}_{BA_1}$	$c_{24} \dot{E}_{24} - c_{TV_{ek}} \dot{W}_{BA_1}$	-
Bomba de alimentação 2	$c_{29} \dot{E}_{29} + \dot{Z}_{BA_2}$	$c_{30} \dot{E}_{30} - c_{TV_{ek}} \dot{W}_{BA_2}$	-
Bomba de condensado	$c_{42} \dot{E}_{42} + \dot{Z}_{BC}$	$c_{16} \dot{E}_{16} - c_{TV_{ek}} \dot{W}_{BC}$	-
Turbina a vapor de alta	$c_{35} \dot{E}_{35} + \dot{Z}_{TVA}$	$c_{36} \dot{E}_{36} + c_{TVA} \dot{W}_{TVA}$	$c_{35} = c_{36}$
Junção 1	$2c_{28} \dot{E}_{28} + c_{36} \dot{E}_{36}$	$c_{37} \dot{E}_{37}$	-
Turbina a vapor de média	$c_{37} \dot{E}_{37} + \dot{Z}_{TVM}$	$c_{38} \dot{E}_{38} + c_{TVM} \dot{W}_{TVM}$	$c_{37} = c_{38}$
Junção 2	$2c_{22} \dot{E}_{22} + c_{38} \dot{E}_{38}$	$c_{39} \dot{E}_{39}$	-
Turbina a vapor de baixa	$c_{39} \dot{E}_{39} + \dot{Z}_{TVB}$	$c_{40} \dot{E}_{40} + c_{TVB} \dot{W}_{TVB}$	$c_{39} = c_{40}$
Condensador	$c_{40} \dot{E}_{40} + c_{43} \dot{E}_{43} + \dot{Z}_{CD}$	$c_{41} \dot{E}_{41} + c_{44} \dot{E}_{44}$	$c_{40} = c_{41}$
Gerador turbinas a vapor	$c_{TVA} \dot{W}_{TVA} + c_{TVM} \dot{W}_{TMA} + c_{TVB} \dot{W}_{TVB} + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TV_{ek}} \dot{W}_{TV_{ek}}$	-
Custo Médio do ciclo	$c_{TV_{ek}} \dot{W}_{TV_{ek}} + 2c_{TG_{ek}} \dot{W}_{TG_{ek}}$	$c_m (\dot{W}_{TV_{ek}} + 2\dot{W}_{TG_{ek}})$	-

Capítulo 6 – Resultados e Discussões

6.1. Análise de Parâmetros

Apresenta-se nessa seção, a influência de alguns parâmetros no estudo de ciclos combinados, tais como: temperatura ambiente, pressão na saída da turbina a gás, *pinch point*, pressão de circulação, extrações e pressão de alta.

➤ Temperatura Ambiente

A Figura 6.1 mostra a variação do rendimento do ciclo e da potência total produzida em função da temperatura ambiente, para o caso com caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.

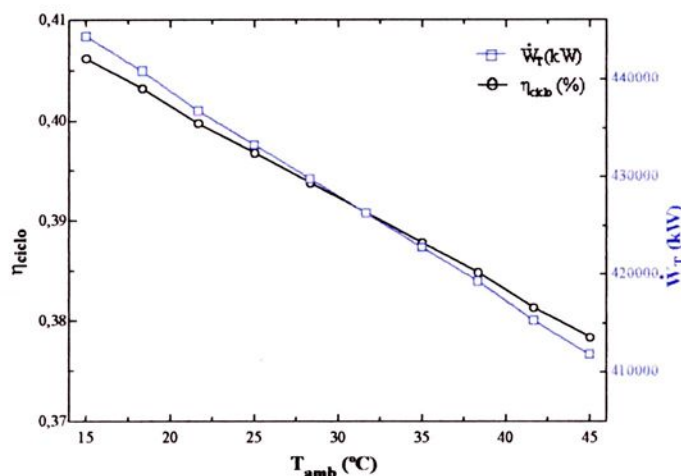


Figura 6.1 – Variação do rendimento e da potência total produzida em função da temperatura ambiente, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.

Pode-se perceber a grande influência da temperatura ambiente no rendimento, de até 2,8 pontos percentuais, e na potência do ciclo, de até 32,5 MW, para uma variação típica de 15 a 45°C, sendo esta influência ainda mais significativa para os ciclos com mais de 1 nível de pressão.

Arrieta & Lora (2003) sugerem como alternativa para diminuir a influência da temperatura ambiente para manter a potência do ciclo constante, a utilização de queima suplementar na caldeira, mesmo que isso diminua ainda mais seu rendimento.

➤ Pressão na Saída da Turbina a Gás

Um parâmetro bastante sensível é a pressão de saída na turbina a gás. A Figura 6.2 mostra a variação da potência e da temperatura de saída em função da pressão de saída.

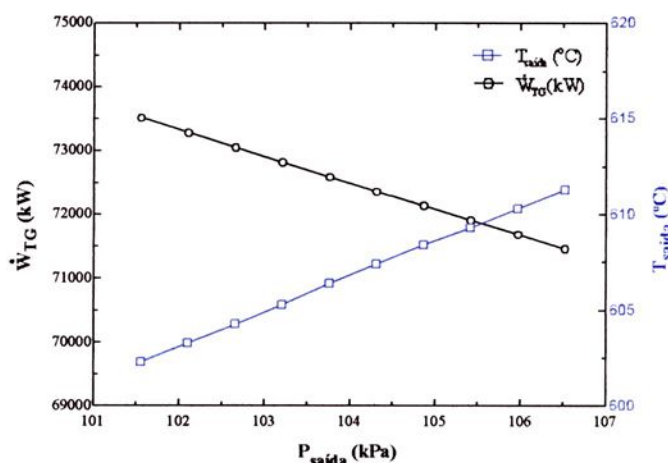


Figura 6.2 – Variação da potência da turbina a gás e da temperatura de saída em função da pressão de saída na turbina a gás, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.

Como pode ser visto na Figura 6.2, para uma variação de 5 kPa, a potência na turbina a gás pode variar em até 2 MW. Entretanto, há um aumento na entalpia dos gases na saída da turbina a gás e essa energia é aproveitada na caldeira de recuperação, porém de forma menos efetiva devido às menores eficiências dos componentes do ciclo a vapor se comparado aos componentes do ciclo da turbina a gás no processo.

A Figura 6.3 mostra a variação da potência da turbina a gás e da potência da turbina a vapor, separadamente, em função da pressão de saída da turbina a gás e a Figura 6.4 mostra a influência da perda de carga do lado dos gases na potência total do ciclo combinado com caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.

Em ambas as figuras observa-se que é importante o controle da perda de carga na caldeira de recuperação através da limpeza e manutenção de seus equipamentos, principalmente do lado dos gases.

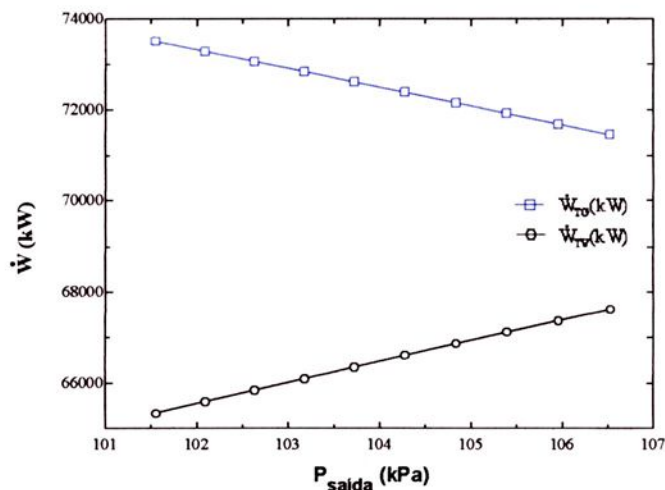


Figura 6.3 – Variação da potência da turbina a gás e da turbina a vapor, em função da pressão de saída na turbina a gás, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.

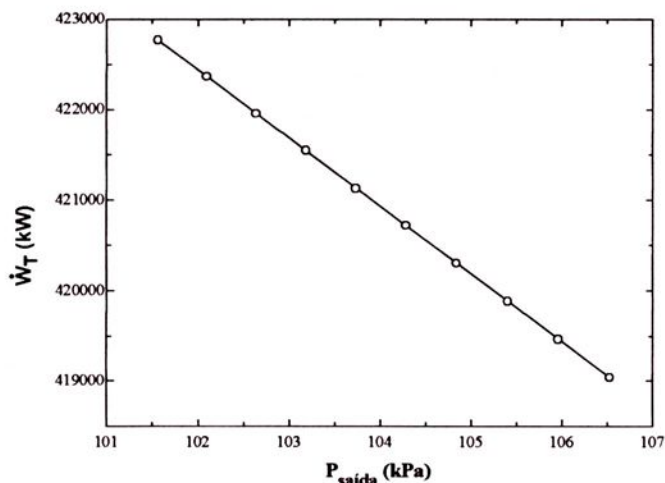


Figura 6.4 – Variação da potência total do ciclo combinado em função da pressão de saída na turbina a gás, para ciclo combinado com caldeira com 1 nível de pressão.

➤ Pinch Point

A Figura 6.5 mostra a variação da potência produzida na turbina a vapor e da eficiência da caldeira de recuperação de acordo com a temperatura do *pinch point*, para ciclo combinado com caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.

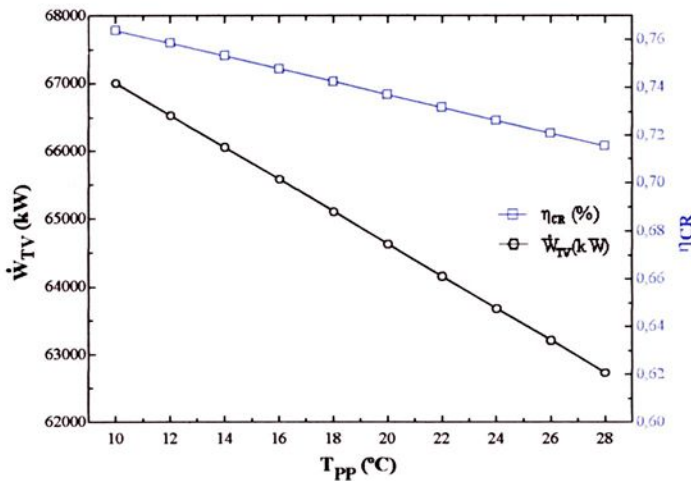


Figura 6.5 – Variação da potência da turbina a vapor e da eficiência da caldeira de recuperação com 1 nível de pressão em função do *pinch point*.

Como pode ser visto, para um menor *pinch point*, maior é a eficiência da caldeira de recuperação e, conseqüentemente, há um aumento na potência produzida, entretanto, quanto menor o *pinch point*, maior é o custo da caldeira de recuperação, pois a área de troca de calor aumenta consideravelmente (Tolmasquim *et al.*, 1999).

➤ **Pressão de Circulação**

A Figura 6.6 mostra a influência da pressão do condensado que entra na caldeira de recuperação com 1 nível de pressão sobre a sua eficiência.

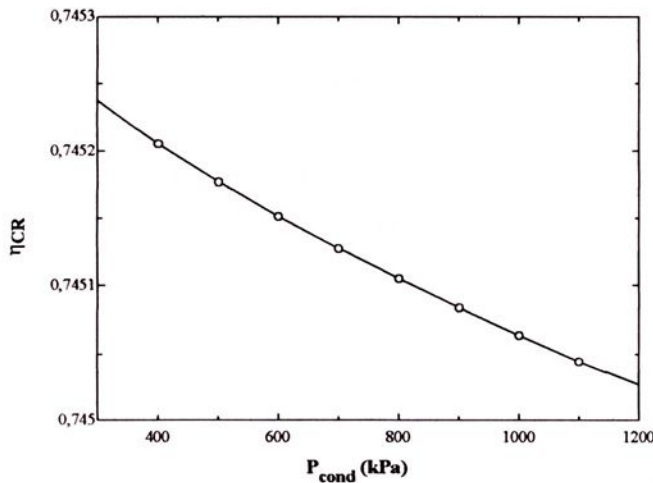


Figura 6.6 – Variação da eficiência da caldeira de recuperação com 1 nível de pressão em função da pressão do condensado.

Como pode ser visto, a eficiência da caldeira de recuperação varia pouco com a pressão de entrada do condensado, devido à pequena influência da pressão sobre a entalpia da água. Apesar de pouco modificar a eficiência da caldeira, esse parâmetro influencia o custo de alguns equipamentos e acessórios, como a bomba, o desaerador e as tubulações.

➤ Extrações

A extração de vapor na caldeira de recuperação é uma questão interessante na análise, pois, além de influenciar no rendimento do ciclo como um todo, pode ser um parâmetro importante se o vapor for considerado um produto da planta. A Figura 6.7 mostra que a potência e a eficiência da caldeira de recuperação com 2 níveis de pressão se elevam em função do vapor extraído.

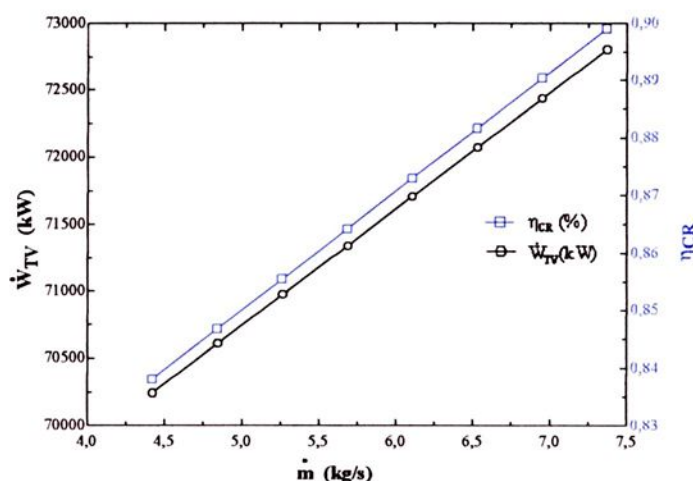


Figura 6.7 – Variação da potência e da eficiência da caldeira de recuperação com 2 níveis de pressão em função da extração de vapor.

Uma maior extração de vapor a baixa pressão tem influência direta na eficiência da caldeira e, conseqüentemente, na potência produzida na turbina a vapor, devido ao melhor aproveitamento do calor dos gases de exaustão. Por sua vez, a extração é limitada pela temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação para evitar a corrosão devido ao ácido sulfúrico formado a partir do enxofre presente no gás combustível. A condensação provoca a diminuição da vida útil dos equipamentos. Vale ressaltar que o comportamento da caldeira de recuperação com 3 níveis de pressão é similar.

➤ Pressão de Alta

A Figura 6.8 mostra a variação da potência na turbina a vapor e a eficiência da caldeira

de recuperação com 1 nível de pressão em função da pressão de alta na turbina a vapor.

Foi observado que, quanto maior a pressão de operação na caldeira menor será a produção de vapor, diminuindo o aproveitamento dos gases de exaustão. Como consequência disso, menor será sua eficiência. Por sua vez, a potência na turbina a vapor aumenta com a pressão, pois o salto entálpico entre a entrada e saída da turbina a vapor também aumenta.

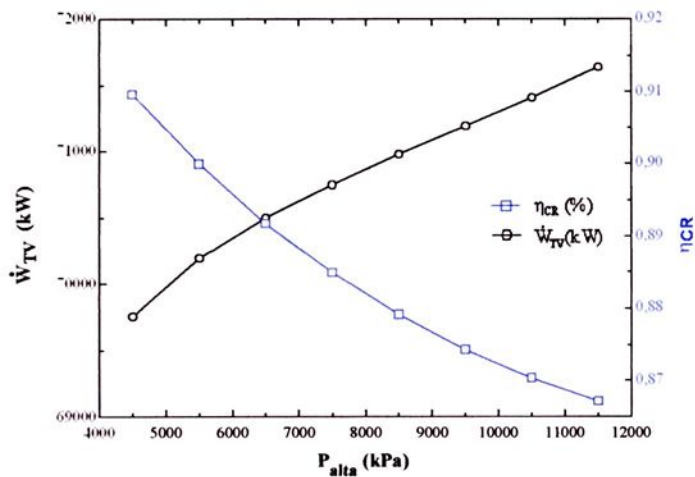


Figura 6.8 – Variação da potência da turbina a vapor e da eficiência da caldeira com 1 nível de pressão em função da pressão de alta na turbina a vapor.

O aumento da potência pode ser observado pelo comportamento do título na saída da turbina a vapor, que diminui conforme o aumento da pressão, como mostra a Figura 6.9. Isso significa que uma maior parte da energia do vapor esta sendo convertida em potência elétrica no gerador.

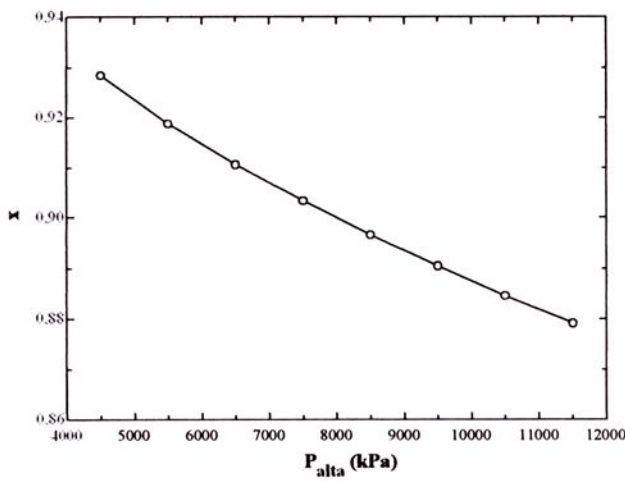


Figura 6.9 – Título do vapor em função da pressão de alta na turbina a vapor na caldeira de recuperação com 1 nível de pressão.

6.2. Resultados da Análise Termodinâmica

A análise termodinâmica foi realizada sobre cada equipamento que compõe os casos estudados e, também, sobre os conjuntos apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Conjuntos considerados na análise termodinâmica.

Conjunto	Equipamentos
Turbina a gás	Compressor, câmara de combustão, expansor e gerador elétrico.
Caldeira de Recuperação	Economizadores, evaporadores e superaquecedores.
Ciclo Rankine	Caldeira de recuperação, bombas, turbinas a vapor, condensadores e desaeradores.
Ciclo global	Todos equipamentos envolvidos.

As Tabelas 6.2 a 6.5 apresentam as eficiências pela segunda lei (ψ), as potências ($\dot{W}$) produzidas, consumidas ou trocadas em cada equipamento, bem como suas irreversibilidades ($\dot{I}$) geradas e o quanto elas contribuem para a irreversibilidade total em cada caso estudado, destacando os conjuntos considerados na Tabela 6.1.

Tabela 6.2 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 1.

Componente	ψ	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{I}$ (kJ/kg)	δ (%)
Compressor (CP)	0,9602	80221	3192	3,47
Câmara de Combustão (CC)	0,7293	-	82505	89,69
Turbina de Potência (TB)	0,9616	157720	6291	6,84
Gerador (G)	-	73624	-	-
Turbina a Gás	0,3403	77499	92005	100
Ciclo Global	0,3403	294496	-	100

Tabela 6.3 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 2.

Componente	ψ	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{I}$ (kJ/kg)	δ (%)
Compressores (CP)	0,9602	160442	6384	2,89
Câmaras de Combustão (CC)	0,7293	-	165010	74,66
Turbinas de Potência (TB)	0,9613	315216	12690	5,74
Geradores (G)	-	147034	-	-
Turbinas a Gás	0,3398	154772	184084	83,29
Superaquecedores (SUA)	0,8664	45200	4254	1,92
Evaporadores de Alta (EVA)	0,8620	77144	6136	2,78
Economizadores de Alta (ECA)	0,8406	51170	3784	1,71
Evaporadores de Baixa (EVB)	0,6926	4418	520	0,24
Economizadores de Baixa (ECB)	0,3999	14642	3140	1,42
Caldeiras de Recuperação	0,7426	192574	17834	8,07
Desaeradores (DA)	0,5361	-	2958	1,34
Bombas de Condensado (BC)	0,7665	23	5	0
Bombas de Alimentação (BA)	0,8124	972	182	0,08
Turbina a Vapor (TV)	0,8680	68789	10463	4,73
Condensador (CO)	0,3293	124784	5495	2,49
Ciclo Rankine	0,6502	-	36938	16,71
Ciclo Global	0,4887	422776	221022	100

Tabela 6.4 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 3.

Componente	ψ	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{I}$ (kJ/kg)	δ (%)
Compressores (CP)	0,9602	160442	6384	2,91
Câmaras de Combustão (CC)	0,7293	-	165010	75,34
Turbinas de Potência (TB)	0,9616	315170	12574	5,74
Geradores (G)	-	146992	-	-
Turbinas a Gás	0,3397	154728	183968	84,00
Superaquecedores Alta (SUA)	0,8651	45204	3928	1,79
Evaporadores de Alta (EVA)	0,8627	76512	6058	2,77
Economizadores de Alta (ECA)	0,8574	48816	3224	1,47
Superaquecedores Baixa (SUA)	0,705	1682	205	0,09
Evaporadores de Baixa (EVB)	0,7333	29894	2880	1,32
Economizadores de Baixa (ECB)	0,6372	21402	1923	0,88
Caldeiras de Recuperação	0,8095	223510	18218	8,32
Desaeradores (DA)	0,9881	26	58	0,03
Bombas de Condensado (BC)	0,7665	988	6	0
Bombas de Alimentação (BA)	0,8169	27	181	0,08
Turbina a Vapor Alta (TV1)	0,8929	44729	5366	2,45
Turbina a Vapor Baixa (TV2)	0,8680	30563	4649	2,12
Misturador (M)	-	-	86	0,04
Condensador (CO)	0,3391	149234	6476	2,96
Ciclo Rankine	0,6594	-	35040	16,00
Ciclo Global	0,5028	435004	219008	100

A Tabela 6.4 apresenta os rendimento dos equipamentos como um todo (Turbinas a gás e caldeiras de recuperação) e dos ciclos Rankine e global para os casos estudados, calculados a partir dos parâmetros fornecidos.

Tabela 6.5 – Eficiência de 2ª lei, potência e irreversibilidade dos equipamentos do Caso 4.

Componente	ψ	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{I}$ (kJ/kg)	δ (%)
Compressores (CP)	0,9602	160442	6384	2,96
Câmaras de Combustão (CC)	0,7293	-	165010	76,53
Turbinas de Potência (TB)	0,9616	314990	12570	5,83
Geradores (G)	-	146820	-	-
Turbinas a Gás	0,3393	154548	183964	85,32
Superaquecedores Alta (SUA)	0,8646	45274	3948	1,83
Evaporadores de Alta (EVA)	0,8628	76632	6064	2,81
Economizadores de Alta 1 (ECA1)	0,9202	27902	817	0,38
Superaquecedores Média (SUM)	0,8305	1204	101	0,05
Evaporadores de Média (EVM)	0,8747	19410	1100	0,51
Economizadores de Média (ECM)	0,8508	3882	218	0,10
Economizadores de Alta 2 (ECA2)	0,9262	23400	845	0,39
Superaquecedores Baixa (SUB)	0,3415	38	18	0,01
Evaporadores de Baixa (EVB)	0,8184	9278	546	0,25
Economizadores de Baixa (ECB)	0,6325	18628	1586	0,74
Caldeiras de Recuperação	0,8377	225649	15242	7,07
Desaeradores (DA)	0,9660	-	144	0,07
Bombas de A1 (BA1)	0,8119	204	38	0,02
Bombas de A2 (BA2)	0,8125	839	157	0,07
Bombas de Cons (BC)	0,7665	28	6,5	0
Turbina a Vapor Alta (TV1)	0,9231	23420	1951	0,90
Turbina a Vapor Média (TV2)	0,8932	25473	3047	1,41
Turbina a Vapor Baixa (TV3)	0,8680	30477	4636	2,15
Misturador (M1)	-	-	0,5	0,00
Misturador (M2)	-	-	37	0,02
Condensador (CO)	0,3391	147353	6394	2,97
Ciclo Rankine	0,6915	-	31654	14,68
Ciclo Global	0,5112	442302	215618	100

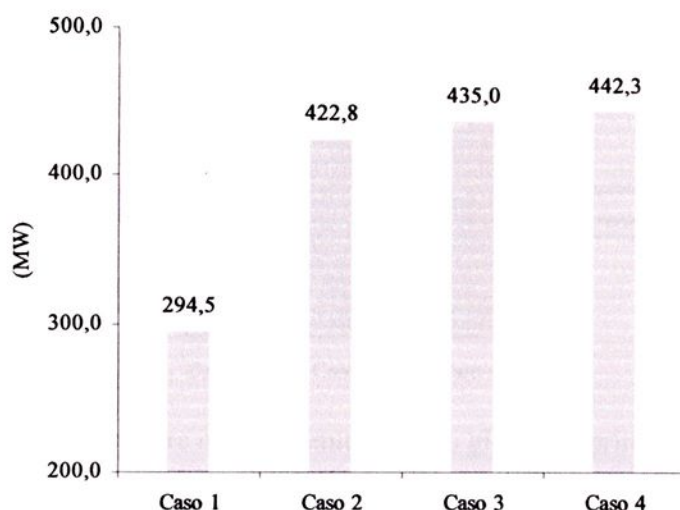
A Tabela 6.6 apresenta os rendimentos dos equipamentos como um todo (Turbinas a gás e caldeiras de recuperação) e dos ciclos Rankine e globais para os casos estudados, calculados a partir dos parâmetros fornecidos.

Tabela 6.6 – Rendimentos dos conjuntos, dos ciclos Rankine e dos ciclos totais.

Componente	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Turbinas a Gás	0,2701	0,2697	0,2696	0,2693
Caldeiras de Recuperação	-	0,7452	0,8686	0,8765
Ciclo Rankine	-	0,3485	0,3290	0,3435
Ciclo Global	0,2701	0,3878	0,3990	0,4057

Diante da apresentação dos resultados foi possível estudar melhor cada configuração proposta e observar mais cuidadosamente cada componente do ciclo e sua importância para o conjunto em cada caso, além de possibilitar uma comparação criteriosa entre os casos.

A Figura 6.10 mostra a potência mecânica líquida gerada em cada caso proposto para a planta termelétrica. Tomando o Caso 1 (ciclo aberto) como referência, pode-se notar um aumento de potência de 128,3 MW, 140,5 MW e 147,8 MW para os Casos 2, 3 e 4 (ciclos combinados), respectivamente, devido ao melhor aproveitamento do combustível, através da recuperação dos gases de exaustão das turbinas a gás. Comparando a potência líquida entre os ciclos combinados verifica-se um aumento do Caso 2 para o Caso 3 de 2,8 % (12,2 MW), e do Caso 3 para o 4 de 1,6 % (7,3 MW). Isso se deve, principalmente, a melhoria da eficiência da caldeira de recuperação à medida que se aumenta o número de níveis de pressão. O menor aumento do Caso 3 para Caso 4 ocorre devido à proximidade das eficiências das caldeiras de recuperação de 2 e 3 níveis e a perda de pressão dos gases de exaustão nos seus equipamentos que reduzem a potência da turbina a gás.

**Figura 6.10** – Comparação entre as potências líquidas produzidas em cada caso estudado.

Com relação a variação do rendimento térmico baseado na primeira e na segunda lei da termodinâmica para as turbinas a gás, verifica-se que em todos os casos os valores dos rendimentos são próximos, sendo que as variações são devidas às diferentes perdas de pressão do lado dos gases na caldeira de recuperação, causadas pelos diferentes números de equipamentos nas caldeiras em cada caso. Com o aumento dessas perdas, a pressão na saída da turbina a gás deve ser maior, diminuindo a eficiência e a potência. Essa característica merece atenção especial no que diz respeito à manutenção, pois é preciso garantir a mínima perda de carga do lado dos gases para que não haja a diminuição da potência do ciclo. Essa característica foi discutida no item 6.1, onde é mostrada a influência da pressão na saída da turbina a gás sobre a potência.

A Figura 6.11 mostra o aumento dos rendimentos com base na primeira lei e na segunda lei para o ciclo global, para cada configuração de caldeira de recuperação. Pode-se observar o aumento do rendimento do ciclo combinado com relação ao ciclo aberto de 11,7 até 13,6 pontos percentuais no rendimento da primeira lei, conforme o caso. O aumento do rendimento global da primeira lei nos Casos 2, 3 e 4, respectivamente, é pequeno porque esse parâmetro sofre maior influência da potência produzida nas turbinas a gás, que são próximas em todos os casos, ou seja, mesmo com o ganho de potência nas turbinas a vapor, devido aos diferentes níveis de pressão na caldeira de recuperação, o rendimento global é pouco afetado.

Na avaliação do rendimento global baseado na segunda lei, o aumento do ciclo combinado com relação ao o ciclo aberto é de 14,8 até 17,1 pontos percentuais, conforme o caso. Entre os Casos 2, 3 e 4, o aumento é de 1,41 pontos percentuais do Caso 2 para o Caso 3 e de 0,84 pontos percentuais do Caso 3 para o Caso 4.

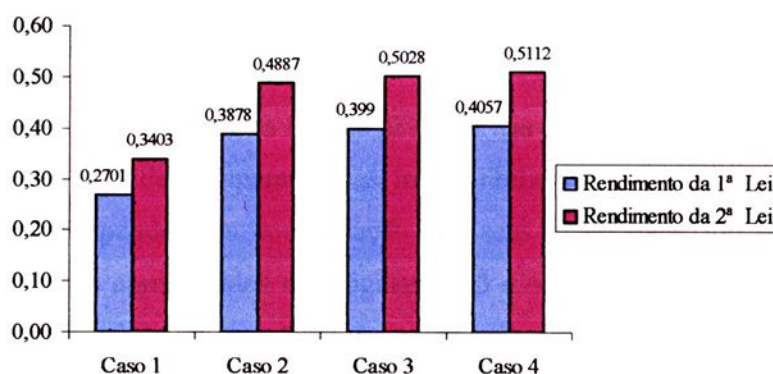


Figura 6.11 – Comparação entre o rendimento térmico global da primeira lei e da segunda lei em cada caso estudado.

Na Figura 6.12 são mostradas as eficiências térmicas da primeira lei e da segunda lei para as caldeiras de recuperação.

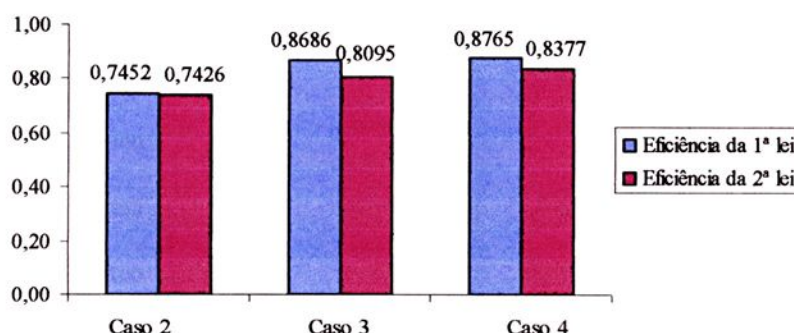


Figura 6.12 – Comparação entre as eficiências térmicas da primeira lei e da segunda lei para as caldeiras de recuperação em cada caso estudado.

O melhor desempenho das caldeiras de recuperação leva a um aumento de 6,18 MW na potência gerada pelas turbinas a vapor da caldeira de 2 níveis com relação à de 1 nível de pressão e pelo acréscimo de 3,87 MW na potência gerada pelas turbinas a vapor da caldeira de 3 para 2 níveis de pressão. Segundo Böhm (1994), o uso de vários níveis de pressão conduz, de fato, ao aumento na eficiência da planta, mas seu efeito é maior quando é combinado com parâmetros mais elevados do vapor e é implementado o reaquecimento do vapor intermediário na turbina a vapor.

Como era esperado, as maiores irreversibilidades ocorrem na câmara de combustão devido as diversas reações químicas inerentes do processo de combustão do gás natural. As irreversibilidades que ocorrem nos evaporadores de alta e superaquecedores de alta também são significativas em vista dos maiores saltos de temperaturas entre a entrada e saída de cada fluxo nesses equipamentos.

Como pode ser observado, as vazões de vapor nas caldeiras são diferentes para os três casos. Assim, para fins de comparação, as irreversibilidades geradas nas caldeiras e nos condensadores serão ponderadas com relação aos seus respectivos fluxos de vapor e os resultados obtidos são apresentados nas Figuras 6.13 e 6.14. Como era esperado, o Caso 4 com caldeira com três níveis de pressão apresenta o melhor desempenho, pois as diferenças de temperatura entre seus fluxos são menores.

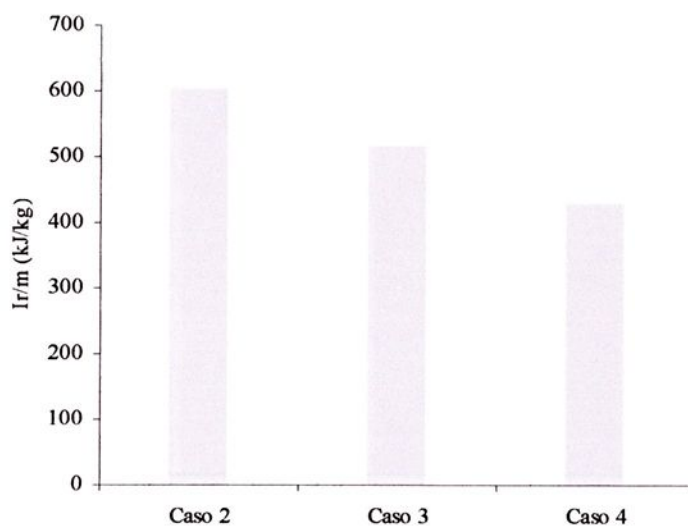


Figura 6.13 – Comparação entre as irreversibilidades geradas pelas caldeiras de recuperação em cada caso estudado.

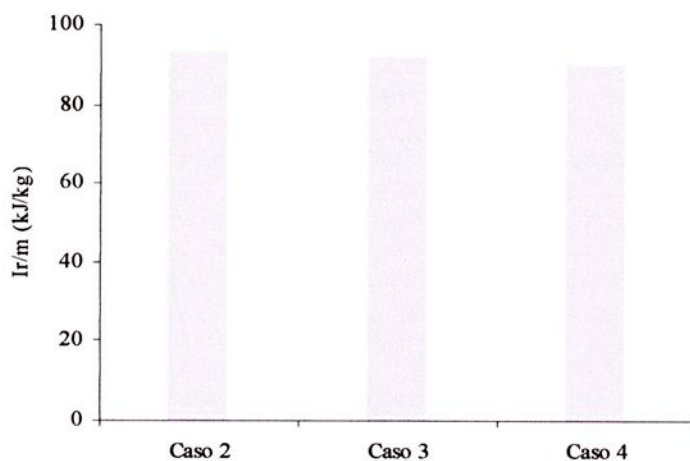


Figura 6.14 – Comparação entre as irreversibilidades geradas pelos condensadores em cada caso estudado.

Para comparação entre as irreversibilidades das turbinas, foi utilizada a relação entre as irreversibilidades e a potência produzida, os resultados estão na forma gráfica na Figura 6.15.

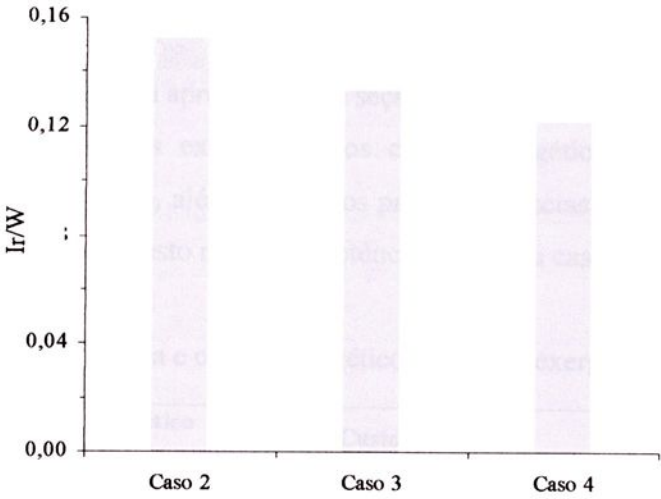


Figura 6.15 – Comparação entre as irreversibilidades geradas pelas turbinas a vapor em cada caso estudado.

6.3. Resultados da Análise Termoeconômica

Conforme a metodologia apresentada na seção 5.4, foram obtidas as Tabelas 6.7 a 6.10 onde são mostrados os fluxos exergéticos, os custos exergéticos unitários e os custos exergoeconômicos (US\$/MWh), além dos custos para as potências produzidas nas turbinas a gás e nas turbinas a vapor e o custo médio da potência para cada caso estudado.

Tabela 6.7 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 1.

Fluxo	Fluxo Exergético (kW)	Custo Exergético	Custo Exergoeconômico (US\$/MWh)
1	34,2	0	0
2	77063	3,059	34
3	227733	1	8,81
4	222291	2,085	20,96
5	58280	0	0
Potência	73624	3,093	36,26

Tabela 6.8 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 2.

Turbina a gás e gases de exaustão			
Fluxo	Fluxo Exergético (kW)	Custo Exergético	Custo Exergoeconômico (US\$/MWh)
1	34,2	0	0
2	77063,4	1,776	21,11
3	227733	1	8,81
4	222291,2	1,640	16,49
5	58377,0	1,640	16,49
6	43810,3	1,640	16,49
7	21575,7	1,640	16,49
8	9705,5	1,640	16,49
9	8859,6	1,640	16,49
10	6243,2	0	0
Ciclo a Vapor			
11	93,1	2,344	52,59
12	1139,5	12,945	137,60
13	55,7	9,801	121,90
14	641,6	3,013	35,04
15	1646,6	9,801	121,90
16	2041,6	8,546	113,8
17	12019,5	3,071	37,30
18	31185,7	2,353	27,11
19	43806,3	2,221	25,19
20	87612,6	2,221	25,19
21	8361,0	2,221	25,19
22	168,4	2,221	25,19
23	84,2	2,221	25,19
Pot. TG	73517	1,796	23,23
Pot. TV	65349	2,693	42,39
Média	-	2,072	29,13

Tabela 6.9 – Fluxos de exergia e custos exergético unitário e exergoeconômico do Caso 3.

Turbina a gás e gases de exaustão			
Fluxo	Fluxo Exergético (kW)	Custo Exergético	Custo Exergoeconômico (US\$/MWh)
1	34,2	0	0
2	77063	1,775	21,10
3	227733	1	8,81
4	222291	1,640	16,49
5	58291	1,640	16,49
6	43736	1,640	16,49
7	21673	1,640	16,49
8	10370	1,640	16,49
9	10022	1,640	16,49
10	4624	1,640	16,49
11	1973	0	0
Ciclo a Vapor			
12	111,3	2,178	51,31
13	1800	4,347	53,99
14	457,2	3,884	60,22
15	4416	2,407	31,21
16	640,4	2,407	31,21
17	3776	2,407	31,21
18	4021	2,402	31,03
19	1954	3,884	60,22
20	2358	3,727	64,68
21	12050	2,268	31,01
22	31084	2,043	25,47
23	43675	2,001	24,36
24	87350	2,001	24,36
25	37255	2,001	24,36
26	45211	2,076	25,59
27	9999	2,076	25,59
28	201,5	2,076	25,59
29	100,8	2,076	25,59
Pot. TG	73496	1,795	23,22
Pot. TV	71527	2,423	41,55
Média	-	2,001	29,22

Tabela 6.10 – Fluxos de exergia e custos exerético unitário e exergoeconômico do Caso 4.

Turbina a gás e gases de exaustão			
Fluxo	Fluxo Exerético	Custo Exerético	Custo Exergoeconômico (US\$/MWh)
1	34,2	0	0
2	77063	1,775	21,10
3	227733	1	8,81
4	222291	1,640	16,49
5	58389	1,640	16,49
6	43805	1,640	16,49
7	21709	1,640	16,49
8	15987	1,640	16,49
9	15690	1,640	16,49
10	11300	1,640	16,49
11	10569	1,640	16,49
12	5448	1,640	16,49
13	5434	1,640	16,49
14	3930	1,640	16,49
15	1773	0	0
Ciclo a Vapor			
16	112,5	2,072	52,16
17	1477	4,521	62,14
18	117,1	3,943	68,71
19	1348	2,172	32,17
20	641,8	2,172	32,17
21	706	2,172	32,17
22	710,6	2,189	32,34
23	1930	3,943	68,71
24	2013	3,899	71,39
25	296,5	3,899	71,39
26	919	2,564	40,95
27	4759	2,008	27,74
28	5006	2,006	27,63
29	1716	3,899	71,39
30	2057	3,726	74,73
31	6769	2,373	39,10
32	12069	2,108	32,37
33	31132	1,981	27,04
34	43743	1,957	25,92
35	87486	1,957	25,92
36	62115	1,957	25,92
37	72089	1,965	26,17
38	43570	1,965	26,17
39	44990	1,972	26,36
40	9878	1,972	26,36
41	203,5	1,972	26,36
42	101,8	1,972	26,36
Pot. TG	73410	1,795	23,23
Pot. TV	75401	2,320	42,85
Média	-	1,973	29,89

O custo exergético unitário reflete as ineficiências de cada subsistema sobre as potências geradas nas turbinas a gás e nas turbinas a vapor. De acordo com a proposição adotada nas equações auxiliares, o custo exergético unitário da potência gerada nas turbinas a vapor aumenta, como pode ser observado no Caso 2, onde o custo dos fluxos 12, 13, 15 e 16 são maiores comparados aos demais. Isso ocorre pela atribuição de custos iguais para todos os fluxos de gases de exaustão que passam pelos equipamentos da caldeira de recuperação e pela atribuição do custo nulo para o fluxo de escape, além da sua baixa eficiência, pois os gases de exaustão nesse caso são liberados a temperatura mais alta do que nos Casos 3 e 4. Por exemplo, no economizador de baixa da caldeira do Caso 2 o custo exergético do fluxo de escape (fluxo 10) é atribuído como zero, fazendo com que o custo exergético do fluxo 12 seja elevado.

Nos Casos 3 e 4 a formação dos custos dos fluxos ocorre de maneira mais distribuída na caldeira de recuperação porque o maior número de equipamentos reduz as diferenças entre as temperaturas dos fluxos e, assim, diminuem os custos exergéticos dos mesmos, proporcionando uma situação mais condizente para a variação da formação dos custos.

A Figura 6.16 apresenta a comparação gráfica de cada custo exergoeconômico das potências nas turbinas a gás, nas turbinas a vapor e o custo médio para os quatro casos considerados.

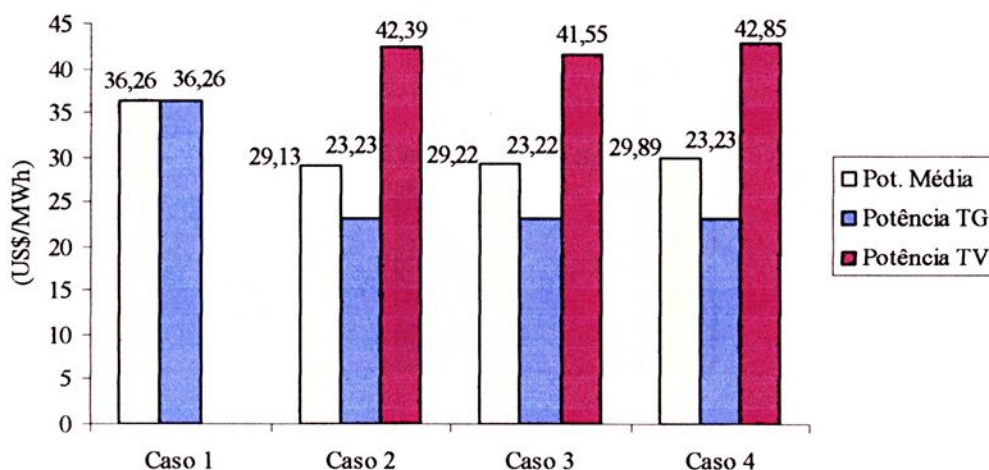


Figura 6.16 – Custo da potência gerada nas turbinas a gás, nas turbinas a vapor e custo médio de geração em cada caso estudado.

Pode-se observar que os custos exergoeconômicos médios são menores nos Casos 2 e 3, nos quais se empregam caldeiras de recuperação com 1 e 2 níveis de pressão, respectivamente. Isso ocorre porque o aumento da eficiência e da potência gerada no Caso 4,

não supre os custos dos equipamentos necessários da planta. Apesar dos custos exergéticos médios serem próximos nos Casos 3 e 4 (Figura 6.17), os custos relativos à planta são consideravelmente maiores no Caso 4.

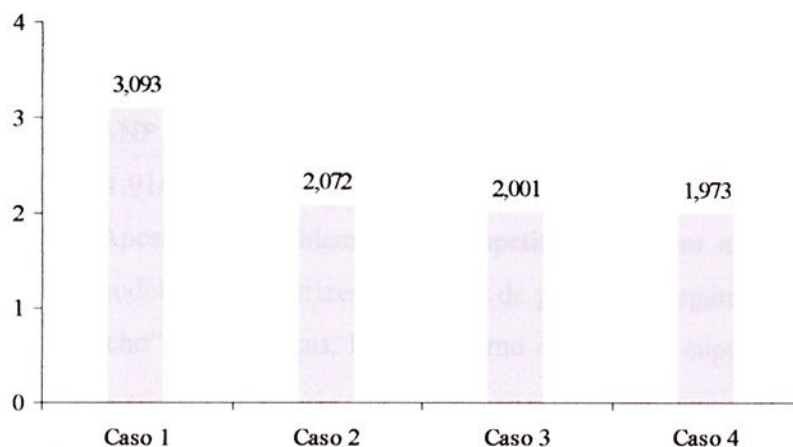


Figura 6.17 – Custo exergético unitário médio da eletricidade em cada caso estudado.

Os custos de produção de vapor em cada configuração, em US\$/ton, são apresentados na Figura 6.18, e podem ser uma alternativa para flexibilizar a produção da planta a ser comercializada.

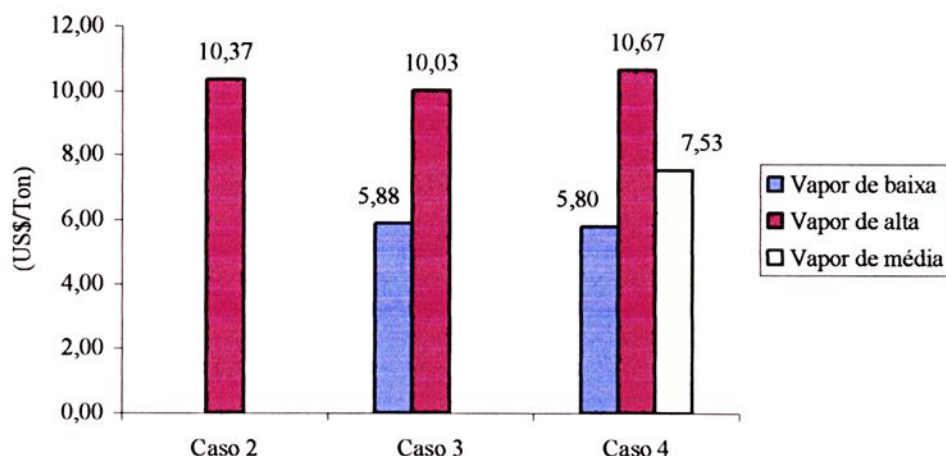


Figura 6.18 – Custo do vapor nas caldeiras de recuperação nos casos de ciclo combinado.

A opção pela ampliação da planta através da recuperação de calor dos gases de exaustão da turbina gás, mostra-se uma alternativa de investimento economicamente interessante, pois custo unitário da geração de energia na planta operando em ciclo aberto era

de US\$ 36,26/MWh e foi reduzido para US\$ 29,13/MWh na operação em ciclo combinado com um nível de pressão. Isso representa uma economia de 19,6 % no custo unitário da energia elétrica produzida. Outro benefício decorrente das modificações implementadas está relacionado à redução do impacto ambiental ao se manter os níveis de poluentes emitidos e reduzir drasticamente a temperatura dos gases de exaustão, mesmo com o aumento da potência elétrica da planta.

Segundo a ANP (2004), o custo de geração termelétrica médio em ciclo combinado é de cerca de US\$ 31,91/MWh ao passo que o custo da geração hidráulica está em torno de US\$ 17,61/MWh. Apesar dos problemas de competitividade com as usinas hidráulicas, a proposta do novo modelo e as diretrizes esperadas de política energética podem resultar num aumento no “despacho” das térmicas, hoje em torno de 20% da capacidade de geração das usinas.

Diante desse contexto, as situações propostas mostram-se bastante promissoras, pois apresentam valores abaixo da média esperada para o custo de produção de energia, além dos prováveis incentivos proporcionados pela atual política energética brasileira.



6.4. Resultados da Análise Econômica

Com o auxílio da análise econômica, foi avaliada a viabilidade de implantação de cada um dos casos, já que ocorrem variações consideráveis de alguns parâmetros, tais como: potência produzida, custo de investimento, custo do gás natural e preço de venda da energia.

A avaliação do investimento de capital através da análise de sensibilidade permite obter resultados para que se estabeleça o potencial econômico do empreendimento levando-se em conta as incertezas futuras e as premissas econômico-financeiras adotadas. No presente trabalho são variadas somente as tarifas de venda de eletricidade.

A taxa de juros foi mantida a 12%, a vida útil da planta foi considerada de 20 anos. O custo do gás natural foi considerado como sendo de US\$ 2,581/MMBtu (US\$ 2,446 10^{-6} /kJ), que é um valor próximo ao custo pago pela Usina Termelétrica de Três Lagoas, estabelecido pelo PPT, e será mantido ao longo de toda vida útil da planta.

Segundo Alonso (2004), os contratos de compra e venda de energia são fechados por prazos longos, com tarifas calculadas em reais, o que leva a uma incerteza devido à flutuação do dólar. Além disso, existe a perspectiva da atuação do Mercado Atacadista de Energia para contratos de curto prazo, com preços liberados. Desde 2004, os contratos de longo prazo em vigor foram também liberados para livre negociação. Todas estas variáveis impedem que se visualize com clareza o valor do MWh de origem termelétrica que será vendido no país. Dessa forma, a tarifa elétrica base da energia elétrica é assumida como sendo de US\$ 46/MWh para os casos estudados. As análises são feitas considerando o investimento na instalação dos equipamentos do ciclo aberto e do ciclo combinado, para cada caso estudado.

As Figuras 6.19 a 6.22 mostram o fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta para vários preços de venda de energia, considerando um período de implantação da planta de dois anos, no qual ocorrem os desembolsos. A intersecção das curvas com o eixo horizontal indica o tempo de retorno dos investimentos, ou seja, o tempo a partir do qual o fluxo de caixa passa a ser positivo. As Tabelas 6.11 a 6.14 mostram a Taxa de Retorno do Investimento (*TRI*), o Valor Líquido Atual (*VAL*) e a Taxa Interna de Retorno (*TIR*), em função do preço da energia.



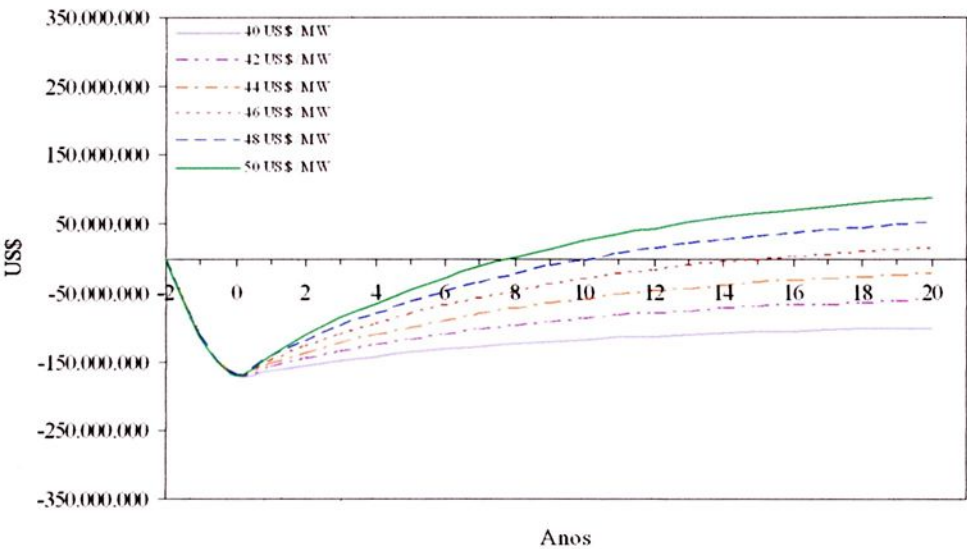


Figura 6.19 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 1.

Tabela 6.11 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 1.

Preço de Venda (US\$/MWh)	VAL (US\$)	TIR (%)	TRI (%)
40	-100033605	1,00	-
42	-62197883	5,70	-
44	-24362742	9,66	-
46	13472399	13,24	78,45
48	51307539	16,61	51,60
50	89142680	19,83	39,25

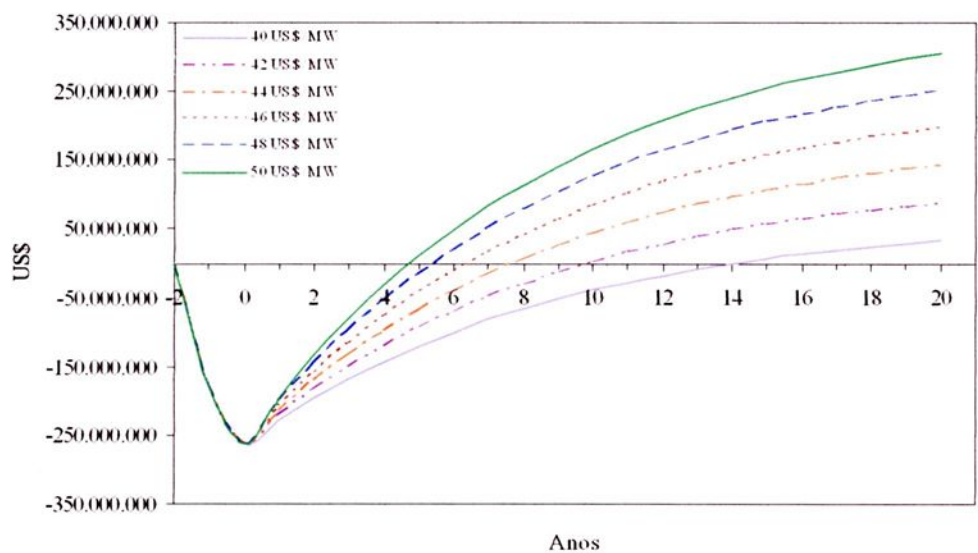


Figura 6.20 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 2.

Tabela 6.12 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 2.

Preço de Venda (US\$/MWh)	VAL (US\$)	TIR (%)	TRI (%)
40	32735721	13,95	70,35
42	87051701	17,06	49,35
44	141367580	20,06	38,60
46	195683460	22,99	31,85
48	249999339	25,87	27,20
50	304315219	28,72	23,70

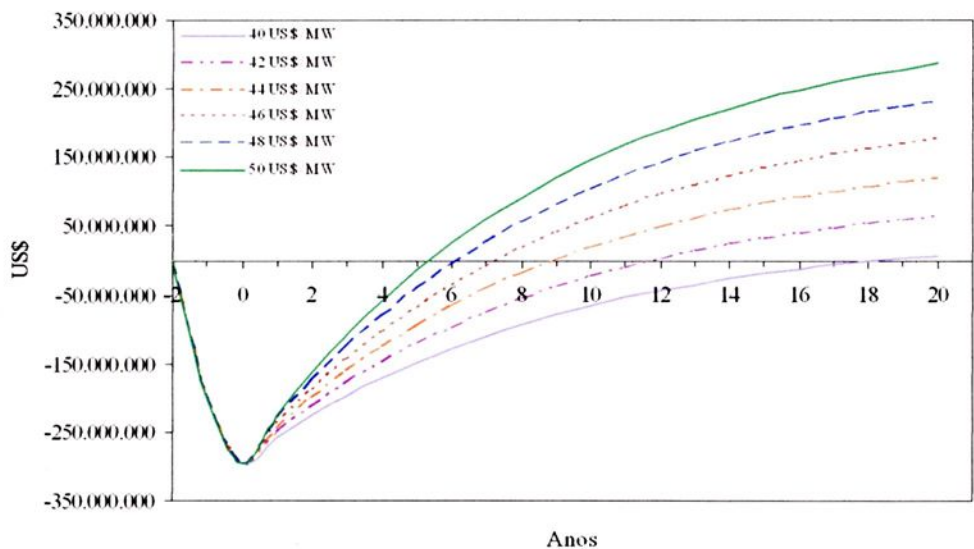


Figura 6.21 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 3.

Tabela 6.13 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 3.

Preço de Venda (US\$/MWh)	VAL (US\$)	TIR (%)	TRI (%)
40	7049916	12,38	91,90
42	62936869	15,31	59,20
44	118823821	18,12	44,90
46	174710774	20,86	36,50
48	230597727	23,54	30,85
50	286484679	26,17	26,75

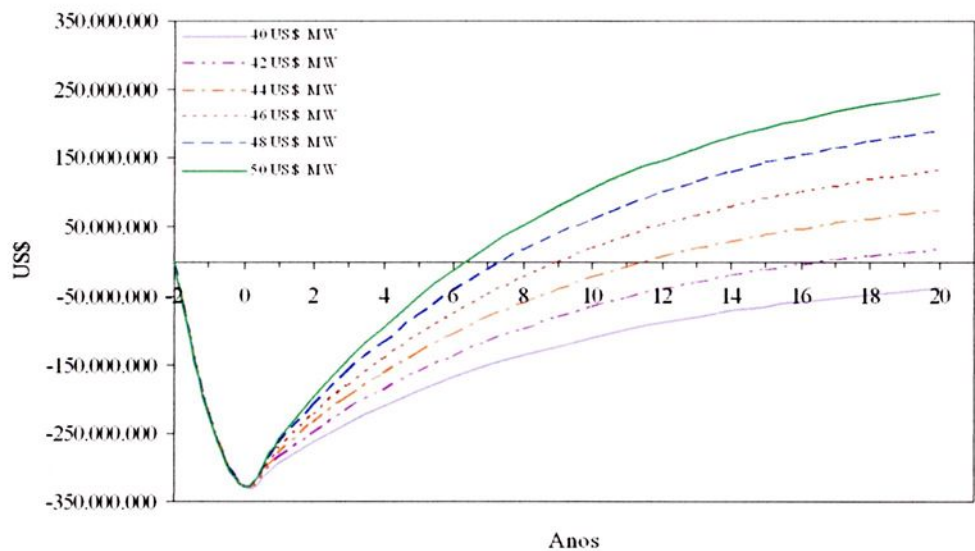


Figura 6.22 – Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 4.

Tabela 6.14 – Taxa de Retorno do Investimento, Valor Líquido Atual e Taxa Interna de Retorno, em função do preço de venda da energia para o Caso 4.

Preço de Venda (US\$/MWh)	VAL (US\$)	TIR (%)	TRI (%)
40	-39760742	10,02	-
42	17063825	12,83	84,30
44	73888392	15,49	58,00
46	130712959	18,06	45,15
48	187537526	20,56	37,25
50	244362093	23,02	31,80

Os resultados obtidos mostram que para operação em ciclo aberto (Caso 1) o preço mínimo aceitável para a venda de energia é de US\$ 46/MWh para que a *TIR* se mantenha acima do 12 %, que é a taxa de juros admitida, porém, esse valor não estabelece um alto *VAL*, o que pode não ser atrativo para a empresa investir nesse empreendimento.

Nos casos de operação em ciclo combinado (Casos 2, 3 e 4) verifica-se uma diminuição sensível no preço de geração da energia, graças as maiores eficiências, entretanto esse tipo empreendimento requer um maior investimento inicial.

Comparando todos os casos, observa-se que as melhores taxas ocorrem no Caso 2, principalmente porque os investimentos a serem realizados são menores e, apesar da energia produzida ser menor, o benefício conseguido com a venda possibilita uma taxa de retorno e valor líquido maior para o investidor, entretanto, pelo aspecto técnico isso diminuiria a flexibilidade da produção de vapor com relação aos Casos 3 e 4.

Os resultados mostram que a implantação do Caso 1 pode ser viável para um preço competitivo de venda de energia (a partir de US\$ 46/MWh) tendo como vantagem custos menores de investimento, um menor tempo de implantação e a possibilidade de uma expansão futura para o ciclo combinado. Isso justifica, de certo modo, o motivo pelo qual a maior parte das usinas termelétricas brasileiras construídas recentemente opere inicialmente em ciclo aberto.

A Figura 6.23 mostra a variação do custo de produção de energia em função do custo do gás natural para cada caso estudado. Pode-se observar o aumento linear dos custos de produção de energia em função do custo do gás natural, conforme esperado. No entanto, o custo do gás natural afeta de forma mais significativa o Caso 1, como pode ser visto através da inclinação mais acentuada da reta. É interessante observar que no Caso 3, com caldeiras de 2 níveis de pressão, o custo de produção de energia se torna menor a partir do custo gás natural em torno de US\$ 10,5/MWh.

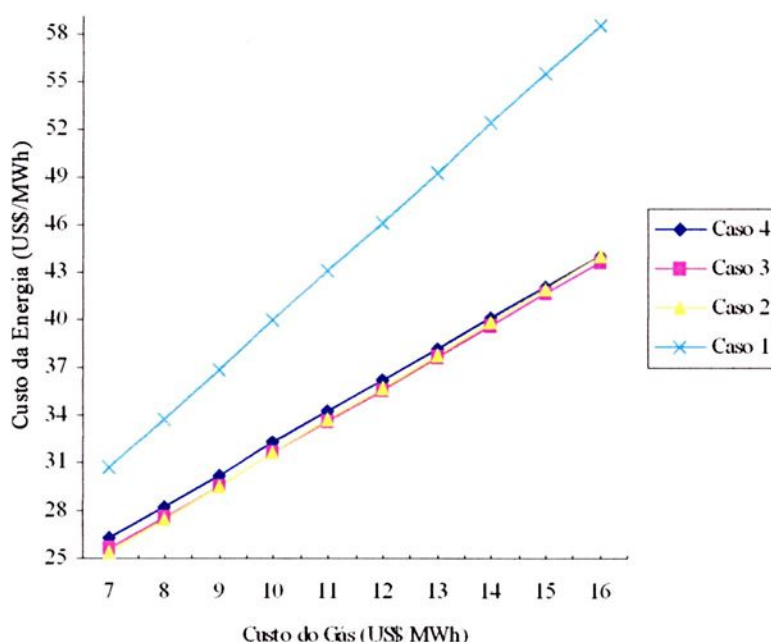


Figura 6.23 – Custo da energia produzida em função do custo do gás natural para cada caso estudado.

Vale ressaltar que foi considerado neste trabalho o custo do gás natural como sendo de US\$ 8,81/MWh, de acordo com o valor estabelecido pelo PPT. No entanto, o custo do gás natural para geração elétrica é dado em função do volume consumido. Segundo a COMGÁS (www.comgas.com.br), o custo do gás natural está em torno de US\$ 16,0/MWh, para consumo acima de 20000000 m³ por mês, para geração termelétrica.



Capítulo 7 – Conclusões

O Brasil vem passando por uma grande reestruturação em seu sistema elétrico e uma das metas é a diversificação da matriz energética, assim, uma das alternativas é a utilização do gás natural. Diante deste contexto esse trabalho procurou mostrar um estudo das alternativas possíveis, tanto sob o aspecto técnico como econômico, para uma usina termelétrica a gás natural.

Foi apresentada uma análise comparativa entre quatro diferentes configurações de ciclos de potência de uma usina termelétrica a gás natural, considerando um primeiro caso com as turbinas a gás operando em ciclo aberto e, depois, nos outros três casos, operando em ciclo combinado, com a instalação de caldeiras de recuperação com 1, 2 ou 3 níveis de pressão, turbinas a vapor e demais acessórios.

A análise termodinâmica possibilitou verificar os rendimentos das plantas estudadas e as eficiências dos principais equipamentos envolvidos, também foi possível identificar os equipamentos que contribuem com as maiores irreversibilidades e, dessa forma, avaliar os seus efeitos sobre o desempenho das plantas. Como se esperava, o Caso 4, com caldeiras de recuperação com 3 níveis de pressão, apresentou os melhores rendimentos baseados na primeira e na segunda lei e, conseqüentemente, possibilitou a geração de uma maior potência elétrica.

Os parâmetros não construtivos que mais afetam a produção de potência em ciclos combinados são a temperatura ambiente e a perda de carga dos gases na caldeira de recuperação. No que diz respeito às características construtivas os principais parâmetros que influenciam a potência são as extrações e o *pinch point*.

A teoria do custo exergético mostrou-se deficiente ao atribuir custos iguais a diferentes fluxos, pois isso provoca um aumento excessivo do custo a fluxos que podem não ser significativos à análise. No entanto, para os produtos da planta os custos mostraram-se coerentes às expectativas da análise.

O cálculo dos custos dos fluxos exergéticos permitiu estabelecer o custo final da geração de energia elétrica para cada caso considerado, sendo de US\$ 36,26/MWh, US\$ 29,13/MWh, US\$ 29,22/MWh e US\$ 29,89 /MWh, para os Casos 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

Uma análise mais apurada dos custos de produção da energia exigiria um levantamento mais rigoroso das condições operacionais da instalação e dos custos reais de aquisição dos equipamentos, permitindo que se verifique, desta forma, as melhores



configurações para a planta. Essa questão é de suma importância, pois a partição dos custos da planta pode ser dada de maneira diferente da utilizada no trabalho. Outros fatores, tais como incentivos governamentais ou isenção fiscal, também podem modificar os resultados econômicos obtidos.

Foi verificado que o Caso 2, com caldeira de recuperação de um nível de pressão, é o investimento mais atrativo. No entanto, a decisão por esse tipo de configuração limita a planta para a produção apenas de energia elétrica, descartando a possibilidade de geração de vapor de processo para comercialização.

O principal empecilho para o investimento privado em usinas termelétricas é a incerteza quanto ao preço de venda de energia, pois este preço é estabelecido por vários fatores que variam muito, como: os contratos de compra e venda de energia de longos prazos com tarifas calculadas em reais, o que leva a uma incerteza devido à flutuação do dólar; a perspectiva da atuação do Mercado Atacadista de Energia para contratos de curto prazo, com preços liberados; a variação dos reservatórios hídricos brasileiros, entre outros.

Outro ponto crucial pela tomada de decisão sobre a implantação de termelétricas a gás natural é o custo do combustível, que pode inviabilizar o investimento. O contrato de fornecimento de gás natural utilizado para estabelecer o seu preço de venda é baseado no Programa Prioritário de Termelétricas (PPT) e mostra-se bem vantajoso sobre o preço normal de comercialização praticado pelas distribuidoras a outros agentes consumidores. Observa-se que, para custos do gás natural acima de US\$ 10,5/MWh, o Caso 3 passa a ter um custo de produção de energia menor se comparado aos outros casos.

Apesar da atratividade do Caso 2, pode-se estudar a implantação de centrais termelétricas de maior capacidade de geração onde a demanda de gases de exaustão seja maior ou haja opção pela queima suplementar de combustível, de modo que a maior eficiência das caldeiras de 2 e 3 níveis de pressão possibilite um aumento na produção de energia que justifique o custo de investimento, devido aos menores custos exergéticos médios e de suas maiores eficiências de primeira lei.

Como sugestão para trabalhos futuros pode-se utilizar um método de otimização para alcançar os melhores níveis de pressão e temperatura para as caldeiras de recuperação nos casos propostos, estudar a viabilidade financeira para os Casos 2 e 3 considerando a venda de vapor para processo e utilizar outras metodologias para distribuição do custo exergético que não penalizem demasiadamente a potência produzida nas turbinas a vapor.



Referências Bibliográficas

- Alonso, P.S.R., 2004, "Estratégias Cooperativas Aplicadas ao Desenvolvimento do Mercado de Bens e Serviços: Uma Nova Abordagem para o Caso da Indústria de Gás Natural no Brasil", Tese de Doutorado, UFRJ, Rio de Janeiro, 474p.
- ANP – Agência Nacional do Petróleo, 2004, "Estudo para Elaboração de um Modelo de Desenvolvimento da Indústria Brasileira de Gás Natural", 167p.
- Antunes, J.S., 1999, "Código Computacional para Análise de Cogeração com Turbinas a Gás", Dissertação de Mestrado, UNESP, Guaratinguetá, 169p.
- Arrieta, F.R.P. & Lora, E.E.S., 2003, "Influence of Ambient Air Temperature in Combined Cycle Power Plant Performance", Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering (in CD-ROM), São Paulo, 8p.
- Attala, L., Fanchini, B. & Ferrara, G., 2001, "Thermoeconomic Optimization Method as Design Tool in Gas-Steam Combined Plant Realization", Energy Conversion and Management, Vol. 42, pp. 2163-2172.
- Azola, E.P. & Andrade, J.F.M., 1999, "Estado da Arte das Tecnologias de Geração Termelétrica: Custos da Geração no Brasil", Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Foz do Iguaçu, 6p.
- Babcock & Wilcox, 1992, "Steam its Generations and Uses", 40th Edition, Babcock & Wilcox Corporation, Barbenton, Ohio, USA.
- Balestieri, J.A.P., 2002, "Cogeração: Geração Combinada de Eletricidade e Calor", Editora UFSC, Florianópolis, 279p.
- Bejan, A., 1988, "Advanced Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, New York, 850p.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. & Moran, M., 1996, "Thermal Design & Optimization", John Wiley & Sons, New York, 542p.
- Böhm, H., 1994, "Fossil-Fired Power Plants", VGB Kraftwerkstechnik, No. 3/94 reprinted.
- Campbell, A.S., 1985, "Thermodynamic Analysis of Combustion Engines", Krieger Publishing Company, Florida, 366p.
- Carvalho, F.R. & Nogueira, L.A.H., 1996, "Termoeconomia Aplicada a Manutenção de Centrais Termelétricas", Anais do VI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Florianópolis, pp. 213-218.



- Cerqueira, S.A.A.G., 1999, "Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas", Tese de Doutorado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 137p.
- CGTEE – Centro de Gestão e Estudos Estratégicos, 2003, "Estado da Arte e Tendências das Tecnologias para Energia", 76p.
- Cicchi, C.A., 1997, "Cogeração Baseada em Turbinas a Gás" Anais do XIV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Belém, 6p.
- Cohen, H., Rogers, G.F.C. & Saravamuttoo, H.I.H., 1996, "Gas Turbine Theory", Ed. 4, London, Prentice Hall, 442p.
- El-Sayed, Y.M. & Evans, R.B., 1970, "Thermoeconomics and Design of Heat System", Transactions ASME, Journal of Engineering Power, Vol. 92, pp. 27-34.
- El-Sayed, Y.M. & Gaggioli, R.A., 1989, "A Critical Review of Second Law Costing Method I – Background and Algebraic Procedures", International of Energy resources Technology, Vol. 11, pp. 8-15.
- Espírito Santo, D.B., 2001, "Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade", Tese de Doutorado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 191p.
- Felippe, L. & Gnyp, F., 1999, "O Aumento da Capacidade de Geração de Usinas Termelétricas e a Influência das Modificações na Vida Útil dos Componentes das Caldeiras a Vapor", Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Foz do Iguaçu, 6p.
- Frangopoulos, C.A., 1983, "Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems", PhD. Thesis, Georgia Institute of Technology, Georgia, USA.
- Frangopoulos, C.A., 1987, "Thermoeconomic Functional Analysis and Optimization", Energy, Vol. 12, pp. 563-571.
- Garagatti Arriola, D.W., 2000, "Sistema Tri e Tetra Combinado de Cogeração: Avaliação Exergética e Termoeconômica", Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo, 206p.
- Gas Turbine World Handbook (1999-2000).
- Gas Turbine World Handbook (2001-2002).
- Gitman, J.L., 1984, "Princípios da Administração Financeira", Harper & Row, Brasil.
- Gomes, J., 1999, "Caldeiras de Recuperação – Cogeração com Geração de Frio", Aalborg Industries, São Paulo.



- Gomes, C.M., 2001, "Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma Instalação Termelétrica em Ciclo Combinado, com Geração de Vapor", Dissertação de Mestrado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 154p.
- Guarinello Júnior, F.F., 1997, "Avaliação de um Sistema de Cogeração Proposto para um Pólo Industrial", Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 173p.
- Hollauf, H., 1982, "Operating Experience with Medium-size Steam Turbines in Combined Cycle Power Stations", BBC Brown Boveri Rev., No. 11, pp. 395-397.
- Horlock, J.H., 1992, "Combined Power Plants", Pergamon Press, Oxford, 288p.
- Horlock, J.H., 1997, "Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)", Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 226p.
- Hua, B., Yin, Q. & Wu, G., 1989, "Energy Optimization through Exergy-Economic Evaluation", Journal of Energy Resources Technology, Vol. 111, pp. 148-153.
- Jordal, K., 2001, "Modeling and Performance of Gas Turbine Cycles with Various Means of Blade Cooling", PhD. Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund University, Sweden, 136p.
- Kehlhofer, R.H., Warner, J., Nielsen, H. & Bachmann, R., 1999, "Combined Cycle Gas-Steam Turbine Power Plants", Ed. Pennwell, USA, 288p.
- Khartchenko, N.V., 1998, "Advanced Energy Systems", Taylor & Francis, Washington D.C., 285p.
- Kim, T. & Ro, S., 2000, "Power Argumentation of Combined Cycle Power Plants Using Cold Energy of Liquefied Natural Gas", Energy, Vol. 25, No. 9, pp. 841-856.
- Klein S.A. & Alvarado, F.L., 1995, 'EES - Engineering Equation Solver', F-Chart Software, Middleton, WI.
- Kotas, T.J., 1995, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 328p.
- Lima, R.N.O., 2001, "Avaliação de Arranjos Cogeneradores em Siderúrgicas Brasileiras com Auxílio de Simulação Computacional", Tese de Doutorado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 214p.
- Liszka, M., Manfrida, G. & Ziebig, A., 2003, "Parametric Study of HRSG in Case of Repowered Industrial CHP Plant", Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 995-1012.



- Logrado, C.L., 2000, "Análise e Otimização Termoeconômica de Turbina a Gás e Ciclos Combinados", Dissertação de Mestrado, UNB, Brasília, 219p.
- Lopes, M.J.C., 2002, "Dispositivos e Condições Contratuais que dão suporte a um Financiamento de Longo Prazo, Modalidade *Project Finance*, para Projetos Termoelétricos a Gás Natural no Brasil", Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo, 94p.
- Lora, E.E.S. & Nascimento, M.A.R., 2004, "Geração Termelétrica. Planejamento, Projeto e Operação", Editora Interciência, Vol. 1, Rio de Janeiro, 631p.
- Lourenço, S.R., 2003, "Gás Natural: Perspectivas e Utilização", Dissertação de Mestrado UNICAMP, Campinas, 106p.
- Lozano, M.A. & Valero A., 1993, "Theory of Exergetic Cost", *Energy*, Vol. 18, No. 9, pp. 939-960.
- Martin, J.M.M. & Teive, R.C.G., 2001, "Viabilidade Econômica de Usinas Termelétricas a Gás Natural no Sistema Hidrotérmico Brasileiro", Anais do XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Campinas, 6p.
- Mendes, M.L.B. & De-Lemos, M.J.S., 2002, "Uma Metodologia para Avaliação do Impacto Ambiental da Geração Termelétrica no Brasil", Anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (em CD-ROM), João Pessoa, 8p.
- Modesto, M. & Nebra, S.A., 2002, "Análise Energética e Exergética em Caldeira de Recuperação", Anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (em CD-ROM), João Pessoa, 10p.
- Modesto, M., 2004, "Repotenciamento em Sistemas de Geração de Potência na Indústria Siderúrgica Utilizando Análise Termoeconômica", Tese de Doutorado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 246p.
- Narula, R.G., 1995, "Salient Design Considerations for an Ideal Combined Cycle Power Plant", *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 15, No. 2, pp. 97-104.
- Nascimento, M.V.G., 2002, "Energia Eólica"; Workshop "Análise Prospectiva da Introdução de Tecnologias Alternativas de Energia no Brasil", COPPE; Relatório Preliminar.
- Negri, J.C. & Vieira, S., 1999, "Análise de Projeto de Ciclo Combinado nas Condições Brasileiras: A visão do Empreendedor", Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Foz do Iguaçu, 5p.
- Negri, J.C., Vieira, S. & Oliveira Júnior, S., 1997, "Análise Termoeconômica de Plantas de Geração Termoelétrica", Anais do XIV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Belém, 6p.
- Orlando, J.A., 1991, "Cogeneration Planer's Handbook", Fairmont Press, USA.



- Pasha, A. & Jolly, S., 1995, "Combined Cycle Heat Recovery Steam Generators – Optimum Capabilities and Selection Criteria", *Heat Recovery System & CHP*, Vol. 15, No. 2, pp. 147-195.
- Pinhel, A.C.C., Melo, A.C.G., Gomes, L.L., Torres, R., Oliveira, A.M., Jardim, D., Maceira, M.E.P. & Caldas, R.P., 2001, "Análise de Viabilidade de Termelétrica no Sistema Interligado Considerando Flexibilidade Operativa e Estratégias de Contratação de Energia", *Anais do XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM)*, Campinas, 6p.
- Ramos, D.S., Fadigas, E.A.F.A. & Lima, W.S., 2001, "Gestão de Riscos Financeiros para Expansão Termelétrica", *Anais do XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM)*, Campinas, 6p.
- Reistad, G.M., 1970 "Availability: Concept and Applications", PhD. Thesis, Wisconsin University, Wisconsin, USA.
- Reistad, G.M. & Gaggioli, R.A., 1980, "Available-Energy Costing", *ACS Symposium Series* 122, pp. 143-159.
- Revista Brasil Energia, 2004, Ed. Brasil Energia, No. 284, Julho de 2004.
- Sánchez Prieto, M.G.S., 2003, "Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo de Caso", Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 255p.
- Seyedan, B., Dhar, P.L., Gaur, R.R. & Bindra, G.S., 1995, "Computer Simulation of a Combined Cycle Power Plant", *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 15, No. 7, pp. 619-630.
- Szargut, J., Morris, D.R. & Steward, F.R., 1988, "Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process", Hemisphere Publishing Co., New York, 330p.
- Tolmasquim, M., Szklo, A., Sugiyama, A., Soares, J. & Corrêa Neto, V., 1999, "Avaliação dos Potenciais Técnicos e Econômicos e Identificação das Principais Barreiras à Implementação da Cogeração no Brasil e em Setores Selecionados", *PROCEL/COPPE/PPE*, Rio de Janeiro.
- Tsatsaronis, G., 1982, "Thermoeconomic Analysis of Energy Conversion Process", Dr. Habilitatus Thesis, Technical University Aachen, Grecia.
- Tsatsaronis, G., 1993, "Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy System", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 19, pp. 227-257.
- Valero, A. & Lozano, M.A., 1994, "Curso de Termoeconomia", Apostila, UNICAMP, Campinas.



- Van Wylen, G., Sonntag, R. & Borgnakke, C., 1995, "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Editora Edgard Blücher, São Paulo, 594p.
- Vieira, S. & Oliveira Júnior, S., 1998, "Estudo de Sistemas de Cogeração e Geração Termoelétrica Através da Análise Termoeconômica", Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, pp. 381-386.
- Website da Agência Nacional do Petróleo (www.anp.gov.br).
- Website do Centro Nacional de Referência em Biomassa (www.cenbio.org.br).
- Website da Companhia de Gás de São Paulo (www.comgas.com.br).
- Website da Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul (www.sulgas.rs.gov.br).
- Website da Electrowatt-Ekono (www.ewe.ch)
- Website do Mercado Atacadista de Energia (www.mae.org.br).
- Website do Operador Nacional do Sistema (www.ons.org.br).
- Website do Petróleo Brasileiro SA (www.petrobras.com.br).



Anexo A – Fontes e Tecnologias para Geração de Energia

É de suma importância o conhecimento do estágio atual e das tendências das principais tecnologias de energia, pois as velocidades dos avanços tecnológicos e das mudanças nos cenários implicam diretamente nas tomadas de decisões para o estabelecimento de novos projetos do setor. As considerações relevantes para investimentos em produção e distribuição de eletricidade e combustíveis são:

- Metodologias para ajuste diário do planejamento para contratação de energia para os diversos segmentos do mercado;
- Avaliação do potencial econômico de eficiência por segmento do mercado e identificação de programas prioritários;
- Melhoria dos critérios de avaliação dos programas de eficiência energética;
- Intensificação dos esforços para as tecnologias de cogeração, com aumento da geração distribuída e, em particular, para sistemas de uso de gás natural.

De um modo geral, existe uma forte tendência mundial em se priorizar o desenvolvimento da produção e distribuição de energia na direção de tecnologias que contribuam para conferir maior sustentabilidade ambiental, maior qualidade dos serviços e segurança de fornecimento de energia. Os maiores desafios são a difusão de tecnologias para uso eficiente e limpo de fontes renováveis e a disseminação de tecnologias de geração distribuída e armazenamento.

A seguir, são apresentadas, de forma concisa, as principais tecnologias para cada forma de produção e suprimento de energia elétrica, bem como suas perspectivas, limitações e alguns aspectos ambientais.

A.1. Energia Hidrelétrica

No Brasil, a importância da energia elétrica de base hidráulica é significativamente maior do que a grande maioria dos países desenvolvidos. A participação hidrelétrica na capacidade instalada é superior a 90% e o potencial dessa fonte no país atinge cerca de 260 GW, dos quais 164 GW já inventariados. Do total inventariado, 62 GW estão em operação, 7,5 GW em construção, 9,3 GW com projeto básico e cerca de 37 GW com estudo de viabilidade. Assim, a energia hidrelétrica continuará a ser, sem dúvida, a mais importante fonte de energia elétrica no país nas próximas décadas.



O Plano Decenal de Expansão do Setor Elétrico 2000/2009 registra a existência no país de um conjunto de 136 usinas geradoras com capacidade superior a 10 MW, das quais 21 têm capacidade instalada superior a 1000 MW, dispondo um número expressivo delas de reservatórios de regularização plurianual.

O estudo do desenvolvimento de modelos para previsão de vazão dos reservatórios com base em modelos climáticos e meteorológicos, levando-se em consideração os vários usos da água (irrigação, abastecimento, etc), é uma das áreas que merece atenção. Além disso, existe a necessidade do desenvolvimento da modelagem, da monitoração e do diagnóstico dos equipamentos geradores de pequeno e grande porte, além do melhoramento dos processos de construção, recuperação e operação de barragens.

No tocante as pequenas centrais hidrelétricas (PCHs), até 2003 o Brasil dispunha de 349 usinas em operação, o que correspondia a 1,9% da potência hidrelétrica instalada, sendo a maioria concentrada na região sudeste do país.

Para aproveitamentos hidrelétricos de pequeno porte existem propostas para a produção de energia com turbinas para baixas quedas e hidrocínéticas, grupos geradores operando com rotação variável e automação na operação de reservatórios. Uma grande vantagem desse tipo de geração é que grande parte dos projetos de engenharia conta com profissionais e recursos modernos e as várias tecnologias produzidas podem ser encontradas no país (fabricantes nacionais e estrangeiros).

A.2. Energia da Biomassa

O uso de biomassa para fins de geração de energia é interessante para o país, especialmente nos usos finais com maior conteúdo tecnológico, como geração de eletricidade, produção de vapor e combustíveis para transporte.

Os potenciais de geração são expressivos, sendo que para a indústria de cana de açúcar, sistemas de queima direta poderão gerar de 2,4 a 2,7 GW, dependendo da quantidade de palha adicionada ao bagaço.

Dos outros resíduos agrícolas, apenas os de arroz e trigo são aproveitáveis hoje. Resíduos de milho e soja, que têm cerca de vinte vezes mais biomassa, não são aproveitáveis ainda, sendo importante o estudo para desenvolver tecnologias para sua recuperação. Da mesma forma, resíduos de produção madeireira são utilizados em unidades relativamente pequenas (400-800 MW), segundo uma avaliação recente do Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO).



Segundo o relatório do CGTEE (2003), o fator mais importante para a redução dos custos da energia proveniente da biomassa, independentemente da tecnologia empregada, é a redução dos custos de coleta e transporte da matéria prima. Hoje, o Brasil possui a melhor tecnologia no mundo para a implantação, manejo e exploração de florestas de eucaliptos, por exemplo. Os custos nacionais são extremamente vantajosos e todo o desenvolvimento nacional na área de papel e celulose oferece condições bastante competitivas para o uso energético de florestas plantadas e o desenvolvimento de tecnologias baseadas em biomassa.

O custo da biomassa no país e a alta eficiência de sistemas modernos de geração de eletricidade, especialmente através da gaseificação de biomassa e uso do gás em ciclos combinados, justificam uma maior atenção para o desenvolvimento dessas tecnologias no Brasil. No entanto, ainda é necessário identificar o consumo da madeira com finalidade energética no país, bem como de resíduos agrícolas com potencial utilização energética.

A cana de açúcar representa um caso de sucesso tecnológico para o país. A indústria da cana mantém o maior sistema de energia comercial de biomassa do mundo, através da produção de etanol e do uso quase total de bagaço para geração de eletricidade. As necessidades de desenvolvimento tecnológico estão bem mapeadas pelo setor e compreendem as seguintes áreas: melhoramento genético da cana, produção (agronomia e engenharia agrícola), processamento industrial, ampliação do mercado de uso de etanol no país e melhoria nas tecnologias da produção de energia.

Como áreas de interesse para geração com o uso da biomassa podem ser relacionadas as seguintes:

- Desenvolvimento de processos mais eficientes para uso de madeira como energético no setor residencial;
- Recuperação dos produtos gasosos condensáveis na carbonização da madeira;
- Melhorias de técnicas para a implementação e manejo de florestas energéticas em áreas marginais à agricultura para alimentos e de outras biomassas, incluindo o melhoramento da produção da matéria prima (melhoramento genético, agronomia, equipamentos, etc);
- Desenvolvimento de projetos de demonstração de gaseificadores de pequeno porte, verificando eficiências, custos, impactos ambientais, desempenho e condições de operação em regiões isoladas do país;
- Acompanhamento das atividades de demonstração no exterior com gaseificadores de grande porte e implementação de projetos de demonstração no país;

- Desenvolvimento de estudos da gaseificação de biomassa no país;
- Análise do uso de combustíveis complementares para tecnologias comerciais já existentes (cogeração ou queima direta nos setores de papel e celulose e cana de açúcar).

A.3. Energia Nuclear

A energia nuclear fornece 16% da energia elétrica no mundo, sendo que nos Estados Unidos é responsável por 20% da geração. Em 2001 operaram no mundo 440 reatores, com 353 GW. No momento, o desenvolvimento, bem como o mercado, está praticamente parado nos EUA, e avança relativamente pouco no resto do mundo. A questão é saber se as dificuldades (segurança e custo) poderão ser vencidas pelo interesse na energia “limpa”, sem emissões, principalmente de CO₂.

No Brasil, estuda-se desenvolver os conceitos de sistema nucleoeletrônicos mais promissores, mapear as tecnologias mais relevantes e viáveis. Segundo o relatório do CGTEE (2003), em paralelo, deve-se ampliar a participação do país para desenvolvimento de reatores avançados que possam ser construídos e operados, de forma a manter a componente nuclear de 3 a 5% da geração de eletricidade, e viabilizar o desenvolvimento da indústria nacional nuclear.

A.4. Energia Eólica

A energia eólica apresenta um panorama bastante diferente da energia solar, já possuindo maturidade tecnológica e escala de produção industrial. Isso foi resultado de investimentos e de uma política de criação de mercado através de incentivos em vários países, especialmente na Alemanha, Dinamarca, EUA e, mais recentemente, na Espanha.

Hoje essa tecnologia está prestes a se tornar economicamente viável para competir com as fontes tradicionais de geração de eletricidade, além de existir um grande potencial eólico a ser explorado em diversos países. Existem oportunidades de melhoramentos tecnológicos bem identificados internacionalmente que deverão levar ainda a reduções de custo, permitindo estabelecer metas bastante ambiciosas para instalação de sistemas de geração nos próximos anos.

No Brasil, a capacidade instalada é de 22 MW com a participação de diversos grupos nacionais de universidades e grupos estrangeiros, especialmente da Alemanha e Dinamarca.



Já existe inclusive a produção de turbinas eólicas no país. As áreas identificadas para um programa de energia eólica, segundo Nascimento (2002), são:

- Desenvolvimento de máquinas para situações específicas no Brasil, observando o regime de ventos e melhoria de eficiências;
- Consolidação de dados de potencial eólico;
- Integração de parques eólicos ao sistema interligado.

A.5. Energia Fotovoltaica

A conversão fotovoltaica tem mostrado maior desempenho e potencial que a conversão térmica para eletricidade. A geração de energia através da conversão fotovoltaica tem sido preferível à geração térmica. O silício é o material predominantemente utilizado em sistemas fotovoltaicos no mundo e o país possui 90% das reservas mundiais economicamente aproveitáveis. A escala variável, favorecendo sistemas distribuídos, desde potências muito baixas, mostra aplicações importantes para sistemas isolados e poderá ser de interesse para conexões de potenciais maiores à rede nos próximos anos.

Segundo CGTEE (2003) estratégias têm sido desenvolvidas nessa área no Brasil, visando:

- Analisar as necessidades tecnológicas e viabilidade econômica para a produção de silício de “grau solar” no país, uma vez que a indústria de painéis fotovoltaicos hoje utiliza restos de silício de “grau eletrônico”, que são muito mais caros;
- Apoiar o desenvolvimento de células e painéis solares no país a partir de silício de “grau solar”;
- Desenvolver e produzir componentes, sistemas eletrônicos, conversores e inversores para painéis fotovoltaicos;
- Desenvolver mecanismos regulatórios e tarifários para incentivar a criação de um mercado para essa tecnologia, como já é feito em diversos países;
- Criar normas técnicas e padrões de qualidade.

Muito embora a energia solar termelétrica não tenha tido grandes aplicações, é recomendável manter estudos, sobretudo em tecnologias mais promissoras em início de operação na Europa e nos EUA, focalizando materiais óticos, fluidos de trabalho, sistemas de rastreamento, sistemas de armazenagem térmica e melhoria de aquisição de dados solarimétricos (radiação direta) para regiões de maior potencial.



O uso de energia solar para aquecimento a baixas temperaturas é feito com tecnologias comerciais em todo o mundo, especialmente para o aquecimento de água. É também utilizado para processos de secagem e refrigeração (sistemas de absorção). As tecnologias utilizam, em sua maior parte, coletores solares planos fechados ou abertos, dependendo da temperatura desejada. Esse setor possui grande potencial para expansão no país e os principais desenvolvimentos deverão ser feitos nas seguintes áreas:

- Redução de custos: manufatura, materiais, qualidade da automação;
- Aumento da eficiência de conversão: películas, tintas, isolamento, novas coberturas;
- Análise de componentes e sistemas completos;
- Novos tipos de coletores (tubos evacuados, concentradores estáticos);
- Suporte de engenharia a projetos: *softwares*, contratos de desempenho;
- Demonstração no sistema habitacional: pré-aquecimento industrial, hotéis e escolas;
- Capacitação de profissionais.

A.6. Células Combustíveis

O uso do hidrogênio como vetor energético tem sido muito estudado e existe um razoável consenso sobre suas vantagens em sistemas de energia do futuro. A expectativa é de uma grande complementaridade entre o sistema elétrico e o de hidrogênio, mas ainda é difícil prever as formas de transporte e armazenamento a serem adotadas. Isso implica em desenvolver sistemas competitivos capazes de produzir hidrogênio e em escalas compatíveis com as opções de geração de energia elétrica no futuro. O uso ideal para energia elétrica seria através de célula combustível. Possivelmente, as aplicações referentes à geração estacionária será o primeiro mercado para hidrogênio. Atualmente, está sendo realizado um grande investimento para uso de hidrogênio no setor de transportes, porém, não se espera, além de algumas aplicações iniciais, impactos significativos do uso de hidrogênio nos próximos anos.

No caso do Brasil, e de alguns outros países, há uma grande atenção para a produção de energia através do uso de fontes renováveis (eólica, solar, excedentes de energia hídrica). Evidentemente, isto passa pela competitividade destas alternativas. O uso futuro do hidrogênio em larga escala dependerá também do estabelecimento de uma infra-estrutura adequada. Esta infra-estrutura, assim como toda a área de geração, deverá contar com um trabalho essencial no estabelecimento de normas e padrões de segurança.

A tecnologia de células combustível tem despertado muito interesse e recebido grandes investimentos internacionais, tanto para aplicações móveis como estacionárias. O



Brasil já possui o Programa Brasileiro de Sistemas de Célula Combustível, que identifica grupos de pesquisas e sugere um trabalho em rede, sendo que as seguintes linhas de geração são apontadas como prioritárias:

- Desenvolvimento de células a combustível de diferentes tipos;
- Produção de hidrogênio a partir de fontes renováveis e tecnologias para armazenamento, transporte e distribuição de hidrogênio;
- Integração de sistemas de engenharia e eletrônica de potência, integração de componentes e integração à rede de eletricidade.

O setor de usos finais de energia apresenta grande diversidade tecnológica e grande potencial de introdução de alternativas e modificações. Estão incluídas aqui modificações no comportamento dos usuários de energia, implantação de melhores sistemas de gestão de energia, além de desenvolvimento e difusão de tecnologias mais eficientes. O Brasil ainda não possui uma estimativa do potencial econômico de introdução de tecnologias eficientes. Essa deve ser a primeira iniciativa para auxiliar na definição de prioridades para o desenvolvimento tecnológico relacionado com os diversos usos finais.



Anexo B – Aspectos do Sistema Elétrico Brasileiro

B.1. Histórico e Reestruturação do Sistema Elétrico Brasileiro

Nos últimos dez anos, muitas mudanças têm ocorrido em termos econômicos e políticos no mundo e, também, no Brasil. Na década de 90 o Governo Federal iniciou uma série de reformas na economia brasileira, sendo que uma das mais importantes foi a redução de sua participação em vários setores da atividade econômica. Desde então, o setor de energia elétrica no Brasil começou a se reestruturar a partir da aprovação da lei que trata da concessão dos serviços públicos e obteve, assim, as condições necessárias para se organizar de forma competitiva.

A partir de então, foram reunidos todos os fatores que poderiam contribuir para o surgimento de uma crise no Setor Elétrico Brasileiro (SEB), sendo dentre eles destacado o esgotamento da capacidade de geração de energia elétrica das hidrelétricas existentes, decorrente da falta de água em reservatórios, e o aquecimento da economia provocado pelo Plano Real (Pinhel *et al.* 2001). A necessidade de novos investimentos, a queda nas tarifas de geração das empresas, a escassez de recursos do Governo para atender a esta necessidade diante de outras prioridades, aliada a postergação da privatização do segmento, conduziu o Brasil a um panorama de incertezas quanto à garantia de oferta de energia (Figura B.1).

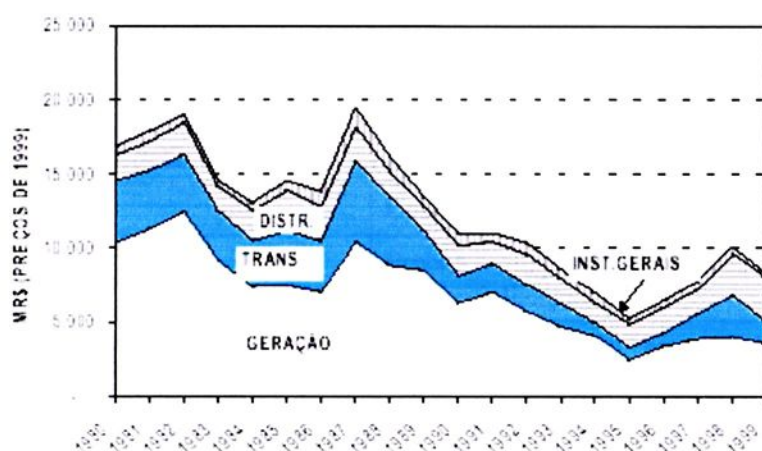


Figura B.1 – Investimento no setor elétrico de 1980 a 1999.

Portanto, havia a necessidade de se encontrar alternativas que viabilizassem uma reforma e expansão do setor, com capitais privados e a entrada de novos agentes, onde o governo assumisse o papel de orientador e fiscalizador dos serviços de energia elétrica.

Em 1996, através do Projeto RE-SEB (Projeto de Reestruturação do Setor Elétrico Brasileiro), iniciou a fase de concepção do novo modelo, sob a coordenação da Secretaria Nacional de Energia do Ministério de Minas e Energia (MME), chegando-se à conclusão de que era preciso criar uma Agência Reguladora (ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica), um operador para o sistema (ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico) e um órgão onde fossem transacionadas as compras e vendas de energia elétrica (MAE – Mercado Atacadista de Energia Elétrica), através de uma operadora (ASMAE – Administradora de Serviços do Mercado Atacadista de Energia Elétrica). O Projeto RE-SEB foi concluído em agosto de 1998, com toda a concepção do novo arcabouço setorial definida.

A Tabela B.1 mostra comparativamente as mudanças entre o modelo antigo do monopólio estatal e novo modelo do setor elétrico, onde se pode destacar como principal diferença, o incentivo à competição de geração e transmissão de energia favorecendo a concorrência e, conseqüentemente, oferecendo melhores preços para o consumidor.

Tabela B.1 – Quadro comparativo do Setor Elétrico Brasileiro.

Modelo Antigo	Modelo Novo
Financiamento através de recursos públicos.	Financiamento através de recursos públicos (BNDES) e privados.
Empresas estatais verticalizadas.	Concessionárias divididas por atividade: geração, transmissão, distribuição e comercialização.
Maioria de empresas estatais.	Abertura para empresas privadas.
Monopólios com competição inexistente.	Competição na geração e comercialização.
Consumidores cativos.	Consumidores Livres e Cativos.
Tarifas reguladas.	Preços livremente negociados na Geração e Comercialização.

Fonte: MAE (www.mae.org.br).

A reforma do setor provocou o surgimento de novas funções e modificou o conteúdo e a forma de outras atividades, tornando necessária a criação de novas entidades com papéis bem definidos, dentre as quais podem ser destacadas:

Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL)

A mudança de papel do Estado no mercado de energia, deixando de ser fundamentalmente executor para se tornar basicamente regulador, exigiu a criação de um



órgão altamente capacitado para normatizar e fiscalizar as atividades do setor elétrico.

Assim, foi criada a ANEEL, autarquia vinculada ao Ministério das Minas e Energia que tem por objetivos principais:

- Regular e fiscalizar a produção, transmissão, distribuição e comercialização de energia elétrica;
- Zelar pela qualidade dos serviços prestados e pela universalidade de atendimento;
- Cuidar do estabelecimento das tarifas para os consumidores finais;
- Preservar a viabilidade econômica e financeira dos agentes e da indústria para compatibilizar interesses.

Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS)

O ONS é um órgão privado, sem fins lucrativos, formado por agentes de geração, transmissão e distribuição, importadores e exportadores de eletricidade, consumidores livres, Ministério de Minas e Energia (MME) e Associação de Consumidores de Energia Elétrica.

Dentre as responsabilidades do ONS, podem ser citadas as seguintes:

- Planejamento e programação da operação centralizada e controle da geração e transmissão, visando otimizar o sistema interligado brasileiro;
- Supervisionar e controlar a operação do sistema de transmissão interligado e as interligações internacionais;
- Contratação e administração dos serviços de transmissão e das condições de acesso e dos serviços auxiliares;
- Propor à ANEEL expansões dos sistemas de transmissão da rede básica, assim como reforços às redes existentes;
- Determinação do despacho ótimo (despacho ideal) das unidades de geração e da transmissão de energia elétrica;
- Definição das regras e procedimentos de operação das unidades geradoras e das instalações da rede básica, sujeitas à aprovação da ANEEL.

Na atividade de determinação do despacho ótimo, em cada instante é decidido quais usinas irão gerar energia, quanta energia cada uma delas irá produzir, e como esta energia será escoada pelas redes de transmissão e distribuição de forma a atender a demanda. O despacho é baseado no custo marginal de geração das usinas disponíveis, o qual, nos casos das hidrelétricas, se baseia no custo de oportunidade do uso da água (utilizá-la naquele instante



para a geração ou estocá-la para uso futuro). O custo marginal da última unidade despachada irá determinar o preço da energia elétrica naquele instante no Mercado Atacadista de Energia.

Mercado Atacadista de Energia Elétrica (MAE)

O MAE é uma entidade de direito privado, sem fins lucrativos, submetida à regulamentação por parte da ANEEL para ser o ambiente onde se processam a contabilização e a liquidação centralizada no mercado de curto prazo.

A criação do MAE e a determinação de contratos bilaterais entre geradores e consumidores foram aspectos chaves à reestruturação do setor elétrico brasileiro, sendo o mesmo responsável pelas seguintes atividades:

- Promover registro dos contratos e contabilizar as transações no âmbito do MAE, que tenha por objeto a negociação de energia elétrica;
- Promover a liquidação financeira das transações efetuadas no Mercado de Curto Prazo;
- Promover a confiabilidade das operações realizadas no âmbito do MAE;
- Assegurar aos agentes participantes do MAE o acesso aos dados necessários para a conferência da contabilização de suas transações no MAE;
- Prover o acesso às informações sobre as operações realizadas no MAE;
- Receber e processar solicitações e manifestações dos Agentes, referentes às atividades desenvolvidas no âmbito do MAE;
- Elaborar, atualizar de forma controlada, implantar e divulgar as Regras e Procedimentos de Mercado.

Os preços do MAE são determinados por quatros submercados: sul, sudeste/centro-oeste, nordeste e norte, onde cada submercado tem seu próprio centro de gravidade e os preços são referidos ao seu centro de gravidade, aplicando fatores de perda de transmissão. Em resumo, cada submercado possui um centro de gravidade, no qual é contabilizada toda a energia produzida, consumida, importada ou exportada. Para que isso ocorra, são determinados fatores de perdas para a produção e o consumo de energia em cada barra do sistema, de modo a transformar a energia medida em cada local em energia produzida ou consumida no centro de gravidade do respectivo submercado.

A Figura B.2 mostra a estrutura física e comercial do setor elétrico brasileiro.



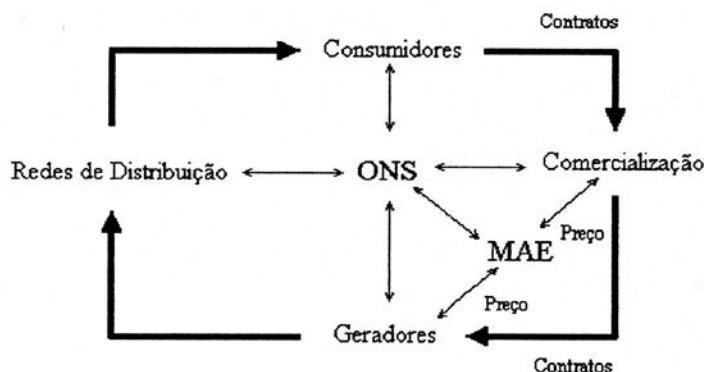


Figura B.2 – Estrutura física e comercial do setor elétrico brasileiro.

B.2. Evolução da Potência Elétrica Instalada no Brasil

A Tabela B.2 apresenta a evolução da potência elétrica instalada do Sistema Interligado Nacional (SIN), bem como em seus quatro subsistemas. Estes valores foram obtidos a partir dos relatórios de acompanhamento das usinas termelétricas, incluindo as emergenciais; das usinas hidrelétricas; das pequenas centrais hidrelétricas e das centrais geradoras eólicas, fornecidos pela ANEEL.

Tabela B.2 – Evolução da potência instalada no Brasil (MW).

REGIÃO	TIPO	2003	2004	2005	2006	2007	2008
Sudeste + Centro Oeste	Hidráulica	32614	33247	33811	34398	34638	34638
	Térmica PPT	1624	4877	5041	5041	5041	5041
	Térmica Emergencial	399	399	253	0	0	0
	Térmica (Outras)	2438	2166	1998	1998	1998	1998
	Nuclear	2007	2007	2007	2007	2007	2007
	Total	39082	42696	43110	43444	43684	43684
Sul	Hidráulica	11264	11329	11744	13084	13084	13084
	Térmica PPT	160	629	629	629	629	629
	Térmica (Outras)	2133	2171	2171	2171	2171	2171
	Total	13557	14129	14544	15884	15884	15884
Nordeste	Hidráulica	10748	10773	10933	10933	10933	10933
	Térmica PPT	843	1814	1814	1814	1814	1814
	Térmica Emergencial	1375	1375	603	0	0	0
	Térmica (Outras)	21	112	112	112	112	112
	Total	12987	14074	13462	12859	12859	12859
Norte	Hidráulica	5395	6520	7645	8395	8395	8395
	Total	5395	6520	7645	8395	8395	8395
Brasil	Hidráulica	60021	61890	64133	66810	67050	67050
	Térmica PPT	2627	7320	7484	7484	7484	7484
	Térmica Emergencial	1774	1774	856	0	0	0
	Térmica (Outras)	4592	4449	4281	4281	4281	4281
	Nuclear	2007	2007	2007	2007	2007	2007
	Total	71021	77419	78761	80582	80822	80822
ITAIPU (BR)	(50% Total)	6300	6300	7000	7000	7000	7000
BRASIL	Recurso Próprio	77321	83719	85761	87582	87822	87822
Argentina	Importação (Sul)	2178	2178	2178	2178	2178	2178
Paraguai	Compras Itaipu	5900	5870	6180	6159	6138	6117
BRASIL	Total	85399	91767	94119	95919	96138	96117

Fonte: Planejamento anual da operação energética ano 2004 (www.ons.gov.br).

B.3. Programa Prioritário de Termoeletricidade

O Brasil cruzou a década de 80 e a primeira metade dos anos 90 convivendo com um quadro crônico de falta de investimentos no setor elétrico. Em 1995, o Governo Federal, em parceria com a iniciativa privada, retomou as obras de 23 usinas que estavam paralisadas.

Apesar desse esforço, o crescimento da economia, em consequência do Plano Real, não permitiu que se aliviasse, de imediato, o desequilíbrio entre oferta e demanda de energia.

Para o período de 1999 a 2004 estimou-se a necessidade de um aumento de 40% da capacidade instalada ou 26 mil MW, de forma a atender a um crescimento de demanda de 5% ao ano. Entretanto, as obras hidrelétricas em andamento e a conclusão de Angra 2 asseguravam apenas cerca de 15 mil MW de aumento da capacidade instalada.

Desse modo, faltavam cerca de 11 a 12 mil MW para cobrir o crescimento projetado da demanda. Para atingir essa meta optou-se pelas usinas termelétricas movidas a gás natural que, além de poderem entrar em operação num prazo muito mais reduzido que outros tipos de usinas, aproveitavam a disponibilidade do gasoduto Bolívia-Brasil, inaugurado em 1999.

Assim, foi criado o Programa Prioritário de Termoeletricidade (PPT), para assegurar a expansão adicional da capacidade instalada de geração, tendo como garantia a oferta de até 50 milhões de m³/dia de gás natural boliviano, com preço vinculado ao custo de energia e não do petróleo.

Entre as prerrogativas deste programa, podem ser destacadas as seguintes:

- Suprimento garantido de gás natural por 20 anos, sujeito às regras do MME;
- Possibilidade das distribuidoras repassarem durante 20 anos o custo da energia elétrica aos seus consumidores cativos, respeitando às regras da ANEEL;
- Acesso garantido a um programa de suporte de financiamento do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES).



B.4. Crise Energética Brasileira

Com a redução dos investimentos em geração nos últimos anos, e com o atraso das obras previstas no PPT, o crescimento do mercado passou a ser atendido através da depleção dos reservatórios, ficando extremamente dependente da manutenção de condições hidrológicas favoráveis. No período úmido de 2001, ocorreram afluências extremamente baixas que, juntamente com os fatores abordados anteriormente, acabaram por ocasionar um déficit de energia no País.

Com a necessidade de rápidas providências para enfrentar a crise no abastecimento de energia, o Governo Federal criou a Câmara de Gestão da Crise de Energia Elétrica (CGCE) em 2001.

Esta câmara teve como objetivo propor e implementar medidas de natureza emergencial, decorrentes da situação hidrológica crítica para compatibilizar a demanda e a oferta de energia elétrica, de forma a evitar interrupções intempestivas ou imprevistas do suprimento de energia elétrica. Mediante um processo de aprimoramento do novo modelo do Setor Elétrico Brasileiro, a CGCE criou o Comitê de Revitalização do Modelo do Setor Elétrico para encaminhar propostas e, assim, corrigir suas disfunções e propor aperfeiçoamentos para o referido modelo.

Foram adotadas algumas medidas para administrar a crise, das quais se destacaram:

- O programa de redução do consumo em 20 %;
- A criação da Companhia Brasileira de Energia Elétrica (CBEE), que contratou aproximadamente 2000 MW de energia emergencial;
- A comercialização de cotas de energia;
- A criação, no âmbito da CGCE, do Comitê de Revitalização do SEB com o objetivo de reavaliar as características do modelo institucional do SEB e sugerir alterações para evitar novas crises.

A crise de energia foi gerenciada com sucesso e, após um volume de chuvas acima da média, foi possível recuperar os reservatórios a níveis acima de 60%, propiciando o término do racionamento em março de 2002.



B.5. Riscos para a Implantação de Projetos Termelétricos

A reestruturação do setor elétrico tem permitido o aumento da eficiência do mercado de energia elétrica. Isso tem ocorrido principalmente pela atuação dos agentes de comercialização de energia coordenados pelo governo, consumidores livres e agentes do segmento de geração e transmissão, garantindo, no ambiente de competição, as condições necessárias para aumentar a oferta do sistema e, assim, diminuir os preços quando comparados ao antigo regime monopolista estatal, beneficiando principalmente os consumidores.

Os principais pontos relacionados à capacidade dos agentes privados em investir na expansão do sistema elétrico de maneira a deixar os preços e a confiabilidade de suprimento de energia em níveis aceitáveis são a concentração de mercado, defesa da concorrência, barreiras estruturais para a entrada de novos agentes, impedimentos de livre negociação e pelo repasse dos preços entre geradores e consumidores.

A inexistência de uma visão clara dos investidores com relação aos riscos incorridos e suas conseqüências e a falta de perspectiva concreta de mecanismos de mitigação que podem caracterizar os riscos para projetos termelétricos tem ocasionado dificuldades na fixação de novos contratos para a venda de energia, impedindo a obtenção de financiamentos, se tornando um obstáculo à viabilização desses projetos e trazendo preocupação ao Governo no tocante ao cumprimento das metas do Programa Prioritário Termelétrico.

Existem vários fatores de risco estruturais e conjunturais para a implantação e viabilização de usinas térmicas no país, como a falta de turbinas no mercado internacional, as incertezas do licenciamento ambiental, o repasse do preço do combustível para as tarifas das distribuidoras, a eventual inexperiência em projeto, construção e montagem de usinas termelétricas por empresas brasileiras.

A operação de plantas termelétricas a gás natural no sistema elétrico interligado está associada a três fatores importantes:

- Vinculação ao regime de contratos de compra de combustível do tipo *take-or-pay*, exigidos pelo fornecedor de combustível;
- Forma de operação das centrais termelétricas, que funcionam em regime de complementação térmica;
- Produção de energia dependente da natureza estocástica da hidrologia.



Uma série de riscos é visualizada para a comercialização da energia termelétrica produzida, como é o caso do risco cambial; risco regulatório; volatilidade do preço “spot” de energia; além da eventual volatilidade dos encargos de transporte relativos ao uso das redes de transmissão e distribuição.

O processo decisório para implantação e ampliação de usinas térmicas deve ser adequado visando minimizar possíveis perdas no mercado de curto prazo em decorrência das variações de preços devido à variabilidade das condições hidrológicas, principalmente para a modalidade de investimento do tipo *project finance*, onde a estabilidade do fluxo de caixa e a minimização dos riscos financeiros incorridos no MAE devem ser enfaticamente buscadas.

A esta decisão associam-se as condições operativas do sistema, as decisões de investimento do parque gerador, a composição do parque gerador em sua configuração atual e a expectativa do plano indicativo de penetração de cada empresa no mercado consumidor e as taxas de crescimento de consumo previstas, permitindo configurar a expectativa de evolução do mercado atendido ao longo do horizonte de decisão.

Dentre os principais fatores de risco para os geradores termelétricos, podem ser destacados:

- Volatilidade do preço da energia no MAE;
- Receitas dos contratos de curto e longo prazo;
- Contratos de combustível;
- Preço do combustível e
- Taxa de câmbio.

No novo contexto comercial, a determinação do nível de contratação bilateral de cada empresa geradora ou comercializadora de energia torna-se uma variável estratégica, pois determinará o montante de retorno financeiro dos investimentos e da própria sobrevivência financeira das empresas. Os riscos financeiros concernentes a estas operações devem ser detalhadamente determinados, modelados e gerenciados.

Ramos *et al.* (2001) comentam que a imprevisibilidade quanto às vazões futuras é a principal componente da incerteza sobre os agentes do setor, incerteza que não pode ser eliminada, mas que deverá ser estimada com precisão suficiente para a tomada de decisão.



Anexo C – Aspectos do Gás Natural no Brasil

O gás natural tem uma alta capacidade calorífica e é o mais limpo dos combustíveis fósseis, tornando-se, assim, significativo na redução acentuada de emissões. A descoberta de recentes reservas em bacias brasileiras e o fornecimento proveniente do gasoduto Bolívia-Brasil têm colaborado para a diminuição dos custos finais do gás natural, tornando-se uma das melhores alternativas para a produção de eletricidade, tanto sob aspectos técnicos e econômicos, quanto sob aspectos de preservação ambiental.

C.1. Histórico

Desde 1988 a Constituição Brasileira garante aos Estados a exclusividade da exploração do serviço de distribuição do gás canalizado, porém, somente através de empresas estatais. Esse dispositivo alterou profundamente o setor, estimulando os Estados que não tinham a criarem suas próprias companhias de gás. Com isso, cresceu o número de empresas de distribuição, pois até aquele ano apenas 3 empresas existiam e somente 2 operavam, a CEG (Rio de Janeiro) e COMGÁS (São Paulo). Hoje, o Brasil tem 18 empresas em operação, conforme mostra a Tabela C.1.

A partir de 1995, várias mudanças vêm ocorrendo no setor de petróleo e gás natural, com a aprovação pelo Congresso Nacional de emendas constitucionais que trouxeram alterações substanciais na atual estrutura institucional de petróleo e derivados, nas quais foram mudadas as regras para a participação do capital privado no tocante à exploração, produção e comercialização de petróleo e derivados.

Dessa forma, alguns estados da Federação passaram a adotar programas de privatização de suas empresas de distribuição de gás natural, tendo como base a perspectiva de que, com a transferência da sua propriedade e operação para empreendedores privados, ocorra um processo simultâneo de aumento dos investimentos e eficiência, resultando em melhor serviço ao menor preço para os consumidores.

Na nova estrutura reguladora federal do setor, além da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), foi criada a Agência Nacional do Petróleo (ANP), responsável pelas atividades regulatórias referentes ao petróleo, excetuando-se a distribuição, controle e da supervisão sobre o gás canalizado, no sentido de assegurar que o seu poder de monopólio não se contraponha às necessidades da sociedade. Dessa forma, o movimento de privatização de concessionárias estaduais de energia elétrica e gás, mais a criação das agências federais,



tiveram como efeito imediato que vários estados criassem as suas próprias entidades de regulação.

O rápido crescimento e desenvolvimento do setor elétrico, aliado à entrada do gás liquefeito de petróleo (GLP) em botijões, resultaram num processo de estagnação do gás canalizado no Brasil. O GLP, através de uma política de subsídios, conquistou o mercado de cocção de alimentos, e a energia elétrica dominou o setor de iluminação.

Tabela C.1 – Vendas de gás das distribuidoras brasileiras por segmento.

UF	Empresas	Industrial	Automotivo	Residencial	Comercial	Cogeração	Geração Elétrica	Total
CE	Cegas	188,54	156,04	0,22	0,28	36,72	1158,9	1540,69
RN	Potigás	160,34	157,89	0	0,22	0	0,44	318,89
PB	PBGás	162,73	73,44	0	0	0	0	236,17
PE	Copergás	664,93	144,27	0,06	0,44	0	0	809,7
AL	Algas	331,61	69,31	1,63	2,59	0	0	405,14
SE	Emsergás	139,99	6,5	0,05	0,01	0	0	202,55
BA	Bahiagás	2.559,0	176,0	0,04	0,2	1136,0	0,02	3871,26
MG	Gasmig	1046,85	250,37	0	10,16	0	867,91	2175,29
MS	MSGás	10,24	15,94	0	0,66	0	1796,74	1823,58
ES	Petrobrás	1082,37	104,45	0,43	0,98	0	0	1188,22
RJ	CEG	1618,3	1480,8	330,6	168,1	196,1	726,4	4520,3
RJ	CEG Rio	2166,8	188,1	2,6	1,1	0	1631,5	3990,1
SP	Gás Natural	519,06	44,76	7,69	11,52	0	0	583,03
SP	Gás Brasileiro	173,36	13,04	0,22	1,28	0	0	187,9
SP	Comgás	7874,0	1048,0	319,0	260,0	1209,0	190,0	10900,0
PR	Compagás	523,13	54,27	0,6	3,17	80,89	0,11	662,16
SC	SCGás	1031,04	109,66	0	0,8	0	0	1141,5
RS	Sulgás	584,1	104,41	0	5,63	239,99	506,31	1440,44
TOTAL		20836,39	4253,25	663,14	467,14	2898,70	6878,00	35996,92

Fonte: Revista Brasil Energia (Julho de 2004).

C.2. Aspectos Regulatórios

Na década de 90, foram dados alguns passos no sentido da criação de estruturas do Governo Federal, já que este sempre teve atuante papel como detentor das matérias-primas, dos principais investimentos e na infra-estrutura. Assim, além do Ministério de Minas e Energia (MME), foram criadas a Secretaria Nacional de Energia (SNE) e o Departamento



Nacional de Combustíveis (DNC), que substituiu o Conselho Nacional de Petróleo (CNP). Ao Ministério de Minas e Energia, através da Secretaria Nacional de Energia, cabia a responsabilidade de formular políticas energéticas no âmbito nacional, como, por exemplo, exercer o papel de supervisionar, controlar e fiscalizar atividades energéticas sob a égide da União, como geração hidroelétrica e as atividades no monopólio da União. No que se refere aos assuntos ligados ao petróleo, cabia ao Ministério supervisionar e fiscalizar a execução de planos e atividades da Petrobrás e de suas subsidiárias.

O Ministério da Fazenda, através da Secretaria de Acompanhamento Econômico, ainda tem um grande peso nas questões tarifárias e de preços, relativo ao gás natural produzido pela Petrobrás. Em 1994, através de negociações entre as empresas estaduais distribuidoras de gás natural, a Petrobrás e os órgãos federais, foi estabelecida pela primeira vez uma política de preço para o gás matéria-prima. O preço do gás natural no *city-gate*, de origem nacional, foi fixado em 75% do preço ao consumidor do óleo combustível do tipo A1. O gás importado da Bolívia tem regras próprias de preço.

Com a aprovação pelo Congresso Nacional da Lei 9.478, em agosto de 1997, ficou estabelecido finalmente, em âmbito federal, o conceito de regulação, pois, além das definições concernentes aos monopólios do setor de petróleo e gás natural, foram criados dois órgãos: a ANP - Agência Nacional de Petróleo e o CNPE - Conselho Nacional de Política Energética.

C.3. Aspectos Ambientais

A geração termelétrica a gás natural tem como principais poluentes gerados no processo de combustão o monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO₂), hidrocarbonetos (HCs) e dióxido de carbono (CO₂). A presença destes gases na atmosfera contribui para a formação de oxidantes fotoquímicos e chuva ácida, bem como para a intensificação das mudanças climáticas globais, dado que o CO₂ e os HCs estão entre os principais gases que causam o efeito estufa.

Quanto aos aspectos técnico-ambientais, a utilização do gás natural reduz o tempo e o número de paradas de manutenção no maquinário, na medida em que as paradas têm implicações tanto no processo produtivo, quanto na qualidade ambiental, uma vez que alguns equipamentos poluem mais durante as operações de partida e de parada do que quando trabalhando em regime normal.

Outra vantagem é que o gás natural, em princípio, é isento de enxofre e de cinzas, o que torna dispensável as custosas instalações de desulfurização e eliminação de cinzas que são



exigidas nas térmicas a carvão e a óleo. O problema da chuva ácida é mínimo em uma térmica a gás natural e a contribuição para o aquecimento global, por kW gerado, é muito menor que nas correspondentes a carvão e óleo, por força da melhor eficiência térmica. Como o gás natural é rico em hidrogênio, quando comparado aos demais combustíveis fósseis, a proporção de gás carbônico gerado por sua queima é significativamente mais baixa.

O problema ambiental mais acentuado nas instalações a gás natural é o de emissão de óxidos de nitrogênio. Os últimos desenvolvimentos técnicos prevêem a utilização de queimadores com injeção de água ou vapor na zona de combustão das turbinas, o que, além de reduzir o NO_x , ainda eleva a capacidade produtiva de máquina por aumento do fluxo de massa através da turbina.

O meio ambiente merece especial atenção para direcionar o desenvolvimento tecnológico do setor de gás, seja no país, ou internacionalmente. Estudos deverão ser concentrados em áreas como o gerenciamento de riscos, atendimento de acidentes ambientais e recuperação de passivos ambientais (Mendes & De-Lemos, 2002).

Recentemente, mudanças na matriz energética dos países em desenvolvimento, motivadas pelo processo de desregulamentação e competição de livre mercado, tem causado substancial impacto ambiental devido a problemas associados com poluição atmosférica, ruído em áreas densamente povoadas, contaminação de reservatórios de água, destruição de solos e sistemas naturais, inadequada gestão de reservas naturais, etc.

No caso particular do Brasil, o crescente uso de gás natural e de combustíveis fósseis para produção de energia elétrica tem sido fomentado pelo governo federal, trazendo, entretanto, inevitável impacto ao meio ambiente e poluição, se comparado ao tipo de energia antes produzida de origem hidrelétrica.

De qualquer forma, diante de todos os condicionantes de degradação, é importante que se trace uma matriz de impactos ambientais, que permita a identificação dos impactos mais significativos, demonstrando sua intensidade e onde estão inseridos (Mendes & De-Lemos, 2002).

A avaliação de impactos ambientais pode ser feita através de diversas metodologias, dentre as quais, tem-se:

- As matrizes de impacto ambiental, aplicadas em projetos de aproveitamentos múltiplos de reservatórios, construção de usinas termelétricas, de rodovias, etc;
- Os índices de qualidade ambiental, que é a sistematização de informações coletadas através de monitoramento ou pesquisas intensivas de parâmetros capazes de

quantificar o impacto causado pela instalação/implantação de projetos;

- Os modelos físicos e matemáticos, que simulam a distribuição espacial e temporal dos indicadores ambientais direcionados a determinado problema, como a qualidade do ar, da água, a disposição final de resíduos e emissões nos meios pedo-geológico, geomorfológico, atmosférico e hidrográfico.

C.4. Redes de Distribuição e Perspectivas de Aumento de Consumo

Em termos de infra-estrutura de transporte, o Brasil não é bem servido como outros países. A Figura C.1 mostra a rede com os principais gasodutos do Brasil. Em termos de distribuição, somente duas cidades possuem estrutura de rede mais completa nas respectivas regiões metropolitanas: Rio de Janeiro e São Paulo.



Figura C.1 – Gasodutos no Brasil

As diretrizes da política energética nacional sinalizam que o gás natural deverá responder por 12% da energia primária em 2010 (CGTEE, 2003). As tecnologias e necessidades indicam novos equipamentos, produtos e processos relacionados ao uso de gás

natural no país, destacando-se: desenvolvimento de tecnologias e processos para auxiliar a agregação de valor a derivados, novos processos de conversão para líquidos, transporte, distribuição, armazenamento, metrologia do gás natural, identificação de gargalos tecnológicos para o desenvolvimento do mercado nacional de gás natural, e o aumento de eficiência em sua aplicação (equipamentos de uso final).

C.5. Características Técnicas

A densidade do gás natural é menor que a do ar atmosférico e, por isso, ele se dispersa rapidamente por ocasião de vazamento, eliminando-se, assim, o risco de incêndio.

Antes de seguir para o consumidor, o gás natural passa por um processo de tratamento que consiste na remoção do enxofre, que se concentra na forma de ácido sulfídrico (H₂S). A toxidez deste ácido é semelhante à apresentada pelo ácido cianídrico (HCN) e duas vezes maior que a do monóxido de carbono (CO). Em contato com a água, forma o ácido sulfúrico que é altamente corrosivo e que poderia danificar os equipamentos.

O dióxido de carbono (CO₂) é também removido, principalmente para evitar a formação de gelo seco nos processos de condensação do gás natural.

A toxidez de um gás está relacionada com a porcentagem de monóxido de carbono contido no combustível, ou nos produtos de combustão, quando ela ocorre de maneira incompleta. O gás natural é inodoro, não detectável pelos sentidos humanos e altamente tóxico e explosivo, quando misturado ao ar.

As principais propriedades características do gás natural boliviano e sua composição média são descritas nas Tabela C.2 e C.3, respectivamente.

Tabela C.2 – Propriedades médias do gás natural boliviano.

Propriedades	Média
Poder Calorífico Superior (kcal/Nm ³)	9,958
Poder Calorífico Inferior (kcal/Nm ³)	8,993
Densidade Relativa (ar = 1)	0,602
Massa Molecular Aparente (g/mol)	17,367
Relação Gás/Ar (m ³ /m ³)	1/9,96
Limite de Inflamabilidade Superior (% gás no ar)	14,9
Limite de Inflamabilidade Inferior (% gás no ar)	4,8

(Fonte: www.sulgas.rs.gov.br)



Tabela C.3 – Composição média em volume do gás natural boliviano.

Substância	Fórmula	Volume (%)
Metano	CH ₄	91,8
Etano	C ₂ H ₆	5,58
Propano	C ₃ H ₈	0,97
Iso-Butano	C ₄ H ₁₀	0,03
N-Butano	C ₄ H ₁₀	0,02
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,10
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,08
Nitrogênio	N ₂	1,42

(Fonte: www.sulgas.rs.gov.br)

Anexo D – Exemplos de Usinas Térmicas

Nesse anexo são apresentadas algumas Usinas Térmicas que utilizam ciclos de vapor e ciclos combinados. É possível visualizar algumas características típicas das configurações, bem como os níveis de pressão e temperatura dos principais fluxos de cada planta.

D.1. Usina Naistenlahti

A usina Naistenlahti está localizada na Finlândia e opera com gás natural produzindo energia e vapor para processo. Em 1998 passou por um repotenciamento na qual a caldeira tradicional foi substituída por uma caldeira de recuperação de um nível de pressão e circulação natural e por uma turbina a gás do modelo 6FA da GE. A planta pode operar de duas formas: sem queima suplementar, quando atinge 94 MW, vazão de 30,9 kg/s de vapor a 525°C e 50 bar ou com queima suplementar, quando sua capacidade produtiva chega a 98 MW, vazão de 60 kg/s de vapor e a 525°C e 90 bar.

A Figura D.1 mostra a planta térmica atual da Usina de Naistenlahti (Fonte: www.ewe.ch).

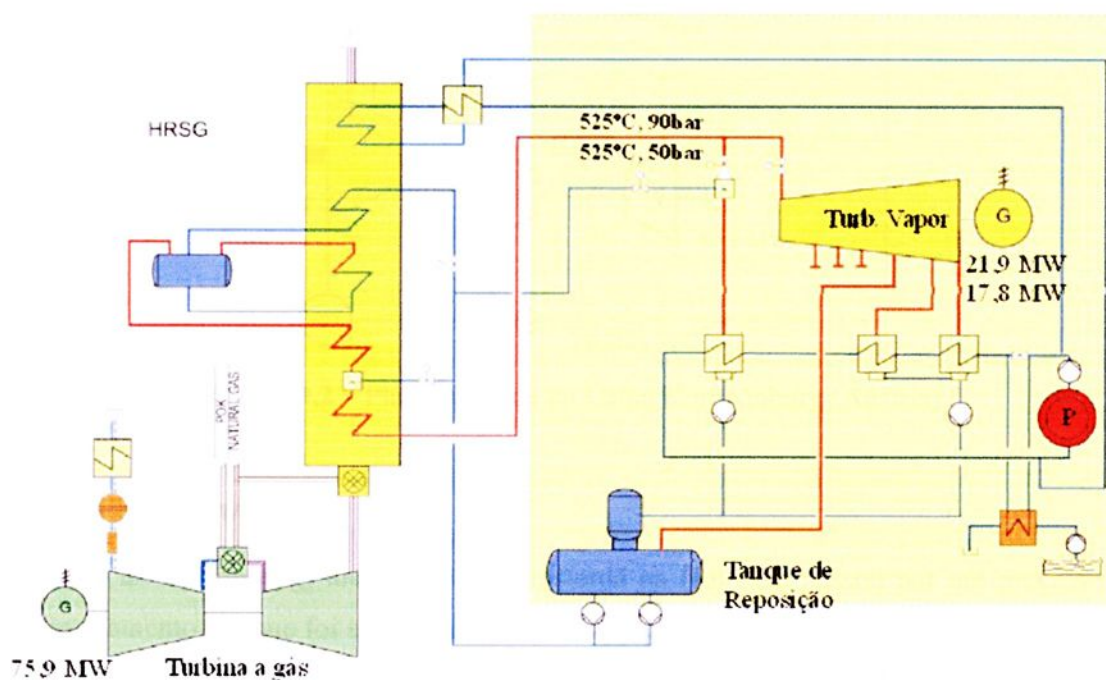


Figura D.1 – Planta térmica da Usina de Naistenlahti (Finlândia).

eficiência do ciclo. A eficiência da planta era de 41,3% e teve um acréscimo de 4,6% após a repotencialização e um ganho de 28% na potência total produzida.

A Figura D.3 mostra a planta térmica da Usina Hemweg (Fonte: Horlock, 1992).

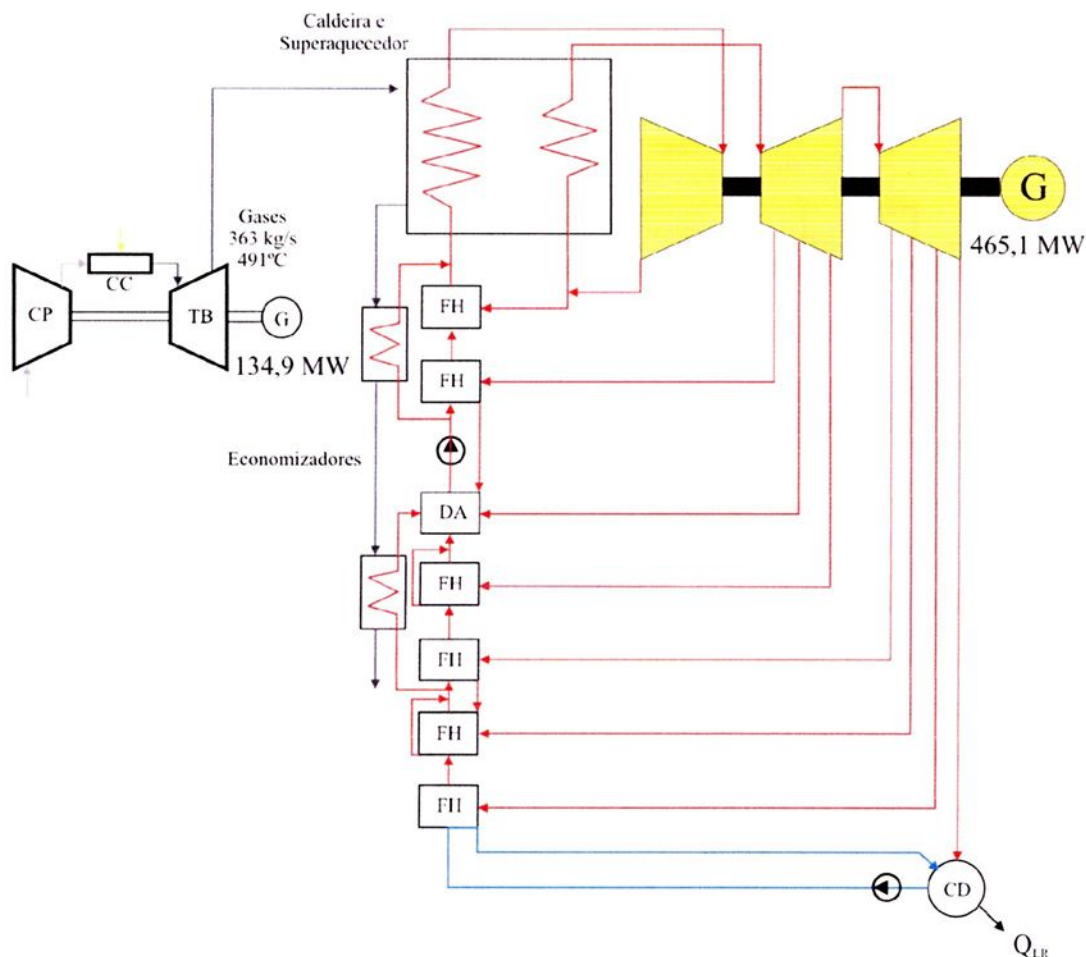


Figura D.3 – Planta térmica da Usina Hemweg (Holanda).

D.4. Usina Nokia

A usina Nokia também está localizada na Finlândia e opera com gás natural produzindo energia e vapor para processo a três níveis diferentes de temperatura e pressão e ainda fornece calor através da caldeira de recuperação para um distrito industrial e para um trocador de calor de Glycol. Em 1997 passou por um repotenciamento onde a turbina de contra pressão foi substituída por uma de extração condensação e por uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão e circulação natural, e por uma turbina a gás do modelo 6FB da *Thomassen International*. A planta pode operar com e sem queima suplementar.

A Figura D.4 mostra a planta térmica da Usina de Nokia (Fonte: www.ewe.ch).

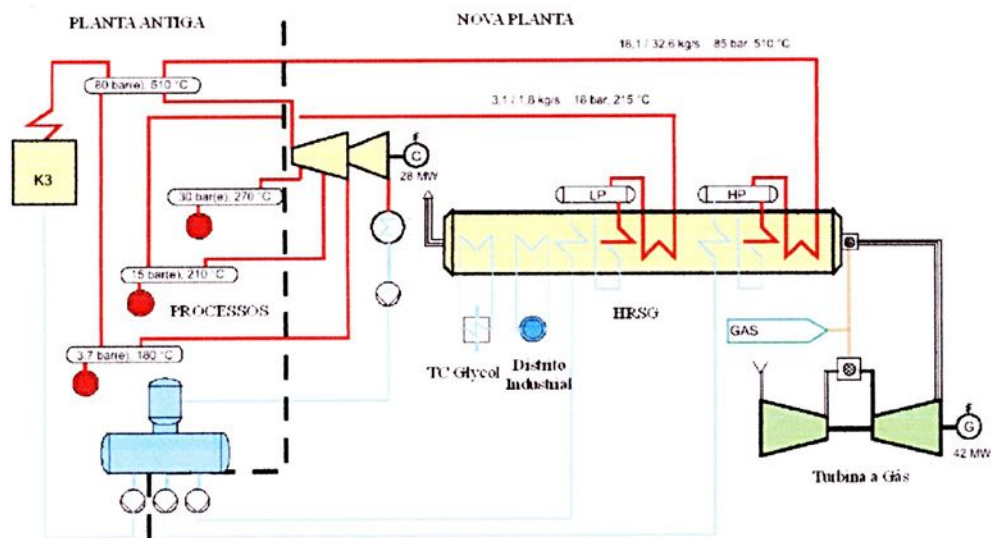


Figura D.4 – Planta térmica da Usina de Nokia (Finlândia).

D.5. Companhia Siderúrgica Nacional

A Companhia Siderúrgica Nacional (CSN) está localizada em Volta Redonda no Rio de Janeiro e tem hoje a maior planta térmica de cogeração do Brasil. A planta usa somente gases residuais de processos siderúrgicos. Ela tem três caldeiras que fornecem vapor a 540 °C e 130 bar para quatro turbinas a vapor, sendo duas para acionamento de sopradores utilizados em processos da companhia de 17 MW cada e duas para produção de eletricidade (130 MW cada). O vapor sai das turbinas a 250 °C e 12 bar e é utilizado no processo industrial da siderúrgica. A Figura D.5 mostra a planta térmica simplificada da CSN (Fonte: Lima, 2001).

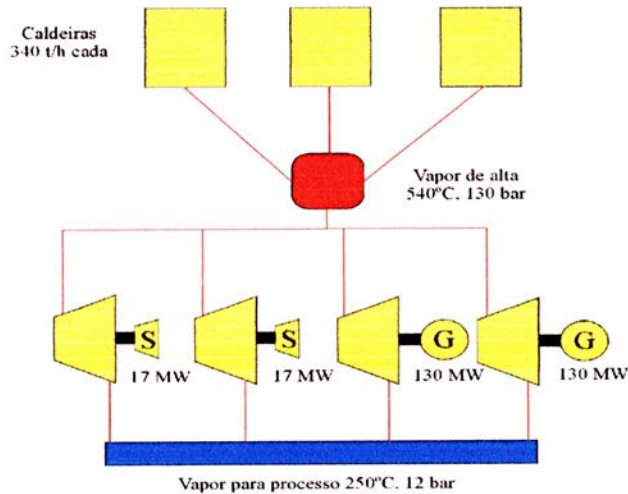


Figura D.5 – Planta térmica simplificada da CSN (Brasil).



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

Campus de Ilha Solteira
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica
Av. Brasil Centro, 56
CEP 15385-000 - Ilha Solteira - SP
www.dem.feis.unesp.br

