

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise Exergética, Termoeconômica e
Ambiental de uma Usina Termoelétrica
Supercrítica a Carvão Mineral**

Autor: César Adolfo Rodriguez Sotomonte

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Itajubá, Maio de 2009

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise Exergética, Termoeconômica e
Ambiental de uma Usina Termoelétrica
Supercrítica a Carvão Mineral**

Autor: César Adolfo Rodriguez Sotomonte

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Maio de 2009

M.G. – Brasil

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB_6/1700

R696a

Rodriguez Sotomonte, César Adolfo

Análise exergética, termoeconômica e ambiental de uma usina termoelétrica supercrítica a carvão mineral / César Adolfo Rodriguez Sotomonte. -- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2009.

117 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Exergia. 2. Termoeconomia. 3. Usina supercrítica. 4. Carvão mineral. I. Silva, Rogério José da, orient. II. Universidade Federal de Itajubá. III. Título.

CDU 536.7(043)

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise Exergética, Termoeconômica e
Ambiental de uma Usina Termoelétrica
Supercrítica a Carvão Mineral**

Autor: César Adolfo Rodriguez Sotomonte

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Silvia Azucena Nebra de Perez - UNICAMP

Prof. Dr. Francisco de Sousa Junior – IFET – MG

Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva - UNIFEI

Prof. Dr. Rogério José da Silva (Orientador) - UNIFEI

Dedicatória

À minha noiva Bárbara, por seu amor e companhia que me fizeram sentir sempre em casa e minha família que sempre se esforçou para que as coisas sempre fossem à meu favor.

Agradecimentos

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Rogério José da Silva, pela competência, paciência e amizade.

Aos meus amigos Colombianos, Guido Alberto, Sandra, Simón e Aldemar, pelo permanente incentivo, colaboração, amizade e momentos de lazer.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico CNPq pelo apoio financeiro, através do Programa de bolsas.

Muito Obrigado!

Resumo

RODRIGUEZ, C. A. S. (2009), *Análise Exergética, Termoeconômica e Ambiental de uma Usina Supercrítica a Carvão Mineral*, Itajubá, 117p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Historicamente usinas termelétricas de carvão mineral estiveram limitadas em sua eficiência pelo uso do ciclo convencional de Rankine. Porém, recentes desenvolvimentos tecnológicos têm possibilitado o aumento da eficiência do ciclo de vapor nestas usinas. Existem muitas formas de se gerar eletricidade, mas uma parcela da demanda de eletricidade no mundo pode ser fornecida por centrais elétricas supercríticas, com o uso do carvão mineral, porém com reduções significativas na emissão de poluentes. Este trabalho tem como objetivo principal a aplicação dos conceitos da Teoria Estrutural da Termoeconomia e da Análise Exergética a um ciclo supercrítico de Rankine a carvão mineral de 500 MW a plena carga. Aqui são avaliadas as irreversibilidades e rendimentos dos componentes que constituem o sistema térmico, além dos custos exergéticos dos fluxos internos e do produto final da usina termelétrica. Discutem-se os problemas atmosféricos gerados pela utilização desta tecnologia e utiliza-se o conceito da eficiência ecológica para avaliar de forma global o impacto ambiental de uma usina termelétrica em função da eficiência do ciclo termodinâmico e a qualidade do combustível. Além disso, é apresentado um estudo sobre a origem, as características, reservas e produções em escala internacional do carvão mineral e gás natural ao longo dos últimos anos.

Palavras-chave:

Exergia, Termoeconomia, Usina Supercrítica, Carvão Mineral.

Abstract

RODRIGUEZ, C. A. S. (2009), *Exergetic, Thermo-economic and Environmental Analysis of Supercritical Cycle for Coal Power Plant*, Itajubá, 117p. MSc. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Conventional coal power plants have historically been limited to the conventional cycle. However, recent technological developments have led to the capability to increase the Rankine cycle efficiency. There are many routes to generate electricity, but the huge demand of electricity over the world can be provided by supercritical coal power stations. This will reduce the use of coal and leads to significant reductions in pollutant emissions. This work has as main objective the implementation of the concepts of the Thermo-economic Structural Theory and the Exergetic Analysis in a Rankine supercritical cycle of coal to 500 MW at full load conditions. The exergetic and thermo-economic analysis is aimed to evaluate the exergy destruction in each component and the exergetic efficiencies as well as the exergetic costs of internal flows and the final product of the thermoelectric plant. The atmospheric environmental problems generated by the use of this technology are discussed and it uses the concept of eco-efficiency in order to assess the overall environmental impact of a thermoelectric power plant as a function of the thermodynamic cycle efficiency and quality of fuel. In addition, is presented a study about the origin, characteristics, reserves and production on an international scale of coal and natural gas in recent years.

Keywords:

Exergy, Thermo-economic, Supercritical Plant, coal.

Sumário

SUMÁRIO	I
LISTA DE FIGURAS	IV
LISTA DE TABELAS	VI
SIMBOLOGIA	VIII
CAPÍTULO 1.	1
1 INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2.	4
2 PERSPECTIVAS PARA A GERAÇÃO TERMOELÉTRICA	4
2.1 Energia Elétrica	4
2.2 Geração de Energia Elétrica	6
2.3 Recursos Energéticos	9
2.3.1 Carvão Mineral	10
2.3.2 Gás Natural	15
2.3.3 Reservas e Produção para a Geração Elétrica.	20
CAPÍTULO 3	22
3 USINAS SUPERCRÍTICAS A CARVÃO E IMPACTO AMBIENTAL	22
3.1 Descrição da Tecnologia.	24
3.2 Impactos Atmosféricos	28
3.2.1 Qualidade do Ar	28
3.2.2 A Mudança Climática	32
3.3 Eficiência Ecológica	34
3.3.1 Aplicação da Eficiência Ecológica a Termelétricas a Carvão	42

CAPÍTULO 4	46
4 EXERGIA E TERMOCONOMIA	46
4.1 Exergia	46
4.2 Análise Exergética	47
4.2.1 Modelo do Entorno ou Ambiente Físico.	47
4.2.2 Componentes da Exergia	49
4.2.3 Exergia de Fluxo de Instalações Termelétricas	51
4.2.4 Balanço de Exergia	55
4.2.5 Eficiência Exergética	57
4.3 Termoeconomia	58
4.3.1 Definição do Conceito Recurso (F) – Produto (P)	59
4.3.2 Estrutura Física e Produtiva	61
4.3.3 Processo de Formação de Custos	64
4.3.4 Teoria do Custo Exergético (TCE)	66
4.3.5 Neguentropia	68
CAPÍTULO 5	70
5 ESTUDO DE CASO: USINA SUPERCRÍTICA A CARVÃO MINERAL	70
5.1 Usina Supercrítica Nordjylland3	70
5.2 Configuração do Ciclo Supercrítico e Estrutura Física	72
5.3 Análise Exergética	76
5.4 Construção da Estrutura Produtiva	78
5.5 Modelo Termoeconômico	85
5.6 Alocação de Custos Exergéticos	86
5.7 Discussão de Resultados	89
CAPÍTULO 6	97
6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	97
6.1 Conclusões	97
6.2 Recomendações para Trabalhos Futuros	98
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	100
APÊNDICE A	107
APÊNDICE B	111
APÊNDICE C	113

Lista de Figuras

Figura 2.1 Consumo mundial de energia elétrica.....	5
Figura 2.2 Participação porcentual da energia primária na geração de eletricidade em 2005. ...	7
Figura 2.3 Energia elétrica gerada pelos países da América Central e do Sul em 2005.	8
Figura 2.4 Capacidade instalada de geração elétrica do Brasil.	8
Figura 2.5 Classificação do Carvão.....	11
Figura 2.6 Reservas provadas de carvão no mundo.	13
Figura 2.7 Reservas de carvão na América Latina.	13
Figura 2.8 Participação do carvão na demanda de energia primária.....	14
Figura 2.9 Principais produtores de carvão no mundo.	15
Figura 2.10. Participação do gás natural na demanda de energia primária.	17
Figura 2.11 Distribuição porcentual do consumo de gás por regiões.....	18
Figura 2.12 Produção de gás no mundo.	19
Figura 2.13 Distribuição porcentual da produção de gás.	19
Figura 2.14 Preço Relativo dos combustíveis fósseis.....	21
Figura 3.1 Diminuição das emissões de CO ₂ em função da eficiência.	23
Figura 3.2 Aumento Relativo da eficiência com a temperatura.	24
Figura 3.3 Aumento da eficiência em função dos parâmetros de operação	25
Figura 3.4 Diagrama (h - s) da expansão e reaquecimento do vapor no ciclo supercrítico.....	27
Figura 3.5 Variação de ψ em função de η	37
Figura 3.6 Variação de ψ em função de Πg	37
Figura 3.7 Comparação do cálculo de ψ em função de η	38
Figura 3.8 Cálculo de ψ em função de η	41
Figura 3.9 Eficiência Ecológica sem controle.	43
Figura 3.10 Eficiência Ecológica com controle.....	44
Figura 4.1 Estrutura Física caldeira a carvão.	60

Figura 4.2 Estrutura física (a) e produtiva de uma caldeira (b).....	62
Figura 4.3 Processo Seqüencial genérico.	66
Figura 5.1 Caldeira e abastecimento de ar de Nordjylland 3.....	71
Figura 5.2 Sistema de expansão do vapor Nordjylland 3.....	72
Figura 5.3 Ciclo Supercrítico Usina de Vapor de 500 MW.	75
Figura 5.4 Estrutura produtiva da caldeira supercrítica.....	81
Figura 5.5 Estrutura produtiva do ciclo de vapor da usina supercrítica.	84
Figura 5.6 Porcentagem da destruição de exergia dos equipamentos da usina.	89
Figura 5.7 Contribuição de cada subsistema no total da irreversibilidade da caldeira.....	90
Figura 5.8 Contribuição de cada subsistema no total da irreversibilidade da turbina.	91
Figura 5.9 Eficiência exérgica de cada equipamento da usina supercrítica.	91
Figura 5.10 Eficiência exérgica de cada subsistema da usina supercrítica.....	92
Figura 5.11 Custos exérgicos dos produtos.	93
Figura 5.12 Custos exérgicos dos recursos.....	93
Figura 5.13 Custos exérgicos unitário dos produtos.....	94
Figura 5.14 Composição do custo exérgico unitário dos produtos.....	95
Figura 5.15 Custo específico unitário de irreversibilidade e destruição de exergia específica.....	96

Lista de Tabelas

Tabela 2-1 Consumo elétrico e produto interno bruto países do mundo em 2007.....	5
Tabela 2-2 Energia elétrica gerada por regiões em 2005.	7
Tabela 2-3 Tipos de geração elétrica na América Latina.	9
Tabela 2-4 Classificação dos combustíveis segundo seu estado físico.	10
Tabela 2-5 Distribuição das reservas de gás natural do mundo em 2006.....	16
Tabela 2-6 Relação reservas e produção dos combustíveis para a geração termelétrica	20
Tabela 3-1 Formação do NO _x térmico pelo mecanismo de Zeldovich.....	30
Tabela 3-2 Formação do NO _x combustível.	31
Tabela 3-3 Formação da chuva ácida.	32
Tabela 3-4 Características dos combustíveis virtuais.....	36
Tabela 3-5 Características de combustíveis sólidos com alto teor de enxofre.	38
Tabela 3-6 Características dos combustíveis virtuais.....	39
Tabela 3-7 Características de combustíveis sólidos.	40
Tabela 3-8 Emissões atmosféricas do carvão betuminoso.	42
Tabela 3-9 Emissões atmosféricas do carvão betuminoso com controle.	43
Tabela 3-10 Emissões atmosféricas de carvão Betuminoso.....	44
Tabela 4-1 Ambiente de referência para o cálculo da exergia.	49
Tabela 4-2 Definição Recurso – Produto da estrutura física da caldeira.....	60
Tabela 4-3 Definição Recurso - Produto da estrutura produtiva da caldeira.....	63
Tabela 4-4 Equações características da caldeira a carvão.	63
Tabela 4-5 Tabela Recurso–Produto.	64
Tabela 5-1 Condições de operação da usina.....	73
Tabela 5-2 Descrição dos fluxos da usina termoeletrica	74
Tabela 5-3 Propriedades do carvão betuminoso.....	76
Tabela 5-4 Entorno do sistema.	76

Tabela 5-5 Exergias dos fluxos.	77
Tabela 5-6 Destruição de exergia e eficiência exergética dos componentes da usina.	78
Tabela 5-7 Definição <i>F-P</i> caldeira supercrítica desagregada.	80
Tabela 5-8 Definição <i>F-P</i> do ciclo supercrítico de Rankine.	82
Tabela 5-9 Recursos, produtos e coeficientes de produção da estrutura produtiva.	85
Tabela 5-10 Custo exergético unitário e custo exergético dos subsistemas.	86
Tabela 5-11 Composição do custo exergético unitário dos produtos.	88

Simbologia

Letras Latinas

B	-	Exergia
B [*]	-	Custo Exergético
b	-	Exergia Específica
b ⁰	-	Exergia Química Padrão
E	-	Energia Total
g	-	Gravidade
H	-	Entalpia
h	-	Entalpia Específica
I	-	Irreversibilidades
k	-	Consumo Exergético Unitário – Coeficiente técnico de Produção
k [*]	-	Custo Exergético Unitário
L	-	Perdas
l	-	Altura
n	-	Fluxo em mols
m	-	Fluxo de Massa
P	-	Produtos
p	-	Pressão
pv	-	Pressão de Vapor
Q	-	Calor
R	-	Recursos
r	-	Razão de Exergia
S	-	Entropia
s	-	Entropia Específica

T	-	Temperatura
U	-	Energia Interna
u	-	Energia Interna Específica
W	-	Trabalho de eixo
x	-	Composição Mássica
y	-	Composição Molar

Letras Gregas

ε	-	Eficiência Exergética
η	-	Eficiência
ψ	-	Eficiência Ecológica
μ	-	Potencial Químico
μm	-	Micrômetros
ν	-	Velocidade
σ	-	Entropia Gerada

Abreviaturas

ATSDR	-	Agência para Substâncias Tóxicas e Registro de Doenças.
BEN	-	Balanço Energético Nacional
DTI	-	Department of Trade and Industry
ENVTOX	-	Environmental Toxicology
EPA	-	United States Environmental Protection Agency
NOAA	-	National Oceanic and Atmospheric Administration
OLADE	-	Organização Latino-americana de Energia
PCI	-	Poder Calorífico Inferior
PCS	-	Poder Calorífico Superior
PIB	-	Produto Interno Bruto
PPA	-	Paridade do poder aquisitivo
PPT	-	Programa Prioritário de Termelétricidade

Subscritos

e	-	Entrada
i	-	Componente da Mistura Gasosa
i	-	Número do Fluxo do sistema
m	-	Número de Fluxo
n	-	Número do Equipamento do sistema
s	-	Saída
SYS	-	Sistema
vc	-	Volume de Controle
0	-	Ambiente de Referência

Sobrescritos

CH	-	Química
KN	-	Cinética
M	-	Mecânica
N	-	Não Reativo
PH	-	Física
PT	-	Potencial
R	-	Reativo
T	-	Térmica

Capítulo 1.

1 INTRODUÇÃO

Energia e desenvolvimento são conceitos fortemente ligados, motivo pelo qual podemos assegurar que o progresso da sociedade depende de um abastecimento energético amplo, econômico e de qualidade.

Dentre as formas de energia existentes, a eletricidade constitui um dos principais vetores dentro da matriz energética, não só por seu enorme consumo, mas também por sua contribuição na acessibilidade, facilidade e qualidade na aplicação das fontes primárias de energia disponíveis na natureza. Contudo, dispor destes recursos e utilizá-los têm consequências locais e globais em termos de poluição e esgotamento dos recursos naturais.

O carvão mineral, energético de maior abundância no planeta e pioneiro na geração de eletricidade, continua sendo o combustível mais utilizado nas usinas termelétricas do mundo. O Energy Information Administration (2007) e o World Coal Institute (2005), diz que, o carvão, para o ano de 2030, continuará sendo o maior responsável pela produção mundial de energia elétrica no mundo, que atualmente representa mais de 40% do total gerado. A participação do carvão mineral na geração de eletricidade na América do Sul é pequena, mas pode ser aumentada, tendo em vista as reservas existentes de carvão mineral nesta região, as quais, representam um grande potencial energético que não pode ser descartado.

Assim, fica clara a necessidade de garantir fontes energéticas para a geração de energia elétrica no futuro, atendendo a novos padrões e exigências ambientais. Por isto, a engenharia tem concentrado seus esforços em desenvolver métodos inovadores para gerar eletricidade e otimizar os métodos existentes a fim de melhorar a utilização dos recursos energéticos em usinas de geração de energia elétrica e, simultaneamente, minimizar o custo de operação e o

impacto destes processos sobre a poluição ambiental. Dentre as tecnologias de geração elétrica com potencial para atender a novos requisitos para o setor de energia, encontra-se o ciclo supercrítico de Rankine, que utiliza o vapor da água como fluido de trabalho e carvão mineral como combustível. Este ciclo tem melhorado a eficiência térmica de usinas termelétricas, quando comparadas a usinas convencionais, conseguindo ainda, uma redução das emissões atmosféricas sem a instalação de equipamentos ambientais adicionais.

A análise exergética e a termoeconomia, vêm demonstrando ser uma ferramenta poderosa para a análise e avaliação de processos e sistemas térmicos. Enquanto, a análise exergética avalia o desempenho de um sistema térmico e seus componentes, a termoeconomia esclarece a formação dos custos do processo produtivo. Assim, as irreversibilidades e as fontes dos custos são identificadas e avaliadas. Esta informação pode ser utilizada para aprimorar o desempenho do sistema térmico, a fim de dar um melhor aproveitamento aos recursos utilizados e ajudar a tomar decisões com respeito ao projeto, operação e reparo ou reposição de equipamentos.

Nesta ordem de idéias, esta dissertação está focada no estudo térmico de um ciclo supercrítico de Rankine a plena carga utilizando uma análise exergética e termoeconômica como ferramenta para, desta forma, esclarecer e avaliar as eficiências exergéticas em cada componente de uma usina termoelétrica supercrítica, a eficiência global do ciclo, custos exergéticos dos fluxos internos e produto final. Além disso, apresenta-se uma avaliação qualitativa do impacto ambiental gerado neste processo utilizando o conceito de eficiência ecológica.

O presente trabalho está dividido em seis capítulos. No capítulo dois é apresentada a importância da energia elétrica como um indicador socioeconômico. Além disso, é feita uma abordagem geral sobre os combustíveis fósseis mais utilizados para a geração termelétrica apresentando suas reservas, localização, produção, participação no mercado global de energia primária e as perspectivas de cada um destes combustíveis como solução para garantir a segurança do suprimento de energia elétrica no futuro.

No terceiro capítulo, apresenta-se uma descrição do ciclo supercrítico de Rankine e de seus parâmetros de operação e as conseqüências ambientais ocasionadas pelas emissões atmosféricas durante a operação destas centrais termelétricas. Também é apresentado o conceito de eficiência ecológica e sua aplicação em termoelétricas a carvão mineral.

O capítulo quatro está totalmente dirigido à Análise Exergética e Termoeconômica. Nesta seção são analisados os princípios termodinâmicos que fundamentam os métodos e apresentam-se as equações necessárias para a avaliação da exergia dos fluxos em uma usina termelétrica, o balanço de exergia e eficiência exergética. Também se estabelece a definição

de Recurso-Produto, estrutura física e estrutura produtiva de um sistema térmico e as proposições da teoria de custo exerético.

O capítulo cinco deste trabalho se destina a um estudo de caso, em que será feita a análise de um ciclo de geração real utilizando a teoria termoeconômica discutida anteriormente. Aqui são apresentados os cálculos exeréticos e termoeconômicos e sua respectiva discussão de resultados de um ciclo supercrítico de 500 MW operando a plena carga.

O capítulo seis é destinado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2.

2 PERSPECTIVAS PARA A GERAÇÃO TERMOELÉTRICA

2.1 Energia Elétrica

Uma das características da sociedade atual é o elevado consumo de energia, especialmente, de energia elétrica, que por sua versatilidade e comodidade é utilizada a nível industrial e doméstico em quase toda situação que precise de um consumo energético. De acordo com a British Petroleum Company (2007), a demanda de energia elétrica entre 1994 e 2006 (Figura 2.1) aumentou em torno de 50%, isto é, aproximadamente 500 TWh por ano.

Segundo Martinez (2004), o aumento no consumo de energia elétrica traz consigo a necessidade de uma produção prévia. É nesse momento, na geração, que se estabelecem os dois maiores problemas, os quais se situam na frente do debate sobre o fornecimento futuro de energia elétrica:

- Energia primária para a geração elétrica; e,
- Impacto ambiental provocado.

As proporções destes problemas são grandes, ainda mais, levando em conta que o consumo de energia elétrica é um importante indicador socioeconômico. Por isso, assegurar uma fonte de energia para a geração de eletricidade no futuro é uma forte necessidade para instalações de potência.

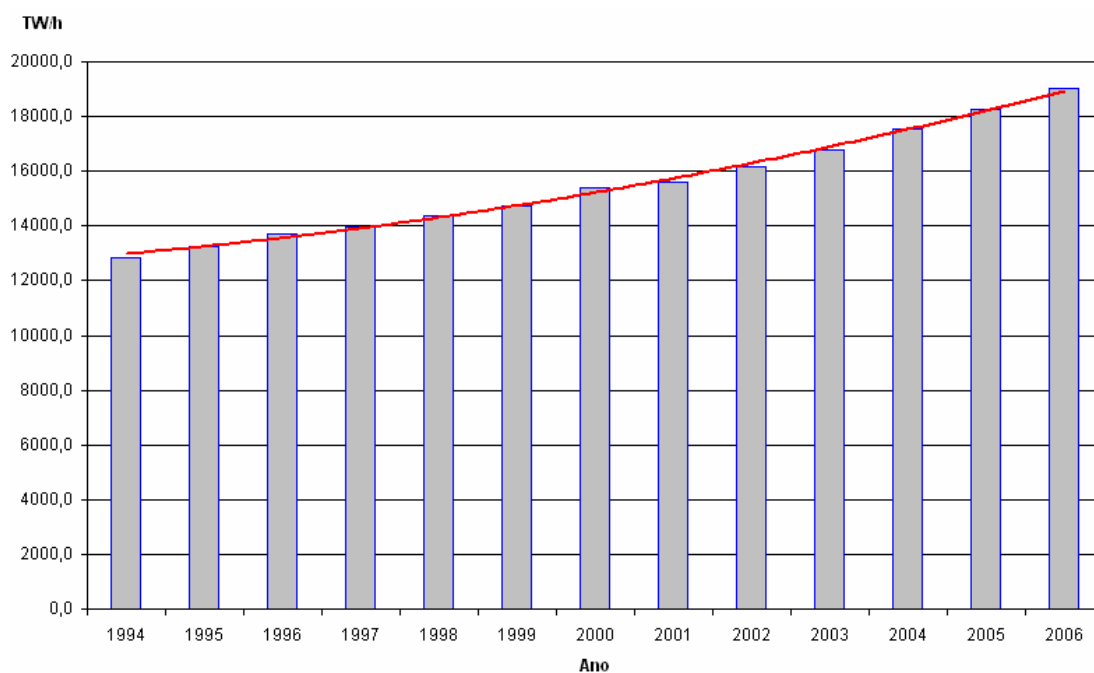


Figura 2.1 Consumo mundial de energia elétrica.
Fonte: British Petroleum Company (2007).

Tabela 2-1 Consumo elétrico e produto interno bruto países do mundo em 2007.

PAÍS	Total			Per Capita	
	PIB-PPA 10 ⁶ \$	Habitantes 10 ⁶	Consumo elétrico (TWh)	PIB-PPA \$	Consumo elétrico (MWh)
Estados Unidos	13.811.200	301,3	4367,9	45845,5	14,5
Japão	4.283.528	127,6	1160,0	33576,8	9,1
Espanha	1.372.717	45,6	322,3	30120,4	7,1
Reino Unido	2.081.549	60,9	397,5	34181,2	6,5
Eslováquia	108.935	5,4	28,0	20251,1	5,2
Venezuela	334.575	27,5	124,9	12166,4	4,5
Malásia	325.225	24,4	105,0	13315,1	4,3
Romênia	245.508	21,6	60,6	11386,5	2,8
China	7055079	1333,2	3277,7	5292,0	2,5
Brasil	1.835.642	189,3	433,6	9695,2	2,3
Egito	403961	73,6	119,0	5490,6	1,6
Argélia	188217	28,8	36,7	6533,4	1,3
Colômbia	319.522	47,5	53,6	6724,3	1,1
Paquistão	409973	158,2	97,1	2591,9	0,6

Fonte: The World Bank (2007).

Analisando com atenção os dados da Tabela 2-1, encontra-se uma relação entre consumo de energia elétrica e qualidade de vida em diferentes países. Assim, pode-se afirmar que, as sociedades com mais vantagens econômicas são aquelas que dispõem de fontes energéticas de alta qualidade como a energia elétrica.

2.2 Geração de Energia Elétrica

A produção de energia elétrica pode ser classificada de acordo com a fonte energética primária utilizada para sua geração. Atualmente os principais recursos energéticos são: os combustíveis fósseis, a energia hidráulica, a energia nuclear e, com pouco desenvolvimento ainda, os recursos da biomassa, solares, eólicos, químicos e resíduos sólidos (Mandal, 2006). Na Figura 2.2 observa-se a participação de cada uma destas fontes energéticas na matriz de geração elétrica a nível mundial.

Conforme os valores apresentados na Figura 2.2, observa-se uma dependência a nível mundial do uso dos recursos não-renováveis. Estes são responsáveis por mais de 80% da geração elétrica, principalmente, o carvão, responsável pela produção de 40% da potência elétrica do mundo. Além disso, é evidente o pouco uso de combustíveis renováveis, indicados no gráfico como outros, os quais só têm uma participação de 2% na geração elétrica mundial, motivo pelo qual gera ceticismo sobre quando estas fontes se erigirão como uma alternativa real sustentável. Na Tabela 2-2, pode-se apreciar com mais detalhe a participação das diferentes regiões do mundo no tipo de geração elétrica.

Assim, os valores apresentados na Tabela 1-2 e na Figura 1-2, validam as preocupações expostas anteriormente neste capítulo, a respeito da quantidade e localização geográfica dos recursos fósseis utilizados na geração elétrica e o impacto ambiental gerado, especialmente, quando se fala das emissões atmosféricas. De acordo com Beér (2000), são estas usinas termelétricas, particularmente as que utilizam carvão mineral como combustível, uma das principais fontes de poluição atmosférica no mundo.

É importante ressaltar o caso particular da geração elétrica na América Central e do Sul. Nesta região do mundo mais de 67% da produção total de energia elétrica é gerada por meio de usinas hidroelétricas (Figura 2.3), sendo Brasil (42%), Venezuela (11%) e Argentina (10%) os países com maior geração nesta região.

A liderança da hidroeletricidade nesta região se atribui à abundante disponibilidade de recursos hídricos, principalmente no Brasil, que atualmente com seu amplo domínio nesta

tecnologia tem em operação unidades hidroelétricas de grande porte em todo seu extenso território (Silva e Nascimento, 2004). No entanto, segundo a Organização Latino-Americana de Energia - OLADE (2005), nos últimos 30 anos, apesar de seu elevado custo de instalação e o aumento nas emissões de gases do efeito estufa, a geração termelétrica teve um importante aumento na participação da matriz elétrica, motivado pelo acelerado crescimento do consumo elétrico, o qual se estima entre 4 – 5 % cada ano.

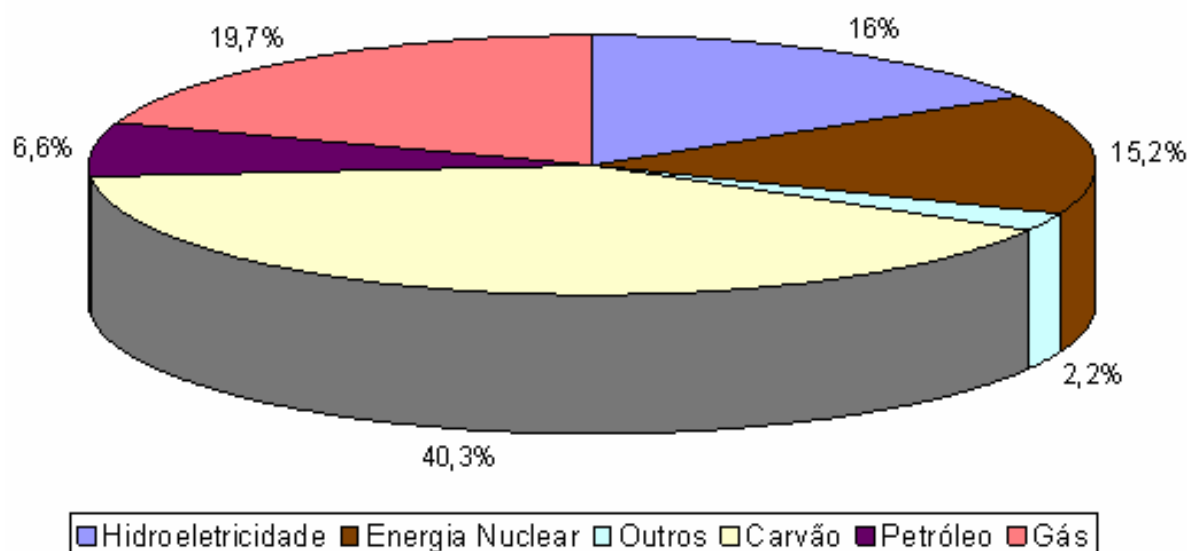


Figura 2.2 Participação percentual da energia primária na geração de eletricidade em 2005.

Fonte: Energy Information Administration (2007).

Tabela 2-2 Energia elétrica gerada por regiões em 2005.

Região	Termoelétrica (TWh)	Hidroelétrica (TWh)	Nuclear (TWh)	Outros* (TWh)	Total (TWh)
América do Norte	3.238,4	657,7	879,7	119,2	4.894,9
Centro e Sul América e Caribe	253,3	613,2	16,3	26,0	908,7
Europa	1.837,7	539,6	957,3	160,1	3.494,7
Eurásia	843,6	244,7	235,8	3,1	1.327,3
Oriente Médio	581,7	21,0	0,0	0,0	602,7
África	430,3	88,7	12,2	2,0	533,2
Ásia & Oceania	4.270,2	735,3	524,3	59,3	5.589,1
Total	11.455,3	2.900,0	2.625,6	369,7	17.350,6

* Biomassa, Solar, Geotérmicos, Eólicos e Resíduos Sólidos.

Fonte: Energy Information Administration (2007)

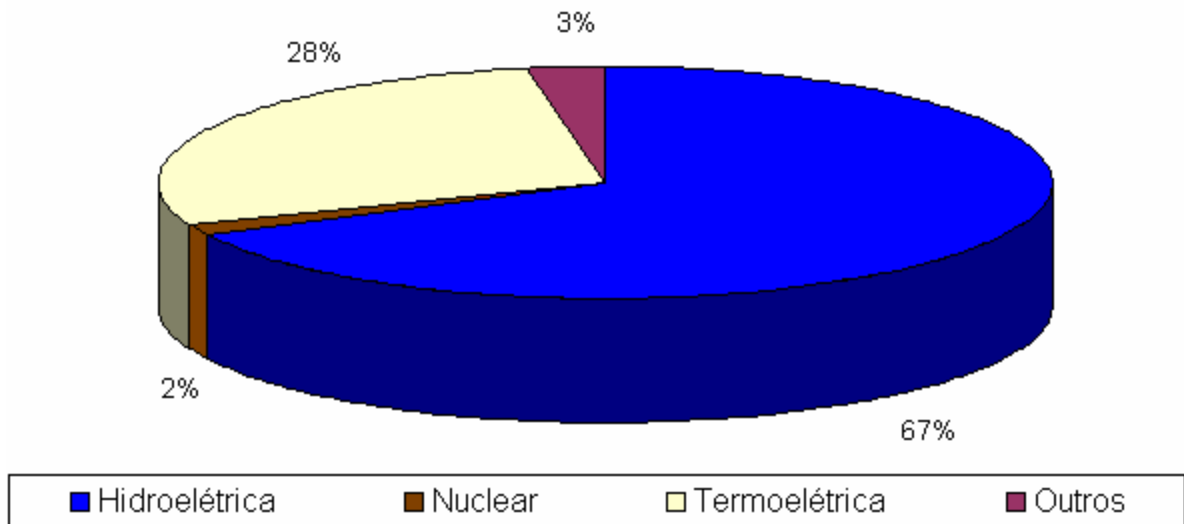


Figura 2.3 Energia elétrica gerada pelos países da América Central e do Sul em 2005.
Fonte: International Energy Agency (2007).

No Brasil, a geração termelétrica adquiriu um papel mais importante na matriz energética depois do racionamento de energia elétrica de 2001 (Figura 2.4). Nesse ano, os níveis dos reservatórios de água das hidrelétricas diminuíram, reduzindo a oferta de energia gerada nestas usinas, que representava naquela época mais de 80% da capacidade instalada do país (BEN, 2007). Neste contexto, o governo lançou o Programa Prioritário de Termelétricidade – PPT, visando aumentar a capacidade de geração do país. Nesse programa estavam previstas mais de 40 novas centrais termelétricas (Salomon, 2003).

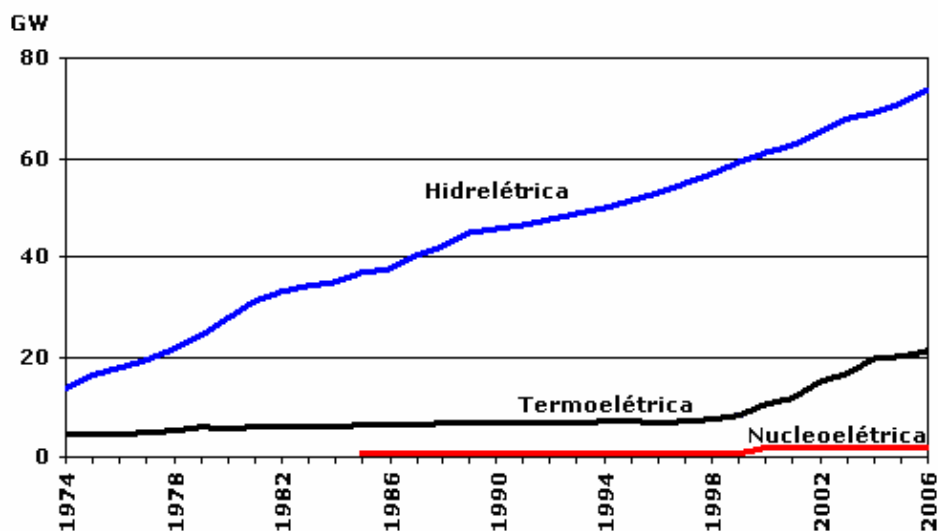


Figura 2.4 Capacidade instalada de geração elétrica do Brasil.
Fonte: BEN 2007.

No ano de 2004, na região da América Central e do Sul, incluindo México, existiam 1295 usinas termelétricas com uma capacidade instalada de 121 GW. Pode-se verificar, a

partir dos dados apresentados na Tabela 2-3 que a geração de energia elétrica nas usinas de energia utilizando turbinas a vapor é a tecnologia mais representativa, seguida da turbina a gás, as quais juntas representam mais de 50% da capacidade instalada nesta região.

Tabela 2-3 Tipos de geração elétrica na América Latina.

Tipo de Geração	Capacidade Instalada (MW)
Turbina a Vapor	44.257
Turbina a Gás	21.362
Ciclo Combinado	5.521
Motor Diesel	4.469
Nuclear	2.368
Geotérmica	1.230
Dado não disponível	42.000
<i>TOTAL</i>	<i>121.000</i>

Fonte: Organização Latino-Americana de Energia (2005).

Segundo (OLADE, 2005), estima-se que aproximadamente 7% da capacidade instalada corresponde a usinas termelétricas com mais de 30 anos de operação, motivo pelo qual é preciso substituir mais de 9 GW. Assim, levando em conta a taxa de crescimento da demanda de energia elétrica, em torno de 4 a 5% por ano, é clara a necessidade que existe em América Central e do Sul de instalar sistemas de geração termelétrica mais eficientes ou de repotenciar o parque gerador existente a fim de garantir a produção de energia elétrica e evitar o risco de desabastecimento.

2.3 Recursos Energéticos

Para a geração de energia termelétrica, o termo recurso energético está diretamente ligado ao termo combustível, o qual se define, como uma substância que ao se combinar quimicamente com um composto oxidante gera uma reação exotérmica liberando elevadas quantidades de calor.

Segundo Silva e Nascimento (2004), os combustíveis podem ser classificados conforme o seu estado físico (Tabela 2-4).

Tabela 2-4 Classificação dos combustíveis segundo seu estado físico.

Estado Físico	Combustível
Sólido	Carvão mineral Carvão vegetal Xisto Turfa Lenha Resíduos Agroindustriais
Líquido	Gasolina Querosene Diesel Óleos combustíveis
Gasoso	Gás Natural GLP Biogás

Os recursos energéticos mais utilizados para gerar potência elétrica são os combustíveis fósseis, principalmente, o carvão mineral e o gás natural, os quais são complementados por termelétricas que utilizam derivados do petróleo. A seleção do combustível mais apropriado é baseada, geralmente, em sua disponibilidade e custos. Nos subitens seguintes, são descritos os principais recursos energéticos utilizados na geração termelétrica.

2.3.1 Carvão Mineral

O carvão mineral é um combustível fóssil sólido formado a partir da matéria orgânica de vegetais depositados em bacias sedimentares. Por ação da pressão e temperatura em ambiente sem contato com o ar, em decorrência de soterramento e atividade orgânica, os restos vegetais ao longo do tempo geológico se solidificaram, perderam oxigênio e hidrogênio e se enriqueceram em carbono, em um processo denominado carbonificação. Quanto mais intensa a pressão e a temperatura à que a camada de matéria vegetal foi submetida, e quanto mais tempo durou o processo, mais alto foi o grau de carbonificação atingido ou “Rank” e maior a qualidade do carvão. Na Figura 2.5 apresenta-se graficamente os tipos de carvão conforme seu grau de carbonificação.

Entre os quatro tipos de carvão descritos na Figura 1-5, existem subdivisões que classificam cada um deles em diferentes grupos de acordo com seu poder calorífico (Goodger, 2004 *apud*. Cora, 2006):



Figura 2.5 Classificação do Carvão
Fonte: World Coal Institute (2005a).

1. **Linhito:** o carvão que apresenta, baixo grau de carbonificação e poder calorífico a partir de uma base úmida, livre de matéria mineral. Este carvão está subdividido em 2 grupos:

- linhito A, com PCI entre 14650 kJ/kg e 19310 kJ/kg;
- e linhito B, com PCI menor que 14650 kJ/kg.

2. **Sub-betuminoso:** o carvão que apresenta um grau de carbonificação ligeiramente superior ao apresentado pelo linhito, a partir de uma base úmida, livre de matéria mineral. Este carvão é classificado em três grupos em uma ordem decrescente de poder calorífico:

- Sub-betuminoso A, com PCI entre 24420 kJ/kg e 26750 kJ/kg;
- Sub-betuminoso B, com PCI entre 22100 kJ/kg e 24420 kJ/kg;
- Sub-betuminoso C, com PCI entre 19310 kJ/kg e 22100 kJ/kg.

3. **Betuminoso:** o carvão que apresenta um alto grau de carbonificação, com um conteúdo inferior a 86% de carbono fixo, 14% de matéria volátil em uma base seca, livre de matéria mineral. Esse tipo de carvão está subdividido em cinco grupos, a partir de uma ordem decrescente de poder calorífico e carbono fixo e crescente de matéria volátil:

- Carvão betuminoso de baixa volatilidade;
- Carvão betuminoso de meia volatilidade;

- Carvão betuminoso de grande volatilidade A, com PCI maior que 32570 kJ/kg;
- Carvão betuminoso de grande volatilidade B, com PCI entre 30240 kJ/kg e 32570 kJ/kg;
- Carvão betuminoso de grande volatilidade C, com PCI entre 26750 kJ/kg e 30240 kJ/kg.

4. **Antracito:** o carvão de maior grau de carbonificação, apresentando mais que 86% de carbono fixo e menos que 14% de matéria volátil em uma base seca e livre de matéria mineral. Esse tipo de carvão está subdividido em três grupos em uma ordem decrescente de carbono fixo e conteúdo crescente de matéria volátil:

- Meta-antracito;
- Antracito; e,
- Semi-antracito.

Conforme a Figura 2.5, quanto maior é o teor de carbono, maior é seu poder energético. Por isso, o carvão Linhito, que tem teores baixos de carbono e altas porcentagens de umidade, nem sempre pode ser utilizado como combustível, enquanto os carvões betuminosos são mais comumente utilizados pelas indústrias e usinas termelétricas. Assim, pode-se deduzir que o fator mais importante para a utilização deste combustível em usinas termelétricas é seu poder calorífico, o qual está diretamente ligado com sua composição química.

De todos os combustíveis, o carvão mineral é o que existe em maiores proporções. No final do ano de 2007, a reserva provada de carvão foi estimada em 847.488 milhões de toneladas, sendo a Europa, a América do Norte e a Ásia os continentes com as maiores reservas, mais especificamente, nos Estados Unidos, na Federação Russa e na China, as quais somadas, representam mais de 60% do total das reservas. Na Figura 2.6 observa-se a distribuição deste combustível nas diferentes regiões do mundo.

A América Latina, no final do ano de 2007, participava com 1,9% do total das reservas do mundo, onde Brasil e Colômbia possuem a maior parte destas reservas (Figura 2.7). Estes países ocupam, no mundo, o décimo e décimo primeiro lugares em reservas de carvão, respectivamente.

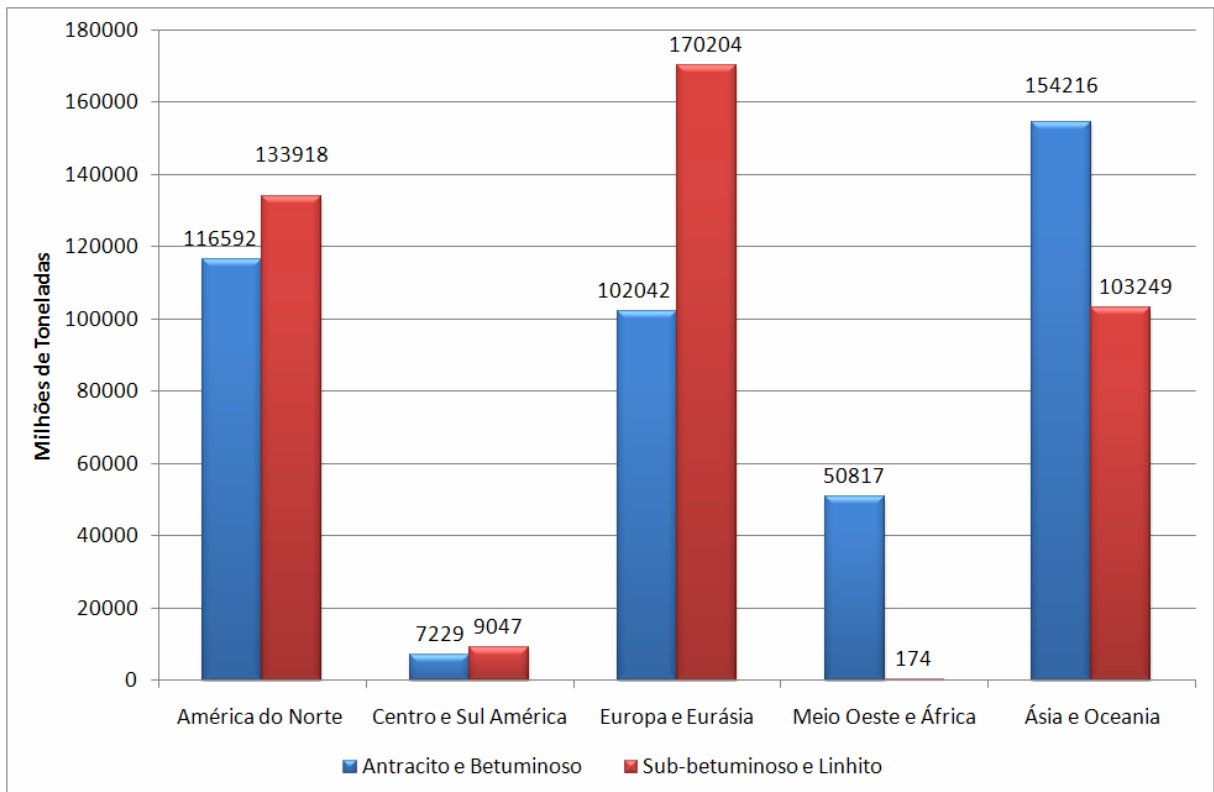


Figura 2.6 Reservas provadas de carvão no mundo.
Fonte: British Petroleum Company (2008).

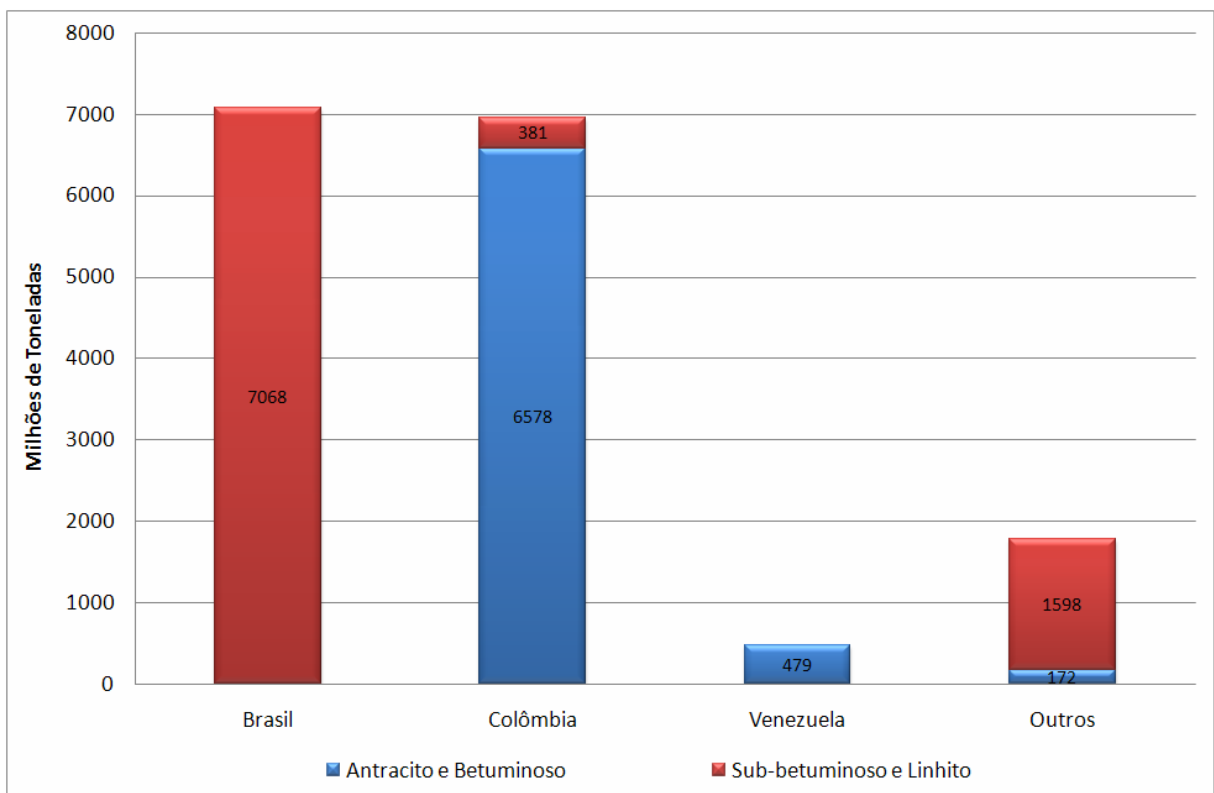


Figura 2.7 Reservas de carvão na América Latina.
Fonte: British Petroleum Company (2008).

Como pode-se observar na Figura 2.6, as reservas de carvão além de serem grandes, estão espalhadas em todos os continentes. Por isso, este combustível é um dos mais utilizados em todas as regiões do mundo como suprimento energético.

Sua participação na demanda mundial de energia primária (Figura 2.8) tem variado muito nas últimas décadas. O carvão teve uma participação estável até 1980 quando começou a aumentar sua participação na matriz energética substituindo o petróleo. Em meados da década de 80 até o final da década de 90, o carvão começou a perder, fortemente, participação entre os recursos utilizados como energia primária, principalmente, pela substituição deste combustível pelo gás natural em usinas termelétricas. Porém, o início do novo século foi um novo começo para o carvão, pois, a escala mundial vem recuperando espaço no mercado energético registrando o maior crescimento por cinco anos consecutivos entre 2002 e 2007.

No final do ano de 2007, a produção de carvão foi de 6395,6 milhões de toneladas, ou seja, 3,3% a mais que no ano de 2006, sendo América Latina e Ásia os continentes com maior crescimento 6% e 5,5% respectivamente. Seus principais produtores não estão confinados a uma única região, sendo China (41,1%), Estados Unidos (18,7%), Austrália (6,8%), Índia (5,8%) e Rússia (4,7%) os países com maior produção. Na Figura 2.9 apresentam-se os 10 principais produtores de carvão, os quais juntos representam 87% da produção mundial.

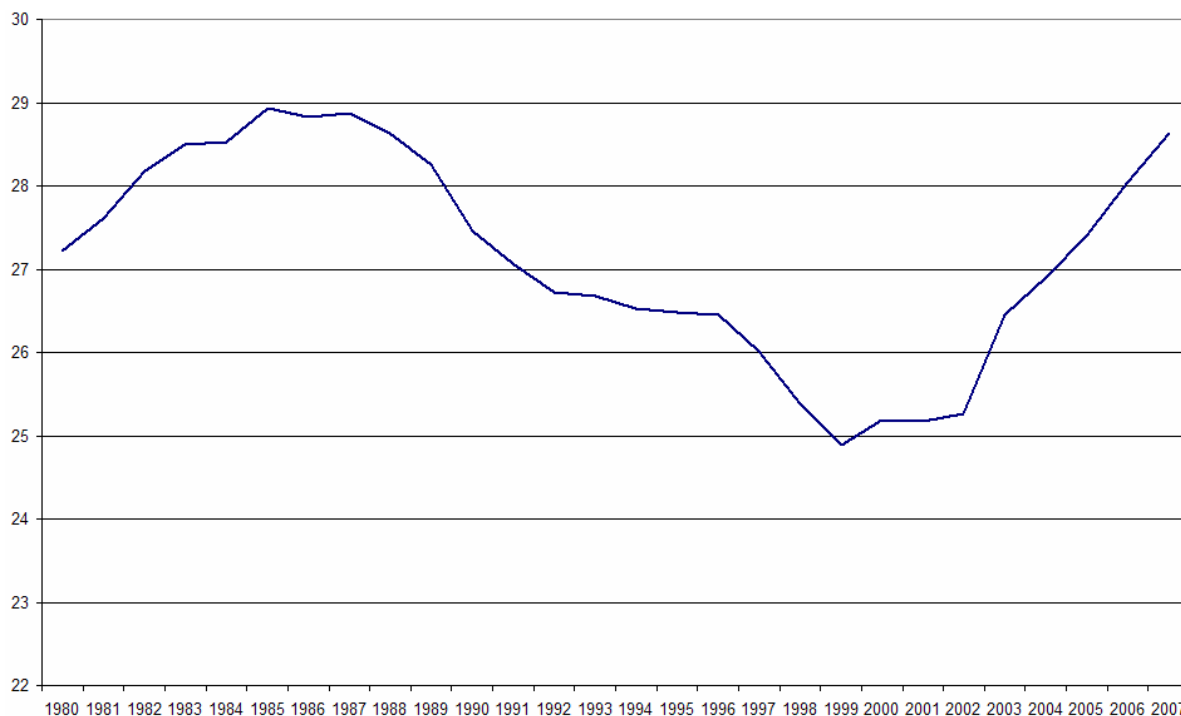


Figura 2.8 Participação do carvão na demanda de energia primária
Fonte: British Petroleum Company (2008).

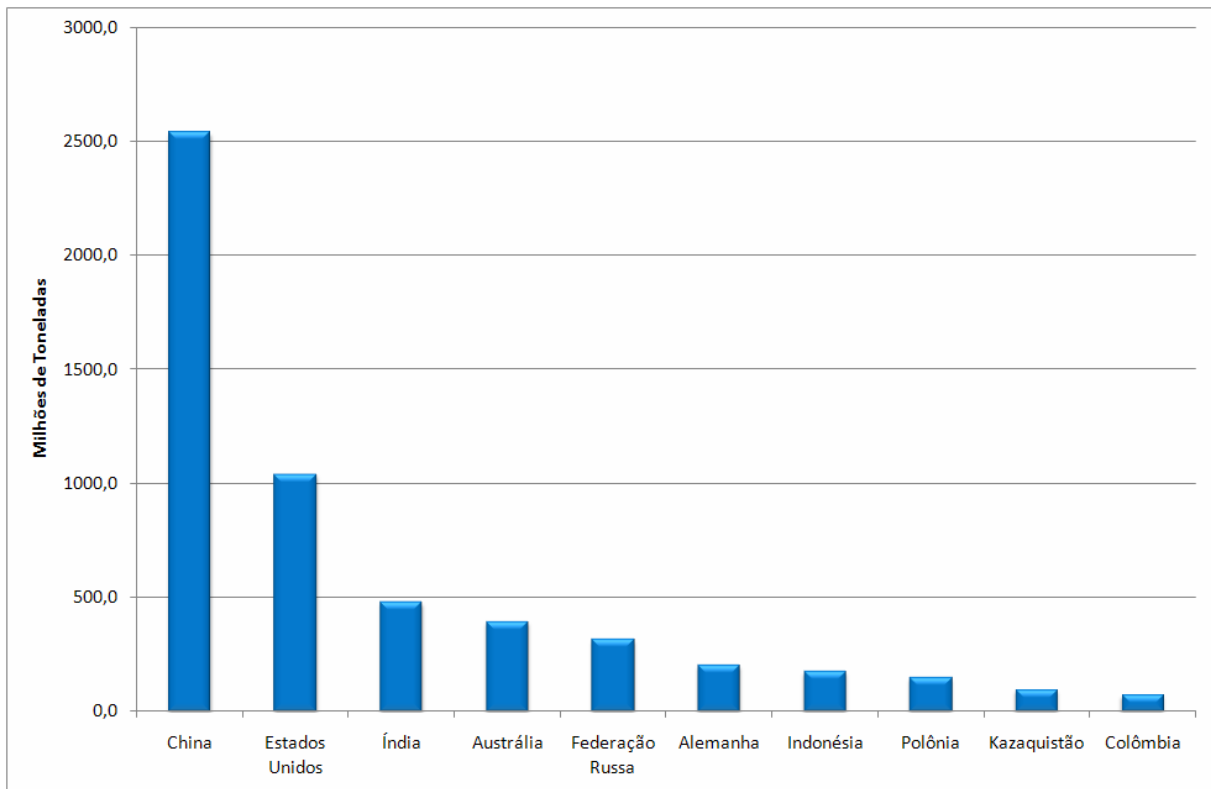


Figura 2.9 Principais produtores de carvão no mundo.

Fonte: British Petroleum Company (2008).

As principais vantagens do carvão são: suas grandes reservas que estão disponíveis para o futuro garantindo segurança energética e seu diversificado mercado global com diferentes produtores e consumidores em cada continente. Além disso, o carvão pode ser transportado e armazenado facilmente, suas rotas de distribuição não são exclusivas sem precisar de grandes gastos. Estas características ajudam a promover mercados energéticos eficazes e competitivos e a estabilizar os preços mediante a concorrência entre combustíveis (World Coal Institute, 2005).

2.3.2 Gás Natural

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos gasosos, resultado do acúmulo de energia solar sobre matéria orgânica enterrada a grandes profundidades. Em seu estado natural é composto, principalmente, por metano, com proporções variadas de etano, propano, butano, hidrocarbonetos mais pesados e também por gases inorgânicos, considerados impurezas, tais como, nitrogênio, dióxido de carbono, água e compostos de enxofre.

O gás natural é dividido em duas categorias: associado e não-associado. Gás associado é aquele que, no reservatório, está dissolvido no óleo ou sob a forma de capa de gás. Neste caso,

a produção de gás é determinada basicamente pela produção de óleo. Gás não-associado é aquele que, no reservatório, está livre ou em presença de quantidades muito pequenas de óleo, nesse caso só se justifica comercialmente produzir o gás (CONPET, 2004).

São várias as vantagens do uso do gás natural, mas a principal é que, ao ser um combustível gasoso não precisa ser atomizado para sua combustão, o que ao final se traduz em uma combustão mais eficiente, limpa e uniforme. Atualmente, as atenções estão cada vez mais focadas para o meio ambiente, o gás natural se apresenta como uma boa opção energética.

Conforme a Tabela 2-5, observa-se que existem reservas de gás distribuídas ao longo do mundo, inclusive aquelas regiões em que não encontramos o petróleo, pois ele se originou de matéria orgânica em decomposição, nos lagos, pântanos e oceanos. Nos valores apresentados observa-se que a maior reserva de gás é encontrada no Oriente Médio e a região denominada Eurásia, mais especificamente na Federação Russa, que possui 26,3% da reserva total mundial.

O gás natural tem aumentado sua participação na demanda mundial de energia primária contínua e aceleradamente (Figura 2.10), passando de 18,2% registrado no ano de 1970 a 23,7% no ano de 2007. O maior aumento registrado, aconteceu entre 1985 e 1999, época em que foi o combustível de preferência para gerar potência elétrica.

Tabela 2-5 Distribuição das reservas de gás natural do mundo em 2006.

Região	Reservas Provadas	
	10 ¹² m ³	%
Oriente Médio	73,47	40,5
Europa e Eurásia	64,13	35,3
Ásia e Oceania	14,82	8,2
África	14,18	7,8
América do Norte	7,98	4,4
Centro e Sul América e Caribe	6,88	3,8
Total	181,46	100

Fonte: British Petroleum Company (2007).

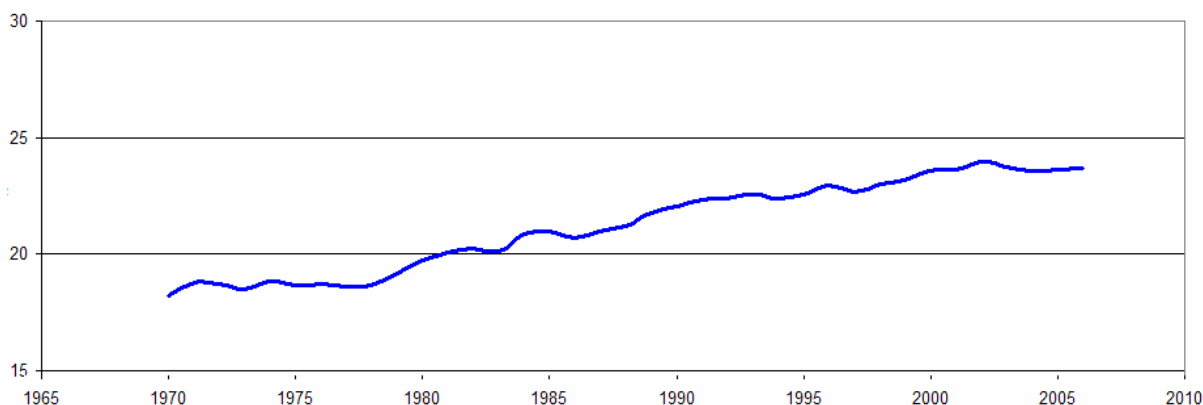


Figura 2.10. Participação do gás natural na demanda de energia primária.
Fonte: British Petroleum Company (2008).

O aumento do consumo registrado para o ano de 2007 foi de 3,1% com um total de 2921,9 bilhões de metros cúbicos, superior ao registrado no ano de 2006. Neste ano o crescimento foi inferior à média registrada nos últimos 10 anos, com 2,5%. Esta diferença pode ser explicada pela diminuição no consumo registrado pelos Estados Unidos e vários países da Europa, especialmente no Reino Unido, onde os altos preços e um inverno mais quente que o normal reduziram a participação do gás natural a valores que, em termos volumétricos não se apresentavam desde 1994 e 1998, respectivamente. Apesar desta forte diminuição no uso deste combustível nos Estados Unidos e Reino Unido, primeiro e quinto país consumidor no mundo respectivamente, o impacto foi compensado por um forte crescimento registrado em países como a Federação Russa a qual quase triplicou seu consumo comparando com a média dos últimos quatro anos e China que aumentou em 20% seu consumo.

Esta recuperação do gás natural ocorrida em 2007 foi impulsionada por uma leve recuperação do consumo nos Estados Unidos, pois este combustível aumentou sua participação na geração de eletricidade. Além disso, por outro ano consecutivo, a China aumentou seu consumo em 20%. Já a União Européia teve pela quarta vez consecutiva uma diminuição no consumo de gás.

Como se pode observar na Figura 2.11, os principais mercados consumidores de gás, Europa e América do Norte vêm diminuindo sua participação desde os anos de 1990 e 1995, respectivamente, enquanto regiões como Ásia e Oriente Médio têm dobrado sua participação. Assim, é claro que o aumento do gás natural na demanda de energia primária tem sido motivado, principalmente, pelo crescente consumo deste combustível no mercado Asiático e Oriente Médio, ocorrendo com maior intensidade em países como a China e Irã que em termos volumétricos têm triplicado seu consumo durante os últimos 10 anos.

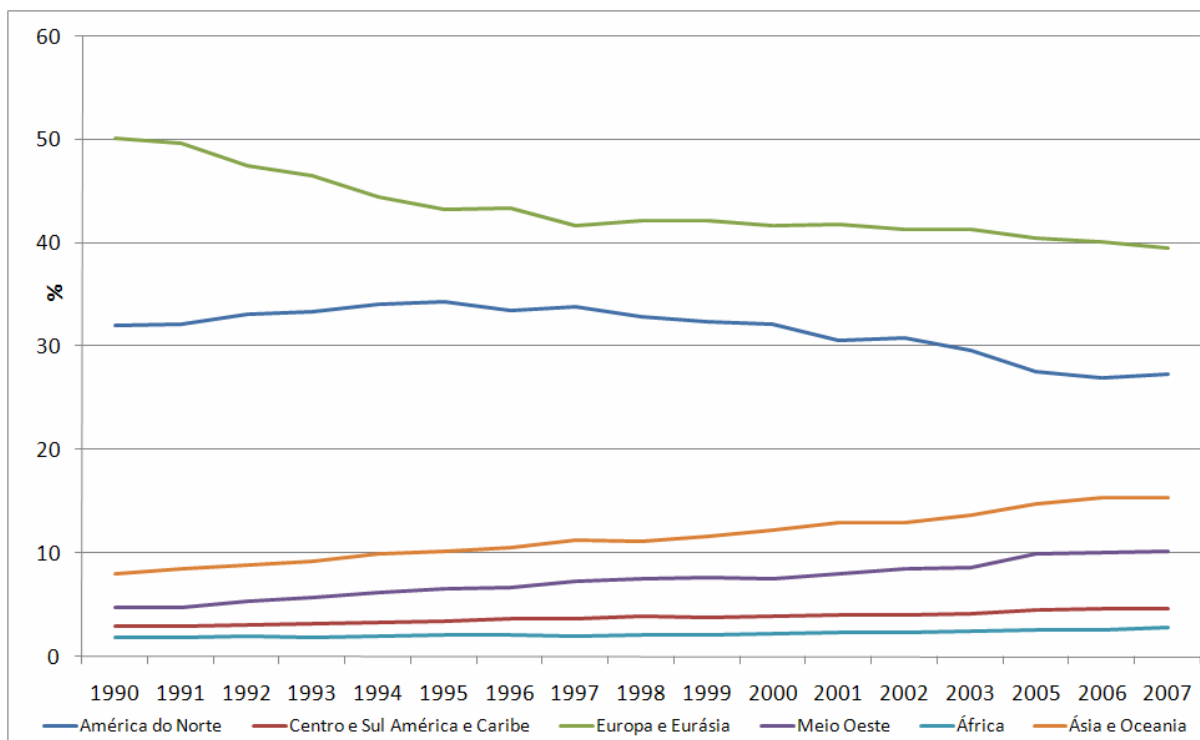


Figura 2.11 Distribuição percentual do consumo de gás por regiões.
Fonte: British Petroleum Company (2008).

Para o ano de 2007, o aumento na produção de gás foi 2,4% ligeiramente menor que a produção média dos últimos 10 anos, atingindo um total de 2940 bilhões de metros cúbicos, sendo os Estados Unidos, em termos de quantidade, o país com maior crescimento atingindo 4,3%, valor que não se registrava desde 1984. O segundo e terceiro maior crescimento na produção se registrou na China e Qatar com um aumento de 18,4 e 17,9% respectivamente. A produção na Europa diminuiu em 6,4%, principalmente, pela diminuição pelo sétimo ano consecutivo, na produção do Reino Unido, o qual em termos volumétricos foi o maior registrado a nível mundial com 9,5%. A Figura 2.12 mostra a evolução dos últimos 17 anos na produção de gás e a Figura 2.13 a porcentagem da produção total no mesmo período de tempo.

Os valores apresentados na Figura 2.12 confirmam o que foi exposto no parágrafo anterior acerca de como o crescimento no consumo deste combustível é acompanhado de um crescimento na produção. Os principais produtores a nível mundial são América do Norte e Europa com uma produção conjunta de mais de 63%. Embora, a participação destes continentes vem perdendo espaço ante um constante aumento na produção das outras regiões (Figura 2.13), como Ásia e Oriente Médio, que têm dobrado e triplicado sua produção respectivamente.

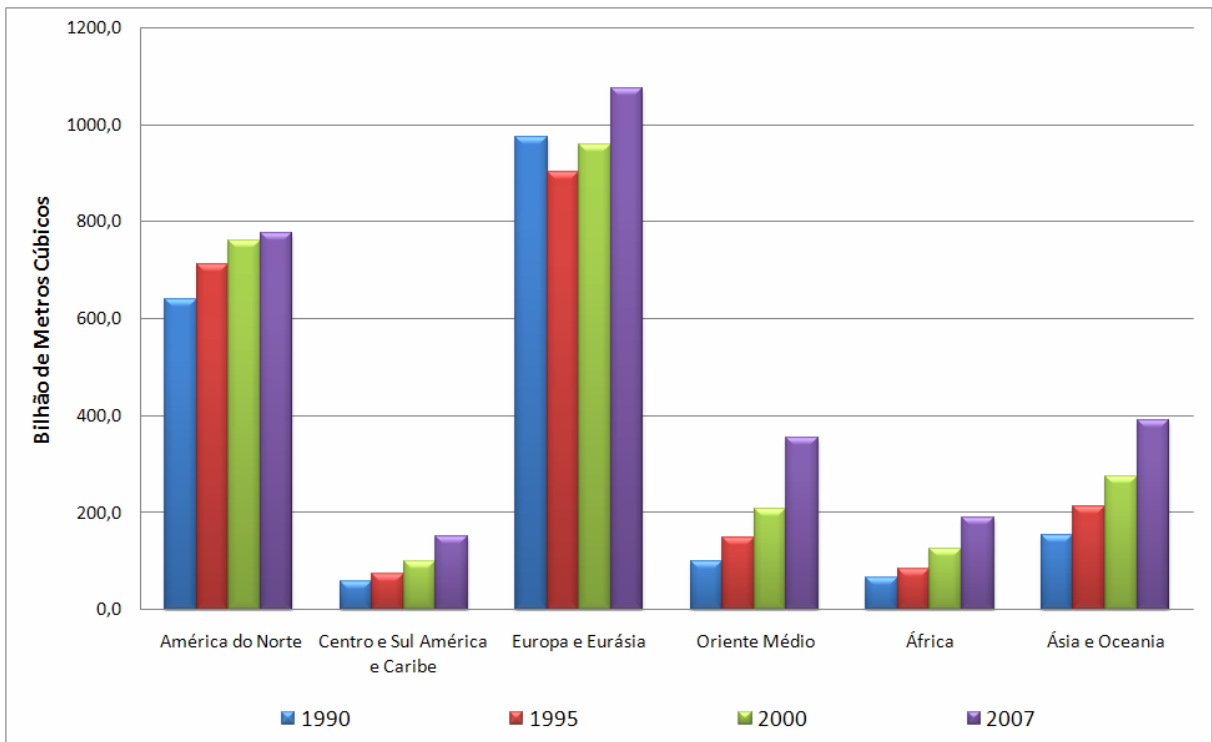


Figura 2.12 Produção de gás no mundo.
Fonte: British Petroleum Company (2008).

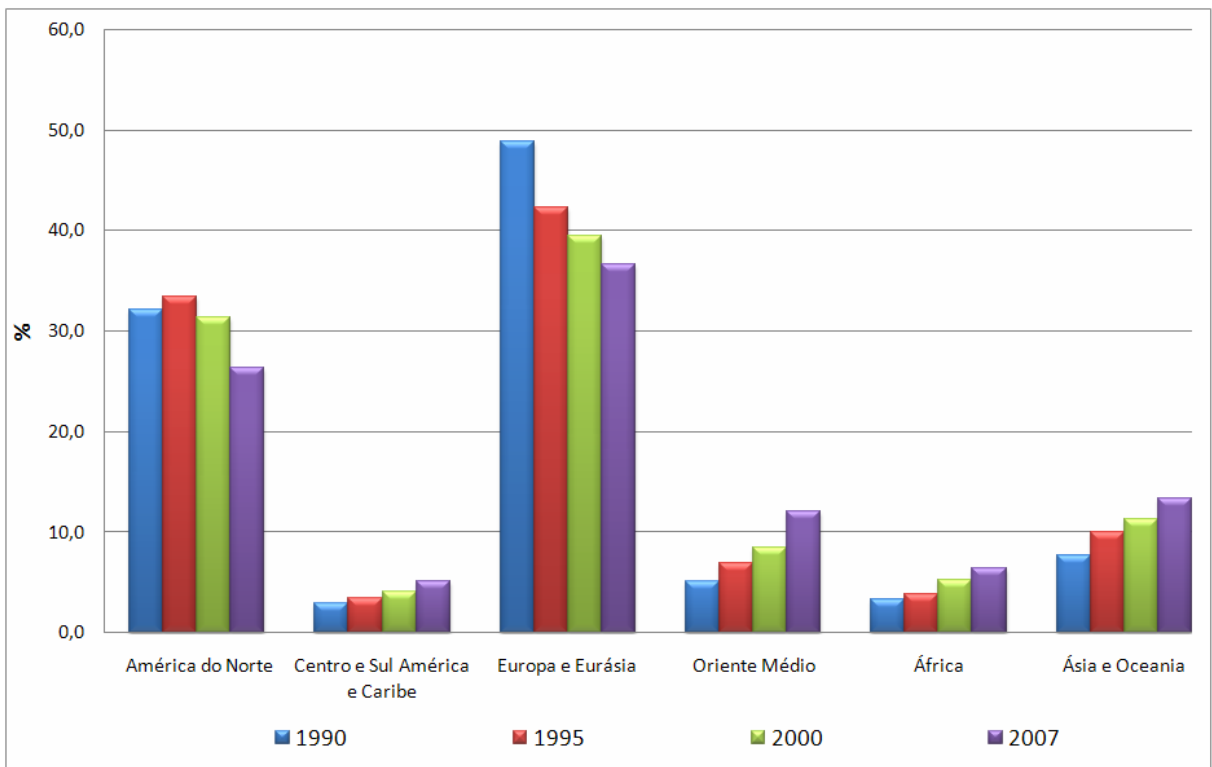


Figura 2.13 Distribuição percentual da produção de gás.
Fonte: British Petroleum Company (2008).

2.3.3 Reservas e Produção para a Geração Elétrica.

Levando em conta a quantidade de recursos energéticos que se dispõem mundialmente e sua produção, é importante contar com informações que ajudem a adotar decisões a fim de otimizar a utilização destes recursos na geração de energia elétrica. A Tabela 2-6 apresenta uma relação entre as reservas e produção para o ano de 2007 de todas as regiões. Assumindo que as reservas e produção se mantivessem estáveis com relação ao ano citado, os dados apresentados indicam a duração, em anos, prevista em cada um dos recursos.

Conforme a Tabela 2-6, o carvão apresenta-se como suprimento energético com maiores perspectivas no futuro para ser utilizado na geração elétrica, mesmo que este combustível seja mais poluente que o gás natural. Além disso, sua estabilidade relativa do preço em comparação com os demais combustíveis fósseis (Figura 2.14) fazem deste, hoje em dia, uma das mais econômicas formas para a geração termelétrica.

Tabela 2-6 Relação reservas e produção dos combustíveis para a geração termelétrica

Região	Gás (R/P)	Carvão (R/P)
Europa e Eurásia	55,2	224
América do Norte	10,3	224
Centro, Sul América e Caribe	51,2	188
Oriente Médio e África	141,1	186
Ásia	36,9	70
Total	60,3	133

Fonte: British Petroleum Company (2008).

Preços dos Combustíveis Fósseis

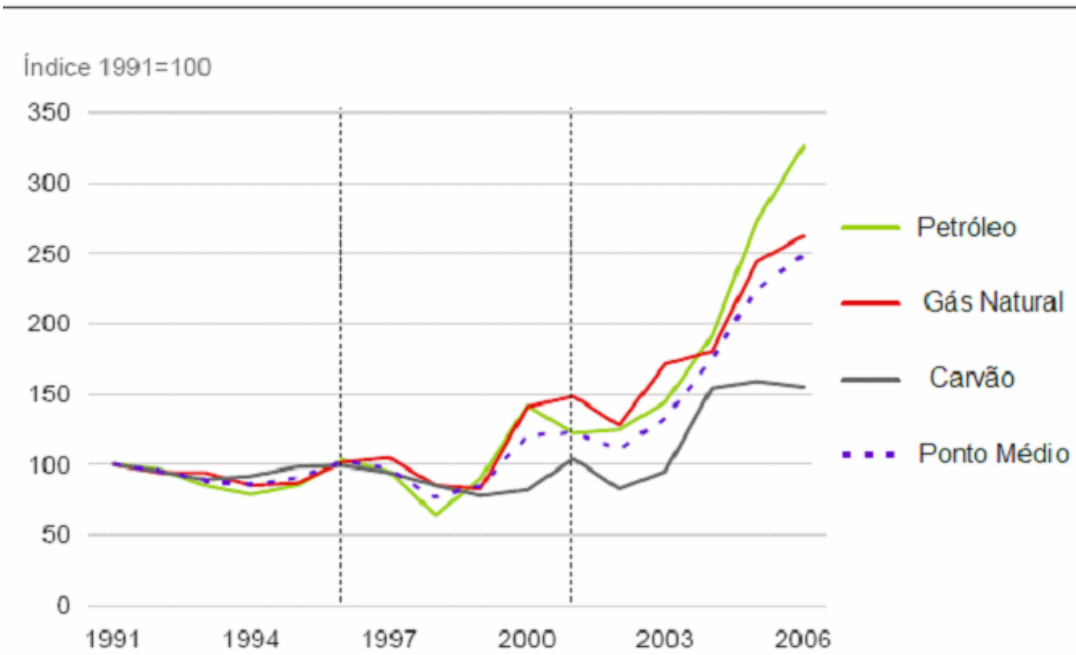


Figura 2.14 Preço Relativo dos combustíveis fósseis
Fonte: British Petroleum Company (2008).

De acordo com o que foi apresentado neste capítulo, atualmente o carvão é o combustível mais importante para a geração termelétrica, e futuramente, desempenhará um papel fundamental na hora de satisfazer a demanda de energia elétrica no mundo. Porém, este fornecimento além de ser acessível deve ser ambientalmente correto, por isso, é importante realizar estudos e pesquisas em “tecnologias limpas” e de maior eficiência para o uso deste recurso a fim de minimizar o impacto ambiental na utilização deste combustível.

Capítulo 3

3 USINAS SUPERCRÍTICAS A CARVÃO E IMPACTO AMBIENTAL

Novas tecnologias para a geração elétrica utilizando carvão como combustível têm sido objeto de estudo durante as últimas três décadas. Estas tecnologias foram desenvolvidas para gerar eletricidade com maior eficiência e menor impacto ambiental que usinas convencionais. As principais razões que influenciam este constante desenvolvimento são: o interesse de manter o carvão mineral como fonte energética, cumprir com a legislação ambiental cada dia mais exigente, a oportunidade de utilização destas tecnologias em países em rápido crescimento como China e Índia, e mais recentemente a necessidade de reduzir as emissões de gases efeito estufa, que tem desestimulado o uso de carvão (WCI, 2005b).

Segundo National Coal Council (2003), aproximadamente um terço do total das emissões de CO₂ antropogênicas são derivadas do uso de combustíveis fósseis em usinas termelétricas, contribuindo à acumulação de gases de efeito estufa na atmosfera. Numerosas propostas políticas nacionais e internacionais estão sendo estudadas para restringir a emissão destes gases com o fim de conseguir uma estabilização nas concentrações destes compostos na atmosfera a um nível que evite perigosas interferências com o sistema climático, sendo, o Protocolo de Kioto de 1997 o único instrumento existente que busca reduzir as emissões de CO₂ e demais gases efeito estufa.

Atualmente, as discussões para atingir o nível “Zero Emissões” de CO₂ nas usinas termelétricas a carvão se encontram centradas nas tecnologias de captura e armazenamento de Dióxido de Carbono. No entanto, esta tecnologia ainda não se encontra comercialmente

disponível. Por isso, a mais previsível e confiável opção para reduzir emissões de CO₂ é a utilização de tecnologias avançadas para a conversão do carvão (Clean Coal Technology) (WCI, 2005b). Estas tecnologias, através do aumento da eficiência do ciclo, não só reduzem as emissões de dióxido de Carbono (Figura 3.1), também diminuem as emissões de poluentes atmosféricos e conseguem uma redução nos custos de operação da planta ao diminuir o consumo de combustível. As principais tecnologias usadas na geração eletricidade incluem:

- Usinas Supercríticas de Carvão Pulverizado;
- Combustão em Leito Fluidizado; e
- Gasificação Integrada com Ciclo Combinado.

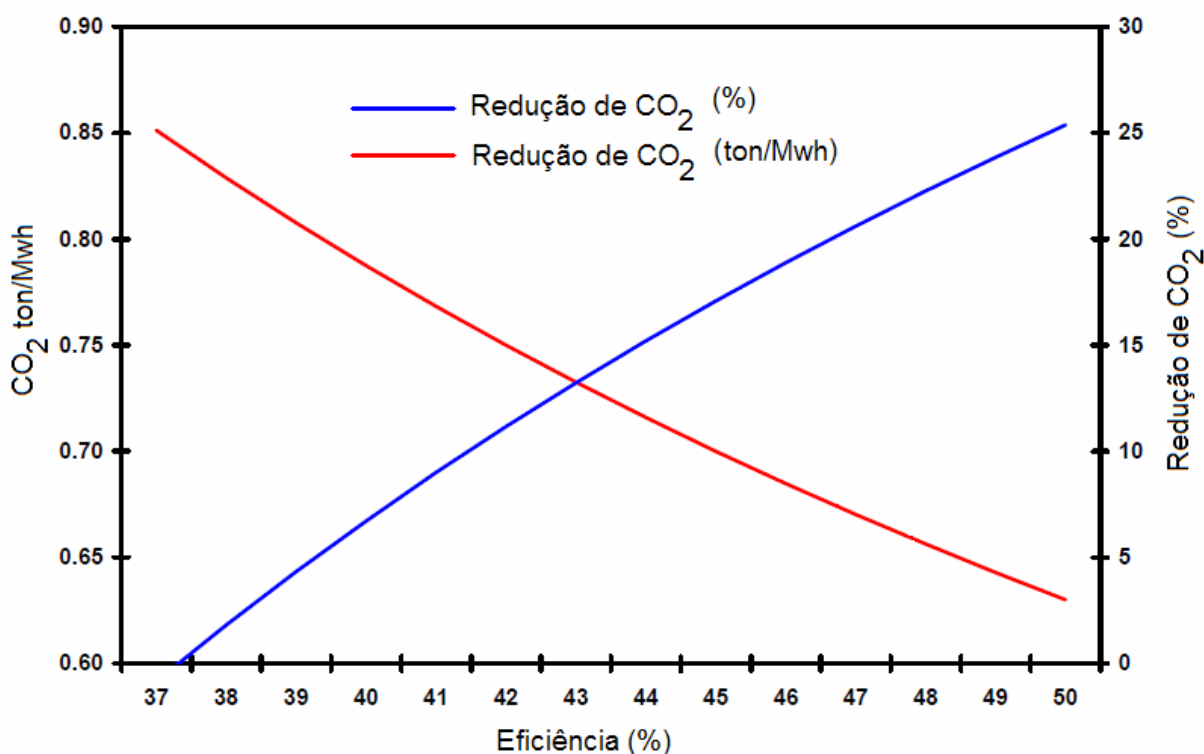


Figura 3.1 Diminuição das emissões de CO₂ em função da eficiência.
Fonte: World Coal Institute (2005b).

Na última década, usinas termelétricas de carvão pulverizado com parâmetros de até 30 Mpa e 600 °C se encontram em operação, atingindo eficiências térmicas de 45% e superiores para usinas de carvão betuminoso (Bugge *et al.* 2006; Mandal, 2006). Este aumento da eficiência representa uma redução de aproximadamente 15% das emissões de CO₂ comparadas com as emissões de um ciclo subcrítico da mesma capacidade de geração. Novas melhorias nas eficiências podem ser atingidas aumentando os parâmetros do ciclo supercrítico alcançando uma redução aproximada de 25% das emissões de CO₂ e outros gases poluentes.

Porém, isto depende da disponibilidade e desenvolvimento de novas ligas metálicas que resistam a altas pressões e temperaturas (Beér, 2007).

3.1 Descrição da Tecnologia.

A maioria das usinas termelétricas a carvão existentes no mundo, estão baseadas no ciclo convencional de Rankine com reaquecimento com parâmetros de operação de pressão em uma faixa de 160-180 bar e de temperaturas do vapor entre uma faixa de 535-565 °C, respectivamente.

A eficiência termodinâmica de um ciclo convencional pode ser melhorada significativamente se a temperatura e pressão do vapor de operação são aumentadas. Segundo DTI (2006), para cada 20 K de aumento no vapor principal da caldeira e vapor de reaquecimento, pode melhorar relativamente a eficiência do ciclo em aproximadamente um ponto percentual conforme apresentado na Figura 3.2.

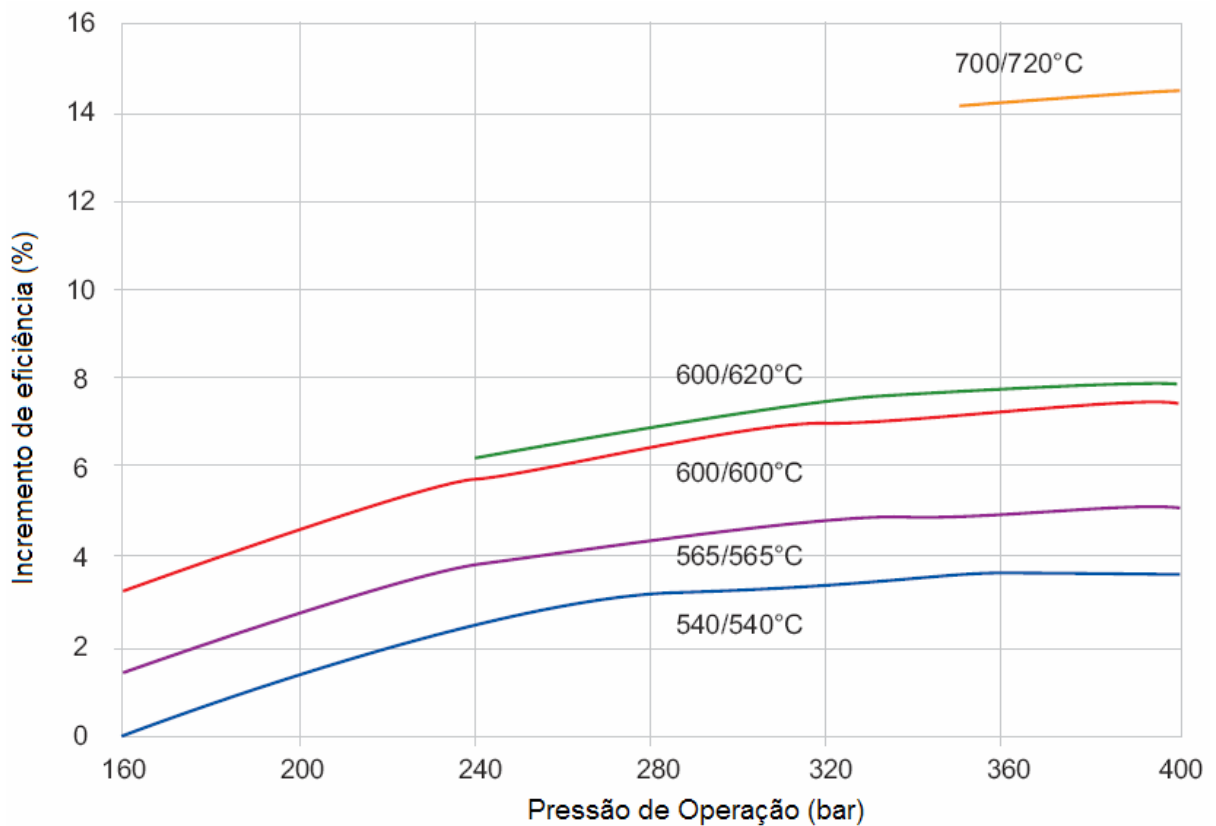


Figura 3.2 Aumento Relativo da eficiência com a temperatura.
Fonte: Department of Trade and Industry (2006).

Em um ciclo com reaquecimento, o aumento da pressão do vapor sempre melhorará a eficiência do ciclo e isso é um incentivo para usar as condições de vapor supercrítico (>222 bar). Hoje em dia mais de 550 usinas supercríticas se encontram em operação somando uma capacidade total instalada de aproximadamente 300 GW (Modern Power Systems, 2003; DTI, 1999). Os limites desta tecnologia ainda estão em debate, cientistas e fabricantes indicam que a longo prazo o objetivo é atingir pressões e temperaturas de vapor de 350 bar e 700 °C respectivamente (Kjaer, 2006; Bugge *et al.* 2006). Além das melhoras térmicas destas centrais pelo uso de parâmetros avançados de vapor, ajustando o fator de excesso de ar, diminuindo a temperatura nos gases de exaustão, diminuindo a pressão de operação do condensador e incorporando outro estágio de reaquecimento obtém-se um acréscimo na eficiência do ciclo conforme apresentado na Figura 3.3 (Schilling 1993 *apud* Beér 2007).

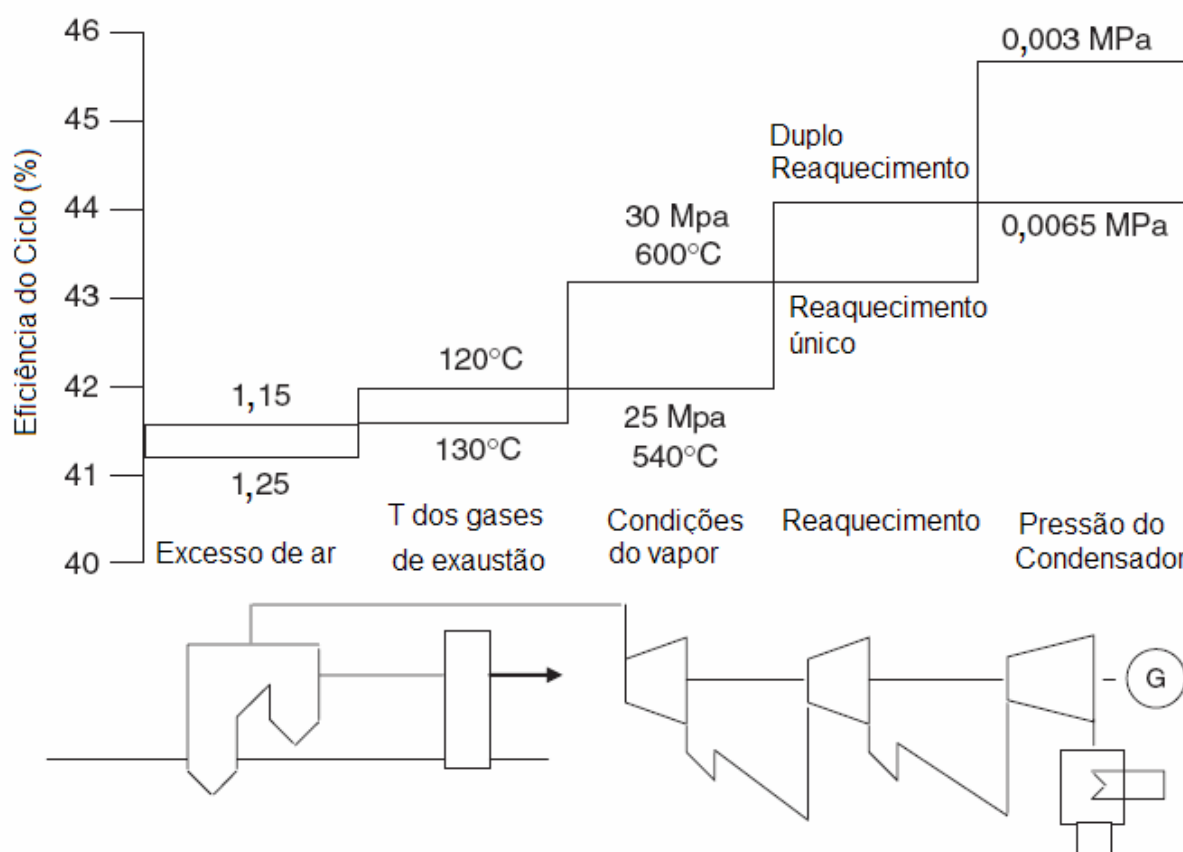


Figura 3.3 Aumento da eficiência em função dos parâmetros de operação

Como se observa na Figura 3.3 os dois primeiros passos estão relacionados com as perdas de calor nos gases de exaustão, numa caldeira estas perdas são de aproximadamente 6 - 8%. O fator de excesso de ar representa a quantidade a mais no fluxo mássico do ar de combustão baseado na quantidade teórica de ar para combustão completa. Se este excesso aumenta o fluxo mássico na saída da chaminé, aumenta a contribuição para as perdas

energéticas. Melhorias nos sistemas de combustão de carvão (menor granulometria do carvão pulverizado e melhorias no desenho do queimador) permitem a redução do excesso de ar sem sacrificar a eficiência da combustão. Estes recursos precisam de gastos adicionais de energia para a moagem do carvão e aumento na velocidade do ar através dos queimadores. No entanto, esta energia adicional não se compara com o ganho térmico na caldeira.

O sistema de preparação, alimentação, secagem e moagem do carvão e o transporte pneumático do carvão pulverizado para os queimadores estão totalmente integrados com a caldeira. Para carvões com baixa reatividade, a granulometria das partículas é diminuída para criar uma grande área de superfície específica do carvão, assim como para melhorar as condições de ignição e combustão (Beér, 2000).

Na operação de caldeiras a carvão pulverizado, as partículas de carvão têm um diâmetro entre 5-400 μm , para o carvão Betuminoso entre 70-75% das partículas têm um diâmetro inferior de 75 μm , e só 2% têm um diâmetro superior a 300 μm . O carvão é fornecido através dos queimadores da caldeira junto com o ar primário de combustão. O Ar secundário e terciário são fornecidos diretamente na câmara de combustão, onde o carvão é queimado a temperaturas entre 1500-1900 $^{\circ}\text{C}$ (EUSESTEL, 2005).

A configuração dos queimadores de carvão pulverizado geralmente varia de acordo com a posição de sua montagem na fornalha. De uma maneira geral as configurações podem ser basicamente de três tipos: 1) caldeiras com queima na parede frontal, 2) caldeiras com queima em paredes opostas e 3) caldeiras com queima tangencial (queimadores montados nos cantos da caldeira), nos quais os queimadores são ajustados, por exemplo, segundo a variação do ângulo de inclinação (EUSESTEL, 2005). A eleição da tecnologia do queimador é baseada principalmente na capacidade da caldeira, custos e limitações ambientais.

A redução da temperatura na saída dos gases de combustão está limitada por seu ponto de orvalho, pois em temperaturas mais baixas encontra-se a condensação do vapor de água afetando a transferência de calor nos preaquecedores de ar. Por isso, um excesso de ar inadequado além de aumentar as perdas de calor na saída dos gases de combustão, limita a redução da temperatura dos gases de exaustão, já que o aumento na quantidade de oxigênio no fluxo de gases aumenta a oxidação do SO_2 para SO_3 promovendo a formação de vapor de ácido sulfúrico o qual incrementa o ponto de orvalho dos gases de exaustão e, por tanto, aumenta o mínimo admissível de temperatura na saída dos gases (Beér, 2007). Para cada 10 $^{\circ}\text{C}$ reduzidos na temperatura dos gases de exaustão se obtém um aumento na eficiência de 0,3%.

No ciclo de Rankine a eficiência é proporcional à pressão e temperatura de operação do ciclo, e inversamente proporcional à pressão do condensador e, portanto, dependente da

temperatura do meio refrigerante. Usinas Termelétricas europeias com acesso a fontes de água com baixas temperaturas têm conseguido um aumento da eficiência de mais de 2% ao reduzir a pressão de operação do condensador de 67 mbar até 30 mbar.

As características operacionais dos ciclos supercríticos mais modernos (operando a pressões de vapor superiores a 25 MPa) utilizam-se dois estágios de reaquecimento aumentando ainda mais a eficiência do ciclo e evitando a passagem de grande quantidade de líquido (umidade) nos últimos estágios da turbina, devido à alta pressão do vapor na saída da caldeira e entrada da turbina, que pode comprometer a integridade das pás do rotor nos últimos estágios de expansão e a eficiência da mesma (Silva, 2004). Na Figura 3.4 o diagrama ($h - s$) representa a expansão do vapor em uma turbina com reaquecimento na caldeira, linha (a) para um estágio de reaquecimento e linha (b) para dois estágios de reaquecimento.

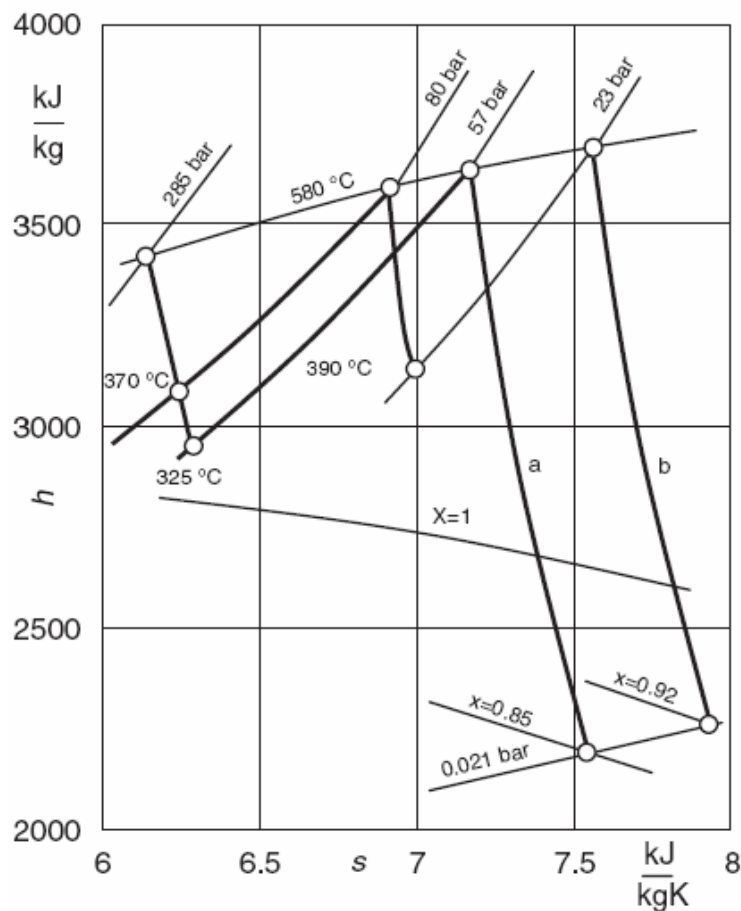


Figura 3.4 Diagrama ($h - s$) da expansão e reaquecimento do vapor no ciclo supercrítico

3.2 Impactos Atmosféricos

Os efluentes gasosos, objeto principal desta descrição, são responsáveis pelo principal impacto ambiental de uma usina termelétrica, estes são gerados durante o processo de combustão do carvão. Segundo a EPA (2007), estas emissões são função da classificação e composição do carvão, tipo de caldeira, tecnologia de combustão e qualidade de manutenção dos equipamentos. Os principais poluentes gerados são: o material particulado (PM), óxidos de enxofre (SO_x), óxidos de nitrogênio (NO_x) e monóxido de carbono (CO). Também existe grande preocupação pela quantidade de emissões de CO_2 decorrentes do processo de geração de potência.

Os impactos ocasionados na atmosfera fazem referência à alteração desta pela adição de gases, partículas sólidas ou líquidas em proporções diferentes das naturais. O setor energético é responsável pela emissão de 75% de dióxido de carbono, 41% de chumbo, 85% de óxidos de enxofre e cerca de 76% de óxidos de nitrogênio (Jannuzzi, 2001). A combustão de carvão é um dos principais mecanismos de poluição, gerando, além dos poluentes mencionados anteriormente, dióxido e monóxido do carbono, material particulado e outros agentes poluentes, os quais, causam efeitos nocivos para o ambiente e a saúde.

Estes efeitos podem ter caráter local, quando os impactos relacionados com a fonte (usina termelétrica) ocorrem nas suas imediações, como a diminuição da qualidade do ar nas cidades, ou de caráter global, quando as características do agente poluente afetam o balanço geral do planeta e as zonas distantes dos centros de emissão, por exemplo, como a mudança climática global (ATSDR, 2007).

3.2.1 Qualidade do Ar

Como se mencionou previamente, entre os impactos causados à atmosfera têm-se os agentes poluentes de natureza local, os quais possuem uma importância elevada devido as suas implicações na saúde. Os principais poluentes deste tipo são: Monóxido de Carbono (CO), Óxidos do Nitrogênio (NO_x), Material Particulado (PM) e Óxidos de Enxofre (SO_x).

A exposição a estes poluentes pode causar efeitos agudos e crônicos na saúde provocando ou agravando doenças respiratórias como bronquite e enfisemas, especialmente em crianças e idosos. Os efeitos agudos são experimentados pelas pessoas em pouco tempo de exposição ao poluente e, geralmente, suas seqüelas são reversíveis. No entanto, os efeitos crônicos são difíceis de reconhecer e tendem a serem irreversíveis (ATSDR, 2007).

Monóxido de Carbono (CO): É um gás incolor, inodoro e muito tóxico, prejudica a oxigenação dos tecidos, é um asfixiante sistêmico. É gerado como resultado da combustão incompleta do carvão e outras substâncias que contêm o carbono (ENVTOX, 2007). Além de contribuir à poluição atmosférica, representa uma perda de energia e serve como parâmetro verificador da qualidade da combustão.

Segundo Signoretti (2008), os processos de formação deste poluente são complexos, pois eles dependem não só do composto que reage com o oxigênio, mas também das condições existentes na câmara de combustão. Dentre os fatores relacionados com sua formação estão: concentrações de oxigênio; temperatura da chama; tempo de permanência do gás em altas temperaturas e turbulência na câmara de combustão. Assim, como forma de redução das emissões de CO é aconselhável operar com um certo excesso de ar e, sempre que possível, incrementar a taxa de mistura entre combustível e ar. Na presença de excesso de ar, a concentração de equilíbrio de CO em baixas temperaturas é desprezível, contudo, em altas temperaturas, o equilíbrio favorece a presença de CO (Carvalho e Lacava, 2003 *apud* Signoretti, 2008).

Óxidos do nitrogênio (NO_x): os óxidos de nitrogênio são uma família de compostos químicos poluentes do ar, principalmente representados pelo dióxido do nitrogênio (NO₂) e monóxido do nitrogênio (NO). É produzido como subproduto em todas as combustões realizadas a altas temperaturas. O dióxido de nitrogênio é gás tóxico, irritante e precursor da formação da partícula do nitrato gerando níveis elevados de partículas de 2,5 µm na atmosfera. Além disso, sua reação com vapor da água na atmosfera conduz à formação do ácido nítrico (HNO₃), o qual é um componente importante da chuva ácida. O dióxido de nitrogênio (NO₂) também reage com a luz do sol e favorece a formação do ozônio e do smog fotoquímico no ar (EPA, 2007).

Segundo Negri (2002), a presença de NO₂ nos gases de combustão de centrais termelétricas é baixa, comparada com as concentrações de NO que variam entre 90-95%. No entanto, o NO₂ é rapidamente formado a partir da oxidação do NO uma vez que este é emitido na atmosfera, por isso suas taxas de emissão são medidas em função do NO₂. As emissões de NO_x nos sistemas de combustão resultam de três principais mecanismos (Negri, 2002; Signoretti 2008):

- **NO térmico:** é fonte dominante, formado pela oxidação de N₂ atmosférico com a presença de O₂ em altas temperaturas. No entanto, a formação do NO não só é formada

pelo ataque do oxigênio molecular sobre o N_2 atmosférico. Na realidade é uma reação em cadeia em que N_2 atmosférico é atacado pelos radicais O e OH formados pela reação entre H e O_2 dando início ao mecanismo de reação de Zeldovich, apresentado na Tabela 3-1 (Signoretti 2008).

Segundo Silva e Nascimento (2004), a concentração de óxidos de nitrogênio “térmicos” cresce mais com o aumento da temperatura do que com o acréscimo da concentração de oxigênio atômico.

Tabela 3-1 Formação do NO_x térmico pelo mecanismo de Zeldovich.

Nº	Reação
1	$N_2 + O \rightleftharpoons NO + N$
2	$N + O_2 \rightleftharpoons NO + O$
3	$N + HO \rightleftharpoons NO + H$

- **NO ativo:** Formado a partir de reações de radicais derivados de hidrocarbonetos presentes na chama de combustíveis, onde ocorre a maior parte das reações. A formação do NO ativo é realizada em dois estágios. Primeiro a partir da reação de hidrocarbonetos com o nitrogênio formando HCN e CN, para depois oxidar em NO. As características do NO ativo são: dependência fraca entre a emissão e a temperatura, tipo de combustível, dependência da relação ar/combustível e tempo de residência (Negri, 2002).
- **NO combustível:** Formado em decorrência da combinação do N presente no combustível com o oxigênio do ar em temperaturas moderadas ($T_{max} < 1500$ °C), esta reação é diretamente dependente do excesso de ar e da quantidade de nitrogênio contida no combustível, o qual, no carvão mineral chega até 2,7% em massa, maior que qualquer combustível fóssil (Silva e Nascimento, 2004). A formação deste composto se dá, basicamente, pelo fracionamento dos compostos nitrogenados do combustível em radicais nitrogenados secundários principalmente HCN e NH_3 que é oxidado em NO pelas reações apresentadas na Tabela 3-2 (Negri, 2002).

Tabela 3-2 Formação do NO_x combustível.

Nº	Reação
1	$\text{NH} + \text{O} \rightleftharpoons \text{N} + \text{OH}$
2	$\text{NH} + \text{O} \rightleftharpoons \text{NO} + \text{H}$
3	$\text{HCN} + \text{O} \rightleftharpoons \text{NCO} + \text{H}$
4	$\text{CN} + \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{NCO} + \text{H}$
5	$\text{NCO} + \text{O} \rightleftharpoons \text{NO} + \text{CO}$
6	$\text{NCO} + \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{NO} + \text{CO} + \text{O}$
7	$\text{HCN}/\text{NH}_3 + \text{NO} \longrightarrow \text{N}_2 + \text{PRODUTOS}$

Dióxidos de Enxofre (SO₂): É um gás incolor, irritante e altamente solúvel em água. A exposição contínua de pessoas à este poluente provoca disfunções respiratórias e em altas concentrações pode levar a morte. É a principal causa da chuva ácida, visto que na atmosfera, se combina com o vapor de água sendo transformado em ácido sulfúrico, que ao ser precipitado causa um impacto negativo na biota (AET, 2007). O SO₂ é lançado na atmosfera através da combustão de todos os combustíveis fósseis já que todos têm enxofre em sua composição. No entanto, segundo Carvalho e Lacava (2003) *apud* Signoretti (2008), o carvão mineral é o responsável pela emissão de 61% do total das emissões antropogênicas de SO₂ no mundo, dado que, a concentração deste poluente nos gases de exaustão é proporcional ao teor de enxofre contido no combustível, que no carvão, pode chegar até 6%, sendo o combustível fóssil de maior teor de enxofre.

Como se mencionou anteriormente, o SO₂ é oxidado a SO₃, formando ácido sulfúrico com o vapor da água (H₂SO₄). Esta reação inicia quando os gases de exaustão ainda estão na chaminé. Esta transformação depende do tempo de permanência no ar, presença de luz solar, temperatura, umidade e adsorção do gás na superfície das partículas. Se houver permanência no ar por um período prolongado de tempo, o SO₂ e seus derivados podem ser transportados para regiões distantes das fontes primárias de emissão, aumentando a área de atuação destes poluentes (Signoretti, 2008). Além da formação de H₂SO₄ através do SO₃, o SO₂ restante é oxidado na atmosfera pelo radical OH e sua transformação em chuva ácida se dá através das seguintes reações apresentadas na Tabela 3-3. Geralmente, essa chuva ácida também possui ácido nítrico formado a partir de óxidos de nitrogênio (NO_x) (Jannuzzi, 2001).

Tabela 3-3 Formação da chuva ácida.

Nº	Reação
1	$\text{HO} + \text{SO}_2 \longrightarrow \text{HSO}_3$
2	$\text{HSO}_3 + \text{O}_2 \longrightarrow \text{HSO}_5$
3	$\text{HSO}_5 + \text{NO} \longrightarrow \text{HSO}_4 + \text{NO}_2$
4	$\text{HSO}_4 + \text{NO}_2 + \text{H}_2\text{O} \longrightarrow \text{H}_2\text{SO}_4 + \text{HNO}_3$

Material Particulado: É o termo usado para definir a mistura contínua de partículas sólidas e líquidas suspensas no ar. O material particulado, não é quimicamente uniforme, pois existe com grande variedade de tamanhos e composições químicas. Algumas destas partículas são visíveis, como a fuligem, que são partículas de carbono e material carbonoso parcialmente oxidado e cinzas decorrentes da combustão completa do combustível. Porém, outras partículas são pequenas e somente podem ser detectadas pelo uso de um microscópio eletrônico.

Estas partículas são classificadas por seu tamanho em: partículas menores que 2,5 μm são denominadas respiráveis pela facilidade de penetração no sistema respiratório humano ocasionando tosse, asma e bronquite; já partículas entre 2,5 μm e 10 μm e maiores que 10 μm são partículas que têm efeitos no meio ambiente causando diminuição da visibilidade e ajuda na formação de poluentes secundários. As partículas com diâmetros inferiores a 10 μm movem-se aleatoriamente com o vento e sua permanência no ar não está definida. Por outro lado, as partículas com diâmetros superiores têm pouca permanência no ar e depositam-se rapidamente. A variedade de tamanhos do material particulado e velocidade de deposição fazem necessária a utilização de diferentes tipos de equipamentos ambientais para seu controle (EPA, 2007).

A quantidade de material particulado emitido durante o processo de combustão é proporcional ao teor de cinzas do combustível, que em alguns tipos de carvão betuminoso pode superar 10% em relação ao peso do combustível.

3.2.2 A Mudança Climática

Nas últimas décadas, tem sido detectado um aumento das concentrações dos gases de efeito estufa como dióxido de carbono (CO_2), Metano (CH_4) e Óxido Nitroso (N_2O) na atmosfera da terra. Esta contínua acumulação pode conduzir a um aumento na temperatura média da superfície da terra e causar mudanças no clima mundial, alterando a produtividade

agrícola, os níveis dos mares e aumentando os desastres naturais. Desde os anos 70, a atenção foi centrada nos efeitos gerados pelo aumento das concentrações atmosféricas de dióxido de carbono, que entre o tempo pré-industrial e o ano de 2005 mudou de 280 ppmv a 359 ppmv (NOAA, 2005).

Durante a combustão do carvão são geradas emissões de CO_2 , CH_4 e N_2O , sendo o dióxido de carbono o composto de maior concentração nos gases de exaustão, já que, 99% do carbono contido no combustível é transformado em CO_2 durante sua queima na fornalha, sendo este processo quase independente da configuração do queimador. As emissões de CO_2 variam proporcionalmente com a quantidade de carbono contido nos diferentes tipos de carvão (EPA, 1995).

A formação de N_2O durante o processo de combustão é regida por uma série de complexas reações e é dependente de muitos fatores. Os dois fatores mais importantes são a temperatura de combustão e o excesso de ar. Se a combustão se dá a temperaturas superiores a 857°C e um excesso de ar superior a 1% irá se minimizar a formação deste composto (EPA, 1995). Assim, em usinas termelétricas a formação deste composto é insignificante, com exceção das usinas que utilizam caldeiras de leito fluidizado devido às baixas temperaturas de operação no leito.

As emissões de CH_4 variam conforme a composição do carvão e o tipo de configuração da caldeira, mas durante os períodos de partida e parada da combustão neste equipamento é que suas emissões são mais altas. Tipicamente as condições que favorecem a formação de N_2O também favorecem as emissões de CH_4 (EPA, 1995).

Nesta ordem de idéias, a atenção está centrada nas emissões de dióxido de carbono, já que, hoje em dia não existe um equipamento prático e econômico para controlá-las. Segundo Negri (2002), a combustão de carvão, gás e óleo são responsáveis pela emissão de dois terços do total das emissões de CO_2 no mundo. Como a demanda por energia elétrica cresce continuamente os níveis de CO_2 continuarão aumentando. Por isto, as usinas termelétricas são as principais candidatas para aplicação de técnicas emergentes de armazenamento e seqüestro de carbono. No entanto, a maioria destas tecnologias ainda não foi aplicada e estão sujeitas a ganhos de escala que permitam reduzir custos e implantar políticas ambientais que permitam a recuperação dos investimentos, a fim de tornar viável sua utilização.

3.3 Eficiência Ecológica

Como se mostrou anteriormente, as usinas termelétricas a carvão geram um grande impacto ambiental atmosférico, principalmente, pela emissão de material particulado (PM), óxidos de enxofre (SO_x), óxidos de nitrogênio (NO_x) e dióxido de carbono (CO₂) lançadas na atmosfera. Assim, para analisar o impacto atmosférico de uma usina termelétrica deve-se considerar a taxa de emissão de cada um dos poluentes mencionados anteriormente e compará-los com os limites das normas de emissão existentes.

A eficiência ecológica avalia de forma integral, os impactos no meio ambiente causado pelas emissões lançadas pelas usinas termelétricas. Esta avaliação é realizada tomando como referência a massa de poluentes gerada pela combustão de 1 kg de combustível e não pela quantidade de poluentes gerados por unidade de energia como nas normas de emissão (Salomon, 2003; Silveira *et al.* 2007). Com este tipo de análise, partindo do ponto de vista ecológico, uma usina termelétrica de alta eficiência que não cumpre com os limites impostos nas normas ambientais pode ter um menor impacto que uma usina termelétrica de maior porte com baixa eficiência que satisfaça as normas de emissões impostas (Cardu e Baica, 1999a; Silveira *et al.* 2007).

A metodologia para a análise ambiental utilizando a eficiência ecológica foi proposta, inicialmente, por Cardu e Baica (1999a), para usinas termelétricas com ciclo de vapor baseados em carvão. Nesta proposta são considerados os impactos gerados pelo CO₂, SO₂ e NO_x como uma só entidade global, além da quantidade de emissões destes gases em relação a sua eficiência térmica.

Salomon (2003), ampliou o campo de aplicação desta metodologia para outros ciclos de potência utilizando diferentes combustíveis, além de incorporar os efeitos das emissões de material particulado na proposta original.

Segundo Cardu e Baica (1999b) e Salomon (2003), avaliar o impacto ambiental das emissões lançadas pelas usinas termelétricas baseadas em carvão, pode ser feito através da eficiência ecológica (ψ). Esta permite realizar uma avaliação, por meio de um poluente hipotético denominado “Dióxido de Carbono Equivalente” (CO₂)_e, calculado a partir do conteúdo resultante da combustão de um quilograma de combustível.

Cardu e Baica (1999a), propuseram para o cálculo deste composto hipotético a Equação (1), em que os fatores de multiplicação desta equação foram determinados utilizando a concentração máxima admissível no lugar de trabalho. Ao dividir a concentração máxima permitida de CO₂ na concentração máxima permitida de óxidos de enxofre e óxidos de

nitrogênio avaliou-se uma equivalência entre os efeitos nocivos em seres humanos do SO_2 e NO_x e CO_2 .

$$(CO_2)_e = (CO_2) + 700(SO_2) + 1000(NO_2) \quad (1)$$

Como foi dito anteriormente, Salomon (2003), estendeu o uso da eficiência ecológica incorporando os efeitos das emissões de material particulado. Desta forma o cálculo do CO_2 equivalente foi realizado através da Equação (2), em que os coeficientes de equivalência entre os poluentes foram avaliados utilizando a concentração máxima permissível no lugar de trabalho para o CO_2 , os padrões de qualidade do ar da Organização Mundial da Saúde para SO_2 e NO_x e o padrão brasileiro de qualidade do ar para o PM.

$$(CO_2)_e = (CO_2) + 80(SO_2) + 50(NO_2) + 67(PM) \quad (2)$$

Os valores da emissão dos poluentes analisados (CO_2 , SO_2 , NO_2 e PM), podem obter-se através da estequiometria da reação para o CO_2 e SO_2 , utilizando a composição elementar do combustível e assumindo que todo o carbono e o enxofre contido é oxidado. Também pode-se utilizar a composição do combustível para calcular as emissões de partículas utilizando o teor de cinzas.

Outra opção para a obtenção das quantidades dos poluentes gerados é a utilização dos fatores de emissão fornecidos pela Agência de Proteção Ambiental (EPA) “Compilation of Air Pollutant Emissions Factors AP-42” que apresenta as relações para obter os valores emitidos em função do combustível utilizado, tecnologia de queima e equipamentos de controle. É importante ressaltar que os valores de emissão obtidos devem ser expressos em quilograma de poluente por quilograma de combustível (kg/kg_f).

Segundo Cardu e Baica (1999b), a eficiência ecológica pode ser expressa da seguinte forma:

$$\psi = \left[\frac{0,204\eta}{\eta + \Pi_g} \ln(135 - \Pi_g) \right]^{0,5} \quad (3)$$

em que (η) é a eficiência do ciclo da usina termelétrica e (Π_g) é o “Indicador de Poluição” expresso em kg/MJ o qual quantifica o impacto ambiental da queima do combustível e é característico de cada um destes. O indicador de poluição é expresso matematicamente:

$$\Pi_g = \frac{(CO_2)_e}{PCI} \quad (4)$$

Segundo Changhe (2002), a eficiência ecológica é proporcional à eficiência (Figura 3.5) e inversamente proporcional ao indicador de poluição (Figura 3.6). Conforme a tendência apresentada no gráfico, é claro que, desde o ponto de vista da eficiência ecológica, qualquer tipo de carvão com baixo PCI (MJ/kg) e alto conteúdo de enxofre não é recomendável para usinas termelétricas a carvão.

O valor da eficiência ecológica varia entre zero e um, onde $\psi = 1$ é o valor ideal e é obtido quando se utilizam combustíveis com indicadores de poluição igual a zero ($\Pi_g = 0$), sem importar a eficiência da usina, ou seja, para qualquer valor de η . O valor insatisfatório $\psi = 0$ é obtido quando se utilizam combustíveis com indicadores de poluição igual a cento e trinta e quatro ($\Pi_g = 134$) sem importar o valor da eficiência. Segundo Changhe (2002), o valor mínimo aceitável da eficiência ecológica para qualquer usina termelétrica é $\psi = 0,5$ e se denomina “Eficiência Ecológica Crítica” (ψ_{cr}). A condição de idealidade se dá ao assumir a combustão de Hidrogênio e insatisfatória ao assumir a combustão de enxofre puro. Na Tabela 3-4 apresentam-se as características destes combustíveis virtuais (Villela e Silveira 2007).

Tabela 3-4 Características dos combustíveis virtuais.

Combustível	S (%)	(CO ₂) _e (kg/kg _F)	PCI (MJ/kg _F)	Π_g (kg/MJ)
Hidrogênio	-	0	10,742	0
Enxofre	100	1400	10,450	134

De acordo com o parágrafo anterior, é claro que da mesma forma que a eficiência do ciclo (η), deseja-se valores da eficiência ecológica (ψ) mais pertos à unidade, que no final representará menor impacto ambiental.

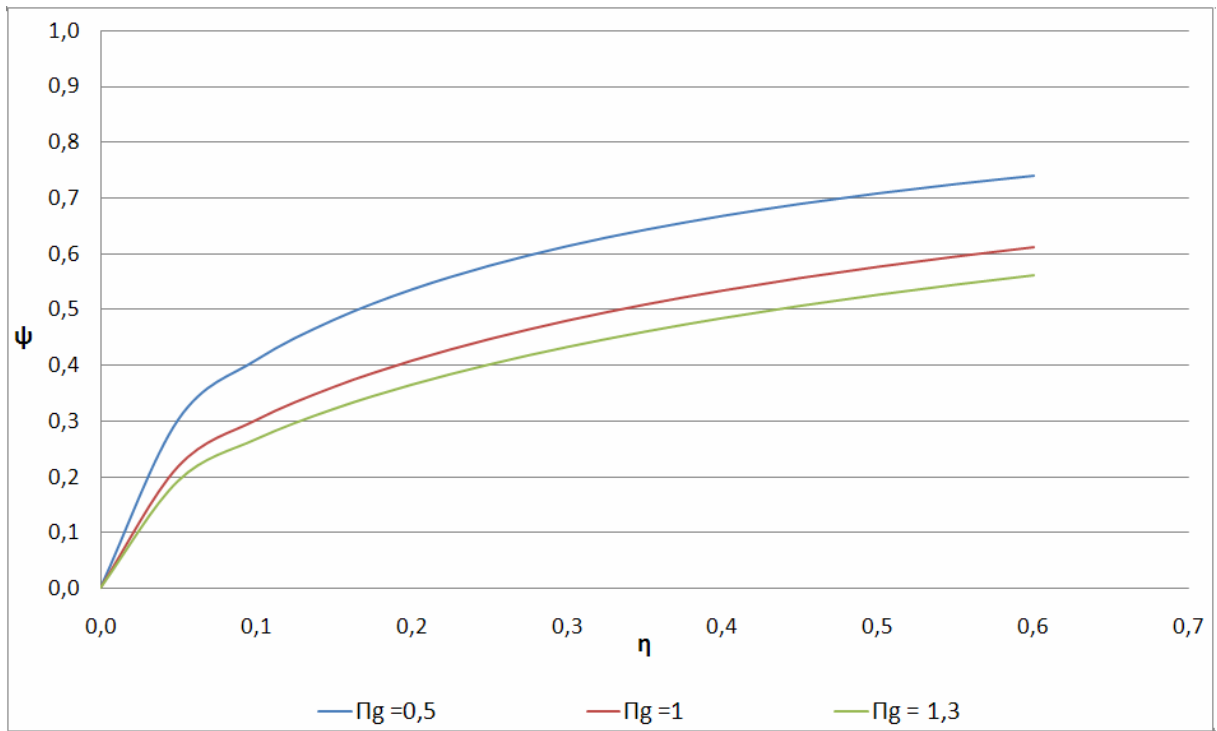


Figura 3.5 Variação de ψ em função de η

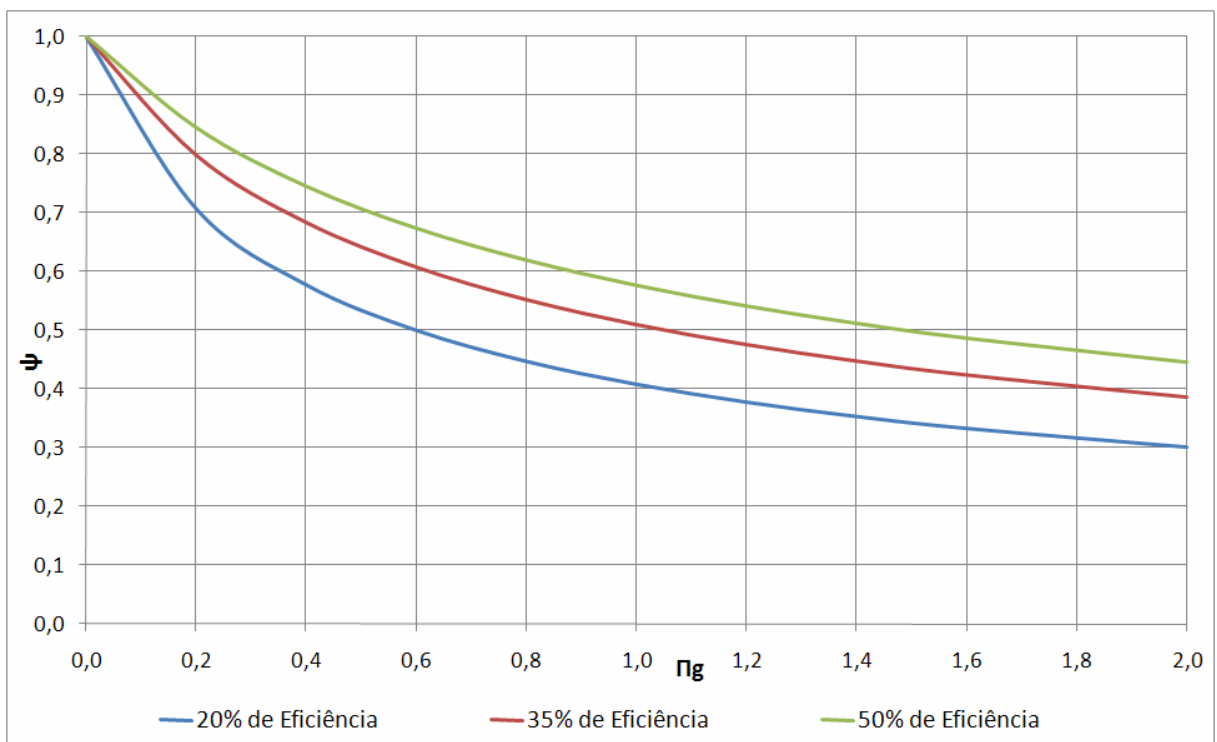


Figura 3.6 Variação de ψ em função de Πg

Salomon (2003), Villela e Silveira (2007) e Silveira et al. (2007), basearam o cálculo da eficiência ecológica utilizando a mesma expressão (Equação 3) que Cardu e Baica (1999b). No entanto, o cálculo da eficiência ecológica obtida em função do $(CO_2)_e$ (Equação 2) proposta por Salomon (2003), não satisfaz a condição anteriormente estabelecida ao usar

enxofre como combustível, ou seja, valores de zero para a eficiência ecológica ($\psi = 0$) sem importar a eficiência do sistema térmico. Por isso, ciclos de potência de baixa eficiência que utilizam combustíveis com alto teor de enxofre (Tabela 3-5) obterão altas eficiências ecológicas (Figura 3.7).

Tabela 3-5 Características de combustíveis sólidos com alto teor de enxofre.

No.	Combustível	S (%)	$(\text{CO}_2)_e^a$ (kg/kg _F)	$(\text{CO}_2)_e^b$ (kg/kg _F)	PCI (MJ/kg _F)	Π_g^a (kg/MJ)	Π_g^b (kg/MJ)
1	Carvão Illinois	3,65	11,59	55,97	23,68	0,49	2,36
2	Carvão do Egito	2,45	8,53	39,99	26,89	0,32	1,49
3	Coque de Petróleo	8,90	17,01	126,32	36,10	0,47	3,50

(a) Cálculo baseado na proposta de Salomon (2003).

(b) Cálculo baseado na proposta de Cardu e Bainca (1999b).

De acordo com a Figura 3.7, ao utilizar o cálculo $(\text{CO}_2)_e$ proposto pela Equação 2, qualquer ciclo de potência com uma eficiência inferior a 20% facilmente atingirá o valor da eficiência ecológica crítica ($\psi_{cr} = 0,5$). É importante ressaltar que no cálculo do $(\text{CO}_2)_e$ não foram levados em consideração os equipamentos de controle dos poluentes para nenhuma das metodologias.

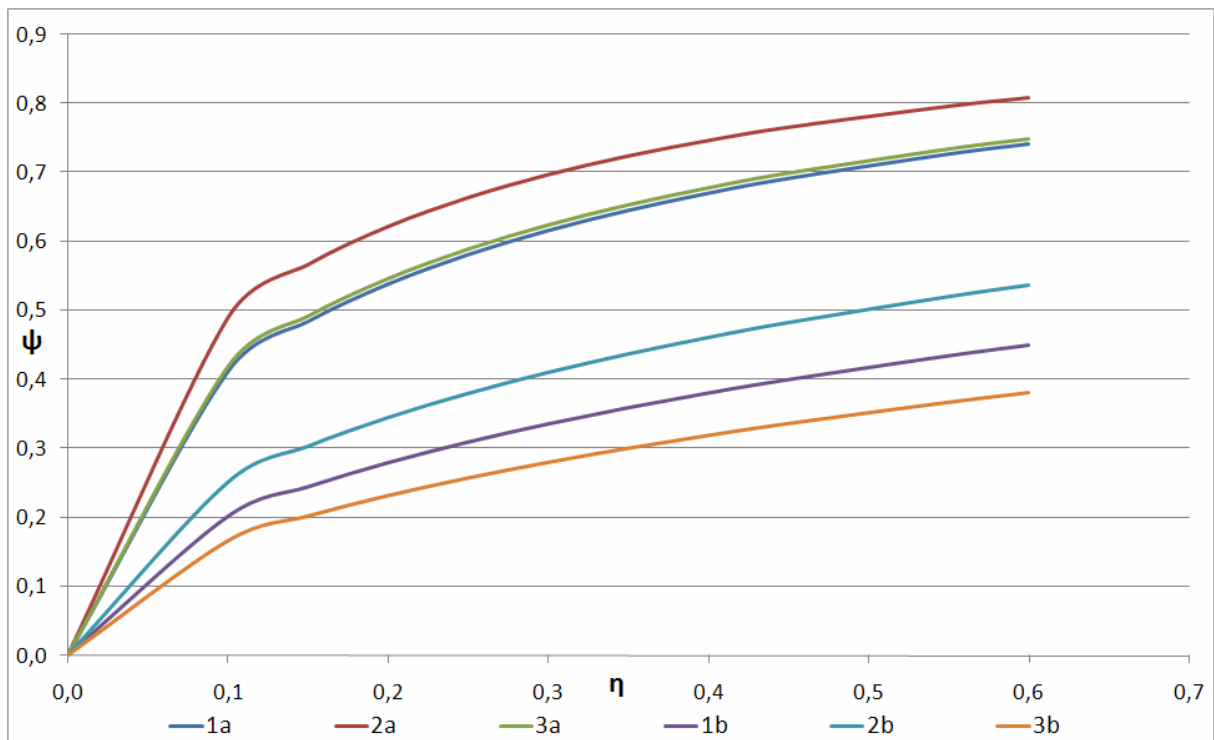


Figura 3.7 Comparação do cálculo de ψ em função de η .

Para solucionar o que foi apresentado anteriormente, a fim de considerar as emissões de material particulado no cálculo da eficiência ecológica (ψ), será proposto uma nova equação utilizando as mesmas considerações feitas por Cardu e Baica (1999b). Desta forma, baseada na seguinte função será determinada a eficiência ecológica:

$$\psi = \left[c \cdot \xi(\eta, \Pi_g) \cdot \tau(\Pi_g) \right]^x \quad (5)$$

Tomando as seguintes condições iniciais:

1. Combustão do Hidrogênio como uma combustão ideal (zero emissões) com eficiência ecológica $\psi = 1$ para qualquer valor de η .
2. Combustão de enxofre como uma combustão altamente poluidora do ponto de vista da eficiência ecológica $\psi = 0$ para qualquer valor de η .
3. Valores da eficiência ecológica (ψ) entre 0,3 e 0,4 para valores de eficiência do ciclo (η) entre 0,3 e 0,4 respectivamente.

Na Tabela 3-6 apresentam-se os valores de dióxido de carbono equivalente e o indicador de poluição para cada um dos combustíveis virtuais.

Tabela 3-6 Características dos combustíveis virtuais

No.	Combustível	S (%)	(CO ₂) _e ^a (kg/kg _F)	PCI (MJ/kg _F)	Π _g ^a (kg/MJ)	ψ ^b
1	Hidrogênio	-	0	10,742	0	1
2	Enxofre	100	160	10,450	15,3	0

(a) Cálculo baseado na proposta de Salomon (2003).

(b) Para qualquer valor de (η).

Cardu e Baica (1999b), propõem uma expressão logarítmica para a função $\tau(\Pi_g)$ e para a função $\xi(\eta, \Pi_g)$ uma expressão que satisfaça a proporcionalidade da eficiência do ciclo e a proporcionalidade inversa do indicador de poluição em relação à eficiência ecológica. Desta forma, a expressão para o cálculo da eficiência ecológica pode ser dada por:

$$\psi = \left[c \cdot \frac{\eta}{\eta + \Pi_g} \cdot \ln(K - \Pi_g) \right]^z \quad (6)$$

Para avaliar as constantes c , z e K aplicam-se condições descritas na Tabela 3-6 da seguinte forma:

- Condição (2) encontra-se que K deve tomar o valor de 16,3 para satisfazer $\psi = 0$ para qualquer valor de η .
- Conhecido o valor de K aplica-se a condição (1) de $\Pi_g = 0$ e $\psi = 1$ para qualquer valor de η avaliando o valor de c .
- Para avaliar o valor da constante z , Cardu e Baica (1999b), propõem assumir que em um ciclo convencional de Rankine, os valores da eficiência ecológica devem estar entre 0,3 e 0,4. Desta forma, obteve-se resultados para z entre 1,54-1,43 aceitando como valor médio $z = 1,5$. Assim, a nova expressão da eficiência ecológica será:

$$\psi = \left[0,358 \cdot \frac{\eta}{\eta + \Pi_g} \cdot \ln(16,3 - \Pi_g) \right]^{1,5} \quad (7)$$

Na Figura 3.8 apresenta-se a variação da eficiência ecológica (Equação 7) em função da eficiência do ciclo termodinâmico. Aqui são avaliados diferentes combustíveis (Tabela 3-7) com o intuito de verificar como sua composição de enxofre e cinzas afetam o cálculo da eficiência ecológica.

Tabela 3-7 Características de combustíveis sólidos.

No.	Combustível	S (%)	Z (%)	(CO ₂) _e (kg/kg _F)	PCI (MJ/kg _F)	Π _g (kg/MJ)
1	Betuminoso A	0,4	6,2	5,72	30,577	0,187
2	Carvão do Egito	2,45	6,0	8,53	26,891	0,317
3	Cerrejon Betuminoso	1,0	12,0	8,43	26,189	0,322
4	Coque de Petróleo	8,90	0,4	17,01	36,100	0,471
5	Carvão Illinois.	3,65	9,6	11,59	23,676	0,490
6	Linhito	1,2	43,0	16,44	6,352	2,588

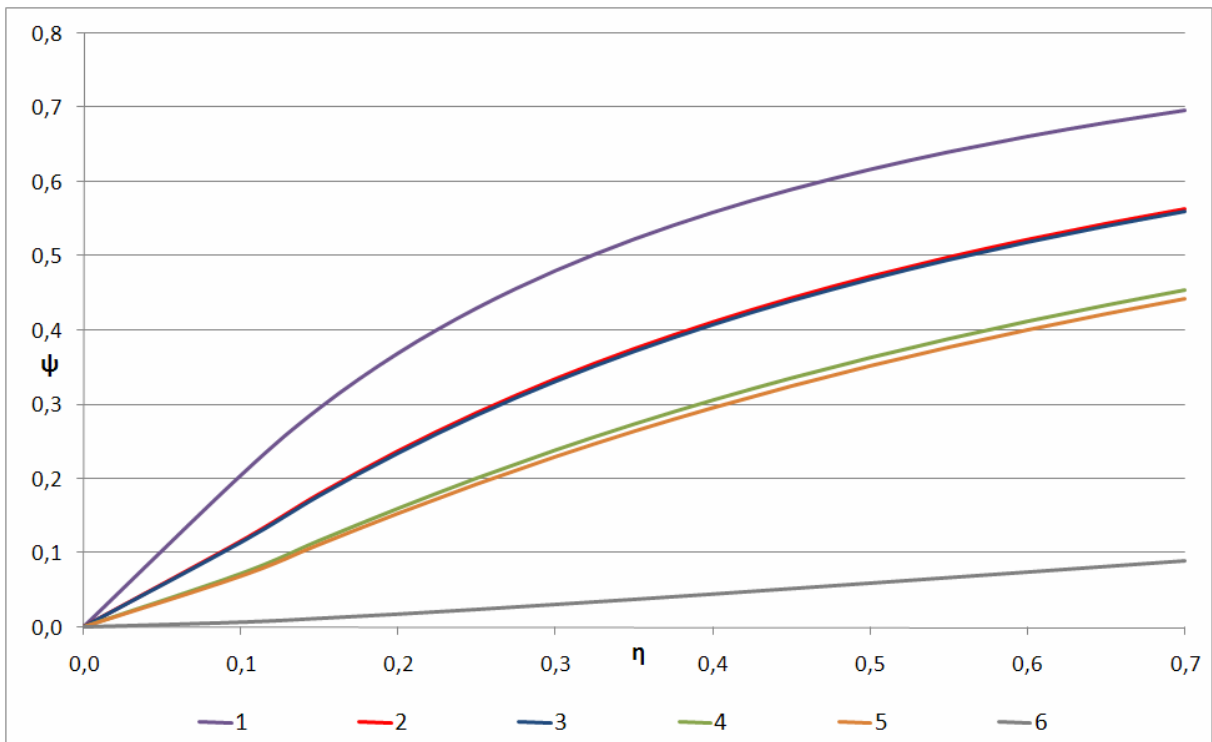


Figura 3.8 Cálculo de ψ em função de η .

Na Figura 3.8 observa-se como combustíveis de alta qualidade (combustível 4) são os mais recomendáveis para a geração elétrica, já que conseguem atingir a eficiência crítica (ψ_{cr}) com ciclos termodinâmicos operando com eficiências térmicas superiores a 35%. De forma contrária, os combustíveis como o carvão linhito, devido sua baixa qualidade não podem ser usados para a geração de potência elétrica.

No mesmo gráfico observa-se a sobreposição das linhas dos combustíveis (2 e 5) pela proximidade no valor do Indicador de Poluição (II_g). Assim, analisando as características do combustível (5), constatou-se que mesmo tendo valores inferiores de enxofre e um alto conteúdo de cinzas em sua composição, quando comparado com o combustível (2), o impacto ambiental atingido é similar, mostrando a influência da quantidade de cinzas do combustível sobre a eficiência ecológica.

Se a redução nas emissões de CO_2 , SO_2 , NO_x e PM pela utilização de equipamentos de controle são levadas em conta, o $(CO_2)_e$ pode ser determinado pela Equação 8 em que (σ_C , σ_S , σ_N e σ_{PM}) são as eficiências de remoção em cada equipamento.

$$(CO_2)_e = (CO_2)(1 - \sigma_C) + 80(SO_2)(1 - \sigma_S) + 50(NO_2)(1 - \sigma_N) + 67(PM)(1 - \sigma_{PM}) \quad (8)$$

Com a metodologia descrita anteriormente pode-se avaliar de forma integral o impacto ambiental de usinas termelétricas operando no ciclo Rankine, permitindo analisar como a

qualidade do combustível, as eficiências do ciclo e a utilização de equipamentos para a remoção de poluentes, permitem diminuir o impacto ambiental deste processo.

3.3.1 Aplicação da Eficiência Ecológica a Termelétricas a Carvão

Para analisar os fatores que influenciam (ψ) nos ciclos de Rankine, três tipos de carvão Betuminoso são selecionados. Os cálculos das emissões foram realizados utilizando os balanços de massa e fatores de emissão reportados pela EPA apresentados no Apêndice A. Na Tabela 3-8 apresenta-se os resultados das emissões atmosféricas geradas por cada quilograma de combustível sem levar em conta a redução de emissões pelos equipamentos ambientais depois da combustão.

Utilizando os dados reportados na Tabela 3-8 avaliamos a eficiência ecológica de um ciclo convencional de Rankine com eficiência térmica de 0,38 e um ciclo supercrítico de Rankine com eficiência térmica de 0,43. Os resultados são apresentados na Figura 3.9.

Tabela 3-8 Emissões atmosféricas do carvão betuminoso.

Combustível	CO ₂ (kg/kg _f)	SO ₂ (kg/kg _f)	NO ₂ ^(a) (kg/kg _f)	PM (kg/kg _f)	(CO ₂) _e (kg/kg _f)	Π _g (kg/MJ)
Carvão Illinois.	2,58456	0,06935	0,00485	0,048	11,59	0,490
Betuminoso A	2,78784	0,0076	0,00485	0,031	5,72	0,187
Cerrejon Betuminoso	2,60997	0,019	0,00485	0,0605	8,43	0,322

(a) Combustão com queimadores de baixo NO_x.

Observa-se na Figura 3.9 que o único combustível que consegue superar o valor da eficiência ecológica crítica (ψ_{cr}) é o carvão Betuminoso A, por isso será o mais recomendável para ser usado neste tipo de processo. No entanto, os três combustíveis avaliados apresentam baixas eficiências ecológicas. Além disso, observa-se uma grande diferença entre os valores das eficiências ecológicas de cada combustível.

Na Tabela 3-9 apresentam-se os resultados das emissões atmosféricas geradas por cada quilograma de combustível levando-se em conta a redução de emissões pelos equipamentos ambientais depois da combustão.

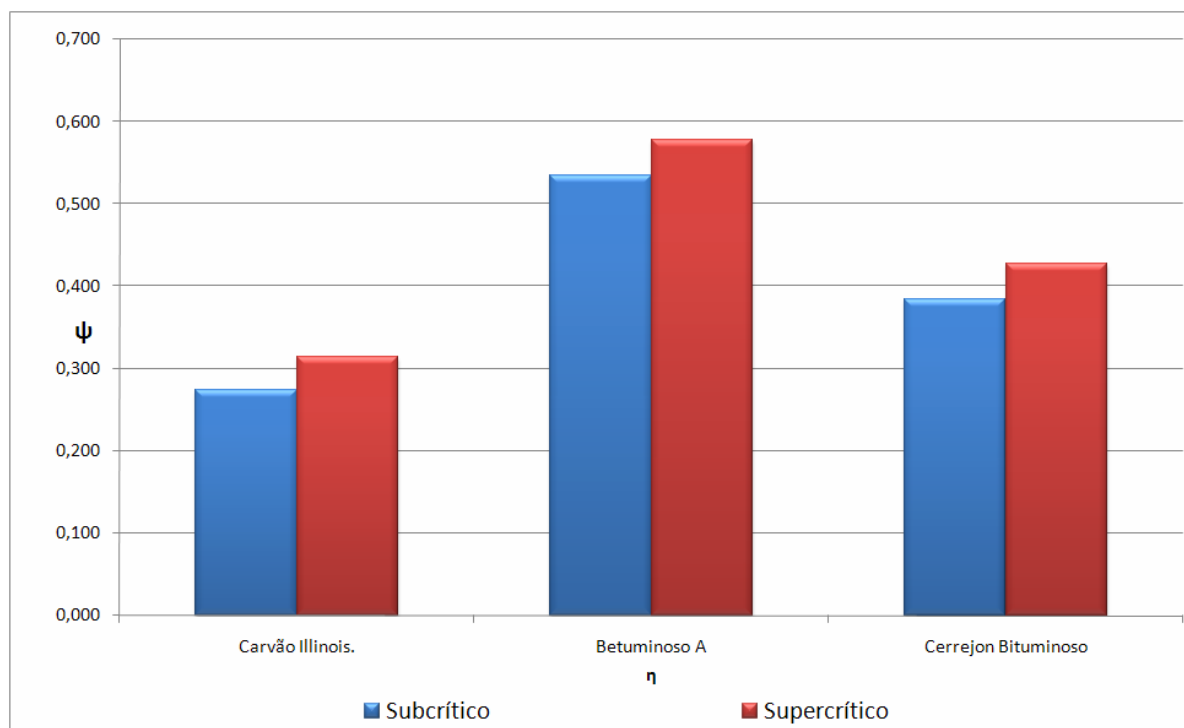


Figura 3.9 Eficiência Ecológica sem controle.

Tabela 3-9 Emissões atmosféricas do carvão betuminoso com controle.

Combustível	CO ₂ (kg/kg _r)	SO ₂ ^(a) (kg/kg _r)	NO ₂ ^(b) (kg/kg _r)	PM ^(c) (kg/kg _r)	(CO ₂) _e (kg/kg _r)	Π _g (kg/MJ)
Carvão Illinois.	2,58456	0,01040	0,00097	0,0024	3,62606	0,153153
Betuminoso de alta qualidade	2,78784	0,00114	0,00097	0,00155	3,03139	0,09914
Cerrejon Betuminoso	2,60997	0,00285	0,00097	0,00302	3,08914	0,117956

(a) Lavador úmidos (FGD) $\sigma_S = 0,85$.

(b) Combustão com queimadores de baixo NO_x e Redução catalítica seletiva $\sigma_N = 0,8$.

(c) Precipitador eletrostático $\sigma_{PM} = 0,95$.

Na Figura 3.10 apresenta-se os resultados da eficiência ecológica utilizando os cálculos reportados na Tabela 3-9. Observa-se que o uso dos sistemas de controle ambiental permitem o uso de qualquer um dos combustíveis, pois todos eles superam o valor da eficiência ecológica crítica (ψ_{cr}). Além disso, pode-se observar que os valores da eficiência ecológica entre os três combustíveis não são tão marcados como quando não se utilizam equipamentos ambientais.

De acordo com os resultados apresentados nas Figura 3.9 e Figura 3.10 fica claro que quanto maior o desempenho do ciclo, maior a eficiência ecológica. No entanto, ao substituir combustíveis com altos indicadores de poluição (Π_g) por combustíveis de melhor qualidade, maiores valores da eficiência ecológica podem ser atingidos.

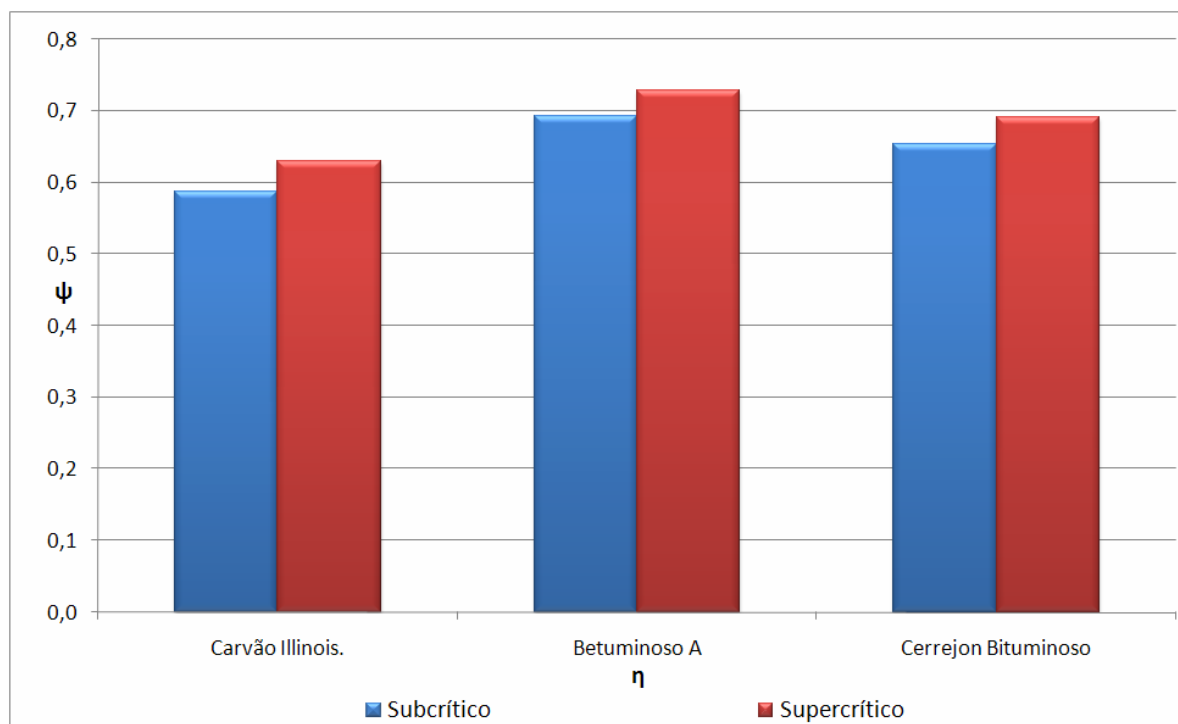


Figura 3.10 Eficiência Ecológica com controle.

O uso dos parâmetros aqui apresentados (ψ , ψ_{cr} e Π_g) podem ser de grande utilidade no momento de escolher o tipo de combustível e os equipamentos ambientais requeridos. É importante ressaltar que todos estes parâmetros são baseados nas características dos combustíveis e não em sua quantidade. Por isso, a fim de fazer uma comparação quantitativa de emissões geradas por cada um dos ciclos estimou-se a quantidade requerida de cada tipo de carvão para gerar 500 MW de potência em função da eficiência exergética, para o ciclo convencional de Rankine ($\varepsilon = 0,38$) e o ciclo supercrítico de Rankine ($\varepsilon = 0,43$).

Tabela 3-10 Emissões atmosféricas de carvão Betuminoso.

Combustível	Carvão Illinois.		Betuminoso de alta qualidade		Cerrejon Betuminoso	
	Subcrítico	Supercrítico	Subcrítico	Supercrítico	Subcrítico	Supercrítico
Consumo ^(a) (ton/ano)	1.571.509	1.388.776	1.226.964	1.084.293	1.432.562	1.265.985
CO ₂ (ton/ano)	4.061.660	3.589.374	3.420.578	3.022.836	3.738.944	3.304.183
SO ₂ ^(b) (ton/ano)	16.348	14.447	1.399	1.236	4.083	3.608
NO ₂ ^(c) (ton/ano)	1.524	1.347	1.190	1.052	1.390	1.228
PM ^(d) (ton/ano)	3.772	3.333	1.902	1.681	4.334	3.830

(a) Tempo de operação 50 semanas.

(b) Lavador úmido (FGD) $\sigma_S = 0,85$.

(c) Combustão com queimadores de baixo NO_x e Redução catalítica seletiva $\sigma_N = 0,8$.

(d) Precipitador eletrostático $\sigma_{PM} = 0,95$.

Conforme os dados da Tabela 3-10 o principal benefício ambiental pelo aumento na eficiência no ciclo de Rankine através de usinas supercríticas é a redução no consumo de combustível, isto leva a uma diminuição das emissões de CO₂ e poluentes gasosos como SO₂, NO₂ e PM. Segundo a Tabela 2-10 que para o ciclo supercrítico o consumo de carvão é 12% a menos que na usina de ciclo convencional que dependendo da qualidade do carvão pode atingir uma redução anual de 182.000 ton/ano. Igualmente, se reduzirá proporcionalmente ao consumo de carvão a quantidade de emissões dos poluentes atmosféricos até em um 10%, que em termos de massa pode chegar segundo o combustível utilizado 1900 ton/ano de SO₂, 177 ton/ano de NO₂ e 503 ton/ano de PM.

Capítulo 4

4 EXERGIA E TERMOECONOMIA

4.1 Exergia

Um dos objetivos da termodinâmica é estabelecer critérios gerais a fim de valorizar o funcionamento e desenho de sistemas industriais nos quais a energia tem um papel importante. Portanto, ao analisar estes processos, é importante delinear a forma de determinar sua eficiência.

A primeira lei da termodinâmica estabelece que a energia muda de uma forma a outra (calor, eletricidade, química, etc.), mas sempre a soma de todas estas permanece constante durante todo o processo, ou seja, a energia não é destruída. No entanto, a segunda lei da termodinâmica impõe limitações a todos os processos de transformação energética. Segundo Valero (1998), é este princípio o responsável pela degradação da energia nestes sistemas térmicos, pois todo fluxo energético acaba por converter-se em calor à temperatura ambiente e deixa de ser aproveitável. Por esta razão, a análise de primeira lei (análise energética) não é suficiente para identificar perdas energéticas e eficiências destes sistemas, pois este princípio só leva em conta a quantidade da energia, mas não sua qualidade.

A exergia (B) pode ser usada como uma medição da qualidade e quantidade de energia a qual envolve a primeira e a segunda lei da termodinâmica, por isso uma análise exergética é útil para identificar, localizar e quantificar as eficiências termodinâmicas de um sistema térmico (Torres e Valero; 2001).

4.2 Análise Exergética

Segundo Tsatsaronis (2007), a exergia de um sistema termodinâmico se define como: o máximo trabalho teórico útil (potência de eixo) obtido do sistema, uma vez que este procede a um determinado estado termodinâmico em total equilíbrio com seu entorno enquanto o sistema interage com este entorno único.

4.2.1 Modelo do Entorno ou Ambiente Físico.

De acordo com a definição de exergia de um sistema, podemos afirmar que, esta é uma propriedade termodinâmica que está em função de seu entorno ou ambiente físico. Descartando a energia cinética e potencial, um sistema só possui exergia se alguma de suas variáveis termodinâmicas intensivas como, Temperatura (T), Pressão (p) e Composição (x) estão em desequilíbrio com seu entorno.

O ambiente físico real ou entorno é muito complexo para ser utilizado em cálculos termodinâmicos, sendo necessária a introdução de um modelo idealizado (ambiente de referência) pela união de três grandes reservatórios: um reservatório de energia (foco de calor a T_0), um reservatório de volume e um reservatório de massa com m espécies químicas. O estado intensivo do ambiente de referência estará fixado por:

- Temperatura Ambiente T_0 , reservatório de energia térmica.
- Pressão Atmosférica p_0 , reservatório de volume.
- i Potenciais Químicos $\mu_{i,0}$, reservatório de massa.

Neste ambiente de referência não há gradientes de pressão, temperatura, potencial químico, energia cinética, energia potencial, não podendo se realizar trabalho decorrente de interações entre suas várias partes (Gómez, 2001). De acordo com a definição, é claro que o ambiente de referência possui uma exergia nula.

Segundo Lozano (1993) e Botero (2000), atualmente existem diferentes aproximações na formulação do ambiente de referência; estas podem se classificar em três grupos:

1. Ahrendts (1980) *apud* Botero (2000) postula que se as quantidades dos diferentes elementos não são conhecidas e a temperatura deste sistema se fixa num valor constate; a quantidade de cada composto químico e seu potencial químico no sistema

de referência está determinado pela condição de equilíbrio termodinâmico. Portanto, a partir de dados geoquímicos conhecidos, o autor estima as massas relativas dos diferentes elementos químicos nos oceanos, atmosfera e crosta terrestre. Contudo, o ambiente natural não satisfaz a condição de equilíbrio interno pelo qual este modelo só se assemelha ao ambiente físico real ao impor restrições ao estado de equilíbrio.

2. Bosnjakovic (1963) *apud* Botero (2000) diz que o ambiente de referência deve ser definido de acordo com as características específicas do processo que se analisa. Assim, todas as substâncias presentes no sistema devem ser quimicamente formadas a partir das substâncias de referência.
3. Szargut (1989) *apud* Botero (2000) propõe um ambiente de referência independente do sistema analisado, sendo este o mais similar possível ao ambiente físico real existente na natureza. Desta forma, o autor estabelece a necessidade de assumir uma única substância de referência para cada elemento químico, pois o meio ambiente não se encontra em equilíbrio termodinâmico perfeito. Desta forma, Szargut traça os critérios fundamentais na hora de selecionar o ambiente de referência:
 - Tem-se que adotar como espécies de referência os componentes mais abundantes do meio físico real e depois sua estabilidade.
 - Os parâmetros principais destes componentes comuns do meio ambiente são: temperatura ambiente e pressão parcial do ar. Estes se estabelecem como nível zero para o cálculo da exergia química.
 - Se o cálculo da exergia química de um elemento é efetuado usando a informação disponível e os resultados se aceitam como valor padrão da exergia química do elemento em consideração.

As principais vantagens desta modelagem é que ela permite tabelar as exergias químicas padrão, pelo qual se dispõe de muita informação na literatura. Ao representar adequadamente o ambiente de referência ao ambiente físico real os valores reportados para a exergia têm um significado prático, ou seja, estabelecem um limite superior do trabalho que pode ser obtido de um determinado sistema ou limite inferior do trabalho necessário para constituir-lo.

Não existe acordo entre os distintos autores ao definir o entorno ou reservatório final. No caso particular da análise de ciclos de potência, em que participam um escasso número de componentes, é comum utilizar o modelo estabelecido por Szargut (Martinez, 2004).

Dadas às vantagens mencionadas, tem-se optado por definir o ambiente de referência seguindo a metodologia de Szargut. Segundo Lozano (1993), para as análises de sistemas que implicam a utilização e transformação de combustíveis, o ambiente de referência tomado como base para o cálculo exerético fica definido de acordo ao estabelecido na Tabela 4-1.

Tabela 4-1 Ambiente de referência para o cálculo da exergia.

p_0	Pressão Ambiente
T_0	Temperatura Ambiente
Composição x_0 Ar Saturado de vapor de água:	
N	$y_{N_2} = 0,7898 (1 - y_{H_2O,0})$
O	$y_{O_2} = 0,2099 (1 - y_{H_2O,0})$
CO ₂	$y_{CO_2} = 0,0003 (1 - y_{H_2O,0})$
H	$y_{(H_2O,0)} = p_{V,H_2O}^{(a)}$

(a) Medido a Temperatura e Pressão Ambiente.

4.2.2 Componentes da Exergia

Na ausência de efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão de superfície, a exergia total de um sistema pode se dividir em quatro componentes:

$$B_{SYS} = B_{SYS}^{PH} + B^{CH} + B^{KN} + B^{PT} \quad (9)$$

- Exergia Física (B^{PH}): devido ao desequilíbrio da temperatura e/ou pressão entre o sistema e o entorno.
- Exergia Química (B^{CH}): devido ao desequilíbrio da composição química entre o sistema e o meio ambiente.
- Exergia Cinética (B^{KN}) devido à velocidade do sistema medida em relação ao meio ambiente.

- Exergia Potencial (B^{PT}): devido à diferença de altura entre o sistema em relação ao meio ambiente.

Os componentes exergéticos, potencial e cinético não incorporam diferenças conceituais com respeito aos seus homólogos energéticos de acordo ao estabelecido na Equação (10) e Equação (11). Ao contrário, a exergia física e química, coração da análise exérgica, merecem um tratamento mais detalhado (Martinez, 2004; Moran e Shapiro, 2000).

$$B^{KN} = \frac{\dot{m} v^2}{2} \quad (10)$$

$$B^{PT} = \dot{m} g l \quad (11)$$

Onde:

g Constante da gravidade.

l Altura medida desde o nível de referência.

\dot{m} Fluxo mássico.

v Velocidade.

Exergia Física: A exergia física é formada por duas componentes: exergia mecânica (B^M) associada à pressão do sistema e exergia térmica (B^T) associada à temperatura do sistema.

$$B_{SYS}^{PH} = B^M + B^T \quad (12)$$

De acordo com o parágrafo anterior e conforme a definição geral de exergia, pode-se estabelecer que, a exergia mecânica deve ser calculada ao longo da linha isotérmica T_0 desde seu estado inicial $[T_0, p]$ até $[T_0, p_0]$; enquanto a exergia térmica deve ser calculada ao longo da linha isobárica p desde seu estado inicial $[T, p]$ até $[T_0, p]$. Segundo Van Wylen e Sonntag (1985) e Moran e Shapiro (2000), no caso particular de um fluxo de massa de um sistema aberto em estado estável, a exergia física para um fluxo de massa pode ser obtida mediante a seguinte expressão:

$$B^{PH} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (13)$$

Exergia Química: Quando o sistema atinge um equilíbrio térmico e mecânico, ainda é possível obter trabalho adicional até alcançar o equilíbrio químico com o estado de referência.

Segundo Kotas (1985), a exergia química se define como o máximo trabalho obtido quando a substância em consideração é trazida desde o estado ambiental ao equilíbrio termodinâmico completo com o estado de referência, mediante processos que envolvem transferência de calor (sistemas reativos) e intercâmbio de substâncias com o entorno (sistemas não reativos).

Dos sistemas reativos, pode-se obter trabalho da energia liberada das reações químicas. Enquanto, dos sistemas não reativos é possível obter trabalho mecânico mediante a difusão de seus constituintes da composição inicial até o equilíbrio com seu entorno. Assim, a exergia química se calcula com a diferença do potencial químico entre os dois estados.

$$B^{CH} = \sum_i n_i [\mu_i - \mu_{i,0}] \quad (14)$$

4.2.3 Exergia de Fluxo de Instalações Termelétricas

Um processo de geração de potência elétrica pode ser considerado como um sistema formado de várias unidades relacionadas entre si, através de fluxos de matéria (água, gases de combustão e combustível) e fluxos de energia sob a forma de calor e potência de eixo.

Particularizando esta análise exergética aos ciclos de vapor é importante fazer as seguintes reflexões:

- a. A substância de trabalho ou fluido térmico (água) é pura e não participa dos processos químicos que têm lugar nestas usinas. Além disso, suas altas condições de operação de pressão e temperatura fazem com que a componente química da exergia seja desprezível comparada com sua componente física.
- b. Os termos de exergia potencial são desprezíveis nos fluídos compressíveis. Nos fluxos de água no estado líquido, estes termos podem ter importância nas bombas de água de alimentação, embora, possam ser desprezados considerando as enormes mudanças de pressão que se obtêm nestes equipamentos (Alconchel, 1988).
- c. Os termos de exergia cinética são importantes nos fluxos relacionados com as turbinas. A exergia cinética pode ser descartada considerando que este termo na saída de um equipamento é aproveitado no seguinte equipamento e não afeta a análise do conjunto do ciclo (Alconchel, 1988).

- d. Pode-se considerar que a maioria dos equipamentos de ciclo de potência a vapor são adiabáticos e que suas perdas de calor, se houver, são tratadas como irreversibilidades internas em cada componente.

As Equações (15 – 17) apresentam as relações para o cálculo da exergia destes fluxos termodinâmicos (Zaleta *et al.* 2007).

Para substâncias puras (água) desprezando as mudanças da energia cinética e potencial.

$$B = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (15)$$

A exergia de um fluxo de calor Q que se transfere de um fluido a temperatura (T) para outro mais frio (T_0) é expressa pelo produto entre Q e fator de Carnot.

$$B = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (16)$$

Potência de eixo, pela própria definição, é idêntica ao trabalho útil.

$$B = \dot{W} \quad (17)$$

No caso particular de combustíveis fósseis, é válido assumir que da mesma forma que qualquer fluxo, a exergia se divide em suas componentes física e química. Segundo Valero e Lozano (1994), a exergia química dos combustíveis não tem uma variação considerável ao mudar as condições ambientais. Por outro lado, a componente física será desprezível frente à exergia química, salvo que a temperatura deste fluxo seja muito elevada. Assim, a exergia dos combustíveis fósseis pode se aproximar, sem cometer-se erro significativo, ao de sua exergia química padrão, facilitando sua determinação.

Para combustíveis fósseis gasosos, o cálculo da exergia química pode ser realizado considerando esses como uma mistura de gases ideais, tal como é apresentado por Valero e Lozano (1994). Neste caso a exergia química é dada por:

$$b^{CH} = \sum y_i (b_i^0 + RT_0 \ln y_i) \quad (18)$$

No caso dos combustíveis líquidos e sólidos o maior inconveniente para calcular sua exergia é que, por não apresentarem uma composição molecular regular, não se dispõe de dados para os mesmos de entalpia e entropia de formação. Dessa forma, se utilizam correlações empíricas para solucionar este problema.

O cálculo inicia com o conhecimento da análise elementar do combustível e seu poder calorífico. De acordo com Valero e Lozano (1994), a fórmula molecular de um combustível sólido ou líquido pode ser expressa com referência a um mol de carbono da seguinte forma:



Onde U são os mols de água líquida (umidade) e Z as cinzas. Os coeficientes (h , o , n , s , u e z) se obtêm da análise elementar utilizando as seguintes relações estequiométricas:

$$\begin{aligned} h &= \frac{H \cdot 12,011}{C \cdot 1,008} & o &= \frac{O \cdot 12,011}{C \cdot 15,99} & n &= \frac{N \cdot 12,011}{C \cdot 14,07} \\ s &= \frac{S \cdot 12,011}{C \cdot 32,064} & u &= \frac{U \cdot 12,011}{C \cdot 1,008} & z &= \frac{Z \cdot 12,011}{C \cdot 1,0} \end{aligned} \quad (20)$$

Seguindo a metodologia de Valero e Lozano (1994), a exergia dos combustíveis, em base molar, é dada por:

$$b^0 = \Delta h_f^0 - T_0 s^0 - \sum f_j \mu_{j,0} \quad (21)$$

Onde:

- f_j = Componentes do vetor composição atômica do combustível
- Δh_f = Entalpia de Formação
- s^0 = Entropia do estado padrão
- $\mu_{j,0}$ = Potencial químico

A entalpia de formação pode ser calculada a partir do valor experimental do poder calorífico superior ou inferior com as seguintes relações:

$$\Delta h_f^0 = PCS + \Delta h_{f,CO_2}^0 + \frac{h}{2} \Delta h_{f(H_2O)l}^0 + \Delta h_{f,SO_2}^0 \quad (22)$$

$$PCS = PCI + \left(\frac{h}{2} + w \right) \cdot \left(\Delta h_{f(H_2O)g}^0 + \Delta h_{f(H_2O)l}^0 \right) \quad (23)$$

No caso de não dispor dos valores experimentais ou poder calorífico superior, este pode ser obtido por meio das correlações de Llodoyd (1980) para combustíveis líquidos e de Boie (1979) para combustíveis sólidos, de acordo com as seguintes equações (Botero, 2000; Silva, 2004):

Combustíveis Líquidos (*cal/mol*)

$$PCS = 102,720 + (27,360 \cdot h) - (32,320 \cdot o) + (19,890 \cdot n) + (85,740 \cdot s) \quad (24)$$

Combustíveis Sólidos (*cal/mol*)

$$PCS = 100,89 + (27,990 \cdot h) - (42,400 \cdot o) + (21,010 \cdot n) + (80,160 \cdot s) \quad (25)$$

Segundo Ikumi (1982) *apud* Botero (2000) e Silva (2004), o cálculo da entropia (*cal/mol°C*) de combustíveis líquidos e sólidos pode ser feito aplicando-se as seguintes correlações:

$$s^0 = 1,12 + (4,40 \cdot h) + (10,66 \cdot o) + (20,56 \cdot n) + (20,70 \cdot s) \quad (26)$$

$$s^0 = 1,36 + (3,14 \cdot h) + (3,40 \cdot o) + (5,13 \cdot n) + (7,62 \cdot s) \quad (27)$$

Para combustíveis sólidos Zaleta (2007), emprega uma relação utilizando o PCI e a composição elementar do combustível Hidrogênio (x_H), Carbono (x_C), Oxigênio (x_O), Nitrogênio (x_N) e Enxofre (x_S).

$$B^{CH} = \dot{m} \left[(LHV) \left(1,0438 + 0,0013 \frac{x_H}{x_C} + 0,1083 \frac{x_O}{x_C} + 0,0549 \frac{x_N}{x_C} \right) + 6740 x_S \right] \quad (28)$$

Para o cálculo da exergia dos gases de combustão e ar de combustão, pode-se considerar estes fluxos como uma mistura de gases ideais em função de sua composição molar que é

dada pela Equação (29). Onde o subscrito (i) representa cada componente da mistura gasosa, (b_i^0) é a exergia química padrão e seus valores estão tabelados no livro de Kotas (1985) e a variação de entalpia (Δh $kJ/kmol$) e entropia (Δs $kJ/kmol.K$) da mistura de gases em função da temperatura e são avaliadas com a Equação (30) e Equação (31) respectivamente. Onde A , B , C , e D são constantes específicas para cada componente (Carvalho *et al.* 1977).

$$b = \sum y_i [(h - h_0)_i - T_0 (s - s_0)_i] + \sum y_i (b_i^0 + RT_0 \ln y_i) \quad (29)$$

$$(h - h_0)_i = \left[(A \cdot T) + \left(B \cdot \frac{T^2}{1000} \right) + \left(C \cdot \frac{100000}{T} \right) + D \right] \cdot 4,186 \quad (30)$$

$$(s - s_0)_i = \left[\left(A \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right) + \left(2B \cdot \frac{(T - T_0)}{1000} \right) + \left(50000C \cdot \left(\frac{1}{T^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) \right) \right] \cdot 4,186 \quad (31)$$

4.2.4 Balanço de Exergia

De acordo com o que foi expresso anteriormente, um processo de geração de potência elétrica pode ser considerado como um sistema formado de várias unidades ou subsistemas (turbinas, caldeiras, trocadores de calor, etc.) relacionados entre si por diferentes fluxos. Termodinamicamente estes sistemas são analisados assemelhando-os a um volume de controle através do qual fluem fluxos de matéria e energia (sistema aberto).

Para obter uma expressão geral do balanço exergético para volumes de controle de qualquer processo que se realize em seu interior, utilizam-se os balanços de massa, energia e entropia os quais são dados respectivamente pelas seguintes Equações:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (32)$$

$$\sum \dot{Q} + \sum_e \dot{m}_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s \dot{m}_s \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s - \dot{W} - \dot{W}_{vc} = \frac{\partial}{\partial t} E_{vc} \quad (33)$$

$$\sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma} = \frac{\partial}{\partial t} S_{vc} \quad (34)$$

Combinando os balanços de energia e entropia multiplicada pela temperatura de referência (T_0) se obtém:

$$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) + \sum_e \dot{m}_e \left(h - T_0 s + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s \dot{m}_s \left(h - T_0 s + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s - T_0 \dot{\sigma} - \dot{W} - \dot{W}_{vc} = \frac{\partial}{\partial t} (E - T_0 S)_{vc} \quad (35)$$

Por outro lado Kotas (1985), estabelece que a geração de entropia dentro de um sistema isolado, uma vez estabelecido o volume de controle, os reservatórios térmicos e o ambiente de referência, é zero se todos os processos que ocorrem dentro dele são reversíveis. Ademais, o trabalho obtido pelo sistema sob estas condições é o máximo. Aplicando isto na Equação (35):

$$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) + \sum_e \dot{m}_e \left(h - T_0 s + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum_s \dot{m}_s \left(h - T_0 s + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s - T_0 \dot{\sigma} - \frac{\partial}{\partial t} (E - T_0 S)_{vc} = (\dot{W} + \dot{W}_{vc})_{MAX} \quad (36)$$

Da diferença entre a Equação 35 e Equação 36 se obtém a taxa ($T_0 \dot{\sigma}$) na qual se perde trabalho através das irreversibilidades internas do volume de controle (I). Finalmente, a equação geral do balanço exerético é definida de acordo com a seguinte expressão (Kotas, 1985):

$$\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) + \sum_e \dot{m}_e b_e - \sum_s \dot{m}_s b_s - \dot{I} - \dot{W} - \dot{W}_{vc} = \frac{\partial}{\partial t} B_{vc} \quad (37)$$

Na Equação (37), o termo (dB_{vc}/dt) representa a variação de exergia acumulada no volume de controle. O termo (Q) representa a taxa de transferência de calor através de uma parte da fronteira onde a temperatura é (T) e a transferência de exergia associada é dada por ($[1-T_0/T]Q$). Os termos (W) e (W_{vc}) representam a transferência de exergia associada ao trabalho de eixo e à variação do volume de controle no tempo ($p_0[dV_{vc}/dt]$) respectivamente. O termo (mb) representa a transferência de exergia do fluxo de massa e trabalho de fluxo na entrada e saída do volume de controle.

No caso particular de processos que se realizam em regime permanente e estado estacionário a Equação 37 pode expressar-se da seguinte forma:

$$\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) + \sum_e \dot{m}_e b_e - \sum_s \dot{m}_s b_s - \dot{I} - \dot{W} = 0 \quad (38)$$

4.2.5 Eficiência Exergética

O principal propósito de uma análise exergética é estimar o rendimento termodinâmico de um sistema energético e a eficiência dos componentes deste ao quantificar com a maior exatidão a geração de entropia do sistema (Kwak *et al.* 2003).

De acordo com a definição anterior, a variável chave obtida de uma análise exergética é a eficiência (ε). Esta representa a porcentagem de exergia dos recursos que se encontram nos produtos de um sistema térmico ou em alguns de seus componentes. Portanto, a eficiência exergética dá um inequívoco critério para avaliar o desempenho de um sistema térmico e de seus componentes.

Nesta ordem de idéias, é importante definir dois parâmetros¹, recursos (F) e produtos (P) de um sistema térmico. Segundo Tsatsaronis (1993), define que aqueles fluxos que atuam como fontes de exergia se denominam recursos (F) necessários para a fabricação de um determinado produto (P). Assim, a eficiência exergética de um equipamento (n) será dada por:

$$\varepsilon_n = \frac{B_P}{B_F} \quad (39)$$

Do ponto de vista da análise exergética, as fontes de ineficiência dos sistemas térmicos são a destruição de exergia (I) e as perdas de exergia (L). As perdas (L) referem-se aos fluxos que são rejeitados do sistema térmico ao meio ambiente sem serem utilizadas posteriormente e as destruições exergéticas (I) são causadas pelas irreversibilidades associadas aos equipamentos que compõem o sistema térmico. A destruição de exergia de qualquer sistema térmico ou componente do sistema pode ser quantificada através de um balanço de exergia.

Fazendo uso do conceito de recursos (F) e produtos (P), se o sistema opera em estado estacionário o balanço exergético (Equação 38) do sistema térmico e do subsistema (n) pode ser reescrito, respectivamente, da seguinte forma:

$$\dot{I}_{SYS} = B_F - B_P - B_L \quad (40)$$

¹ Na seção 3.3.1 se define mais amplamente o conceito F - P .

$$\dot{I}_n = B_{F,n} - B_{P,n} \quad (41)$$

É importante ressaltar na Equação (41) que as perdas exergéticas de um componente são consideradas nulas e as perdas de calor, se houver, são tratadas como irreversibilidades no componente.

Além da eficiência exergética e destruição de exergia, a relação de destruição de exergia por componente “Ineficiência Parcial” ($\varphi_{I,n}$) pode ser quantificada de acordo com:

$$\varphi_{I,n} = \frac{B_{I,n}}{B_{F,SYS}} \quad (42)$$

Segundo Bernero (2002), a relação anterior pode ser de grande utilidade ao comparar o desempenho de vários componentes de um sistema térmico. Contudo, deve ser usada com precaução para as melhoras da eficiência global, já que parte da destruição da exergia em um componente pode ser função da destruição de exergia em alguns outros componentes do sistema analisado.

4.3 Termoeconomia

A termoeconomia é o ramo da engenharia que reúne a análise exergética e princípios econômicos, produzindo uma visão dinâmica conjunta do comportamento termodinâmico e econômico de qualquer sistema térmico.

Em qualquer processo produtivo é preciso realizar um investimento na compra, instalação, operação e manutenção dos equipamentos que o compõem, além do investimento em recursos ou insumos necessários pelo processo. Tendo em conta que nenhum processo real é 100% eficiente, ou seja, que nem todos os recursos utilizados são transformados em produtos, é necessário garantir que os produtos finais retornem os custos de todas as despesas anteriormente mencionadas.

Nesta ordem de idéias, a termoeconomia através de relações matemáticas adequadas, baseadas no segundo princípio da termodinâmica e de aplicações dos conceitos de economia, pode quantificar o valor exergético utilizado para obter determinado produto, o valor exergético destruído (custo exergético) e quanto custa monetariamente essa perda e esse produto (custo monetário).

Segundo Tsatsaronis (1993), uma análise termoeconômica está dividida em quatro etapas:

1. Análise Exergética que permita estabelecer a exergia dos fluxos que fazem parte do sistema térmico, além de identificar e quantificar as ineficiências termodinâmicas do sistema.
2. Análise Econômica que forneça os custos monetários fixos os quais estão relacionados ao investimento de capital na aquisição e instalação de equipamentos e custos monetários variáveis relacionados aos custos de operação e manutenção.
3. Cálculo do custo exergético (B^*).
4. Avaliação Exergoeconômica dos componentes do sistema.

4.3.1 Definição do Conceito Recurso (F) – Produto (P)

Pode-se afirmar que todo sistema térmico interage com seu entorno consumindo recursos externos (F) que, posteriormente, são transformados em produtos (P). Além disso, é provável que dentro do sistema existam fluxos cuja utilidade seja nula, estes são considerados como perdas (L).

Para explicar a aplicação destes conceitos será usado como exemplo uma caldeira a carvão utilizada em qualquer processo de produção. Numa usina, a caldeira representa um equipamento que utiliza como recursos ar atmosférico (B_{11}) e carvão (B_1) gerando como produto principal vapor de água (B_9). No entanto, este equipamento é desagregado em quatro subsistemas (Figura 4.1); combustor (1), ventilador (2), preaquecedor de ar (3) e gerador de vapor (4).

Para definir cada fluxo seja como recurso, produto ou perdas é necessário analisar cada subsistema separadamente. Por exemplo, o preaquecedor de ar (3) tem como objetivo principal aumentar a exergia do ar que será usado pelo combustor ($B_2 - B_5$) utilizando como recurso a diferença de exergia entregue pelos gases de combustão ($B_4 - B_6$). Na Tabela 4-2 se resume a aplicação do conceito Recurso-Produto para o exemplo dado.

De acordo com o que foi expresso na Equação (41), a irreversibilidade gerada em cada componente do sistema em um processo real pode ser expressa da seguinte forma:

$$F - P = I > 0 \quad (43)$$

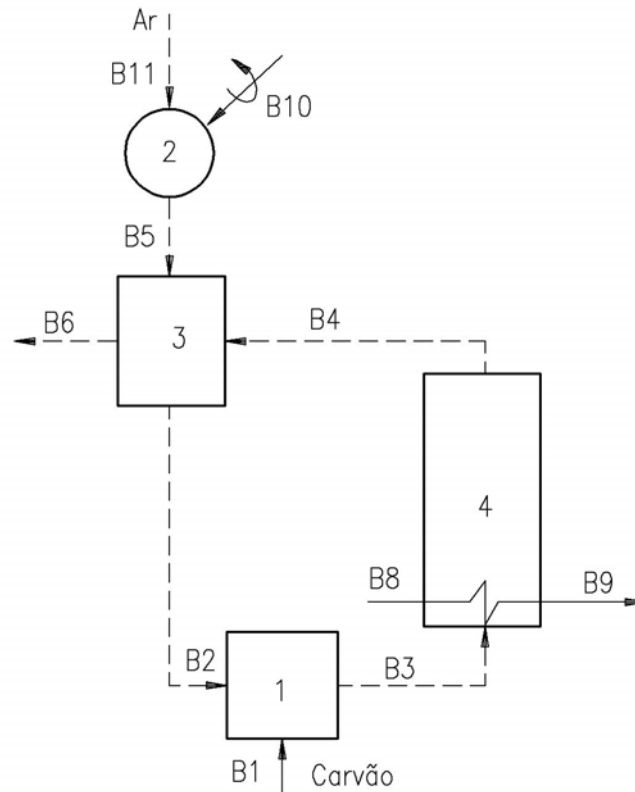


Figura 4.1 Estrutura Física caldeira a carvão.

Tabela 4-2 Definição Recurso – Produto da estrutura física da caldeira.

No.	Equipamento	Recurso F	Produto P	Perdas L
1	Combustor	B ₁	B ₃ – B ₂	
2	Ventilador	B ₁₀	B ₅ - B ₁₁	
3	Preaquecedor de Ar	B ₄ – B ₆	B ₂ – B ₅	
4	Gerador de Vapor	B ₃ – B ₄	B ₉ – B ₈	
Caldeira		B ₁ + B ₁₁ + B ₁₀	B ₉ – B ₈	B ₆

Portanto, é claro que a quantidade de recursos consumidos para produzir um produto depende da exergia destruída no processo, ou seja, de sua eficiência. Desta forma, podemos estabelecer que o inverso da eficiência exergética (Equação 39) como o consumo exergético unitário (k), matematicamente é representado da seguinte forma:

$$k = \frac{F}{P} > 1 \quad (44)$$

Este consumo exergético unitário representa a quantidade de unidades de recursos requeridas para gerar uma unidade de produto. Naturalmente, quanto maior for a irreversibilidade no equipamento, maior será o valor do consumo exergético unitário.

4.3.2 Estrutura Física e Produtiva

Segundo Berit *et al.* (1999), a teoria estrutural da termoeconomia desenvolvida por Antonio Valero em 1993, é um formalismo matemático que permite obter um conjunto de equações características que ajudam a estabelecer os custos dos fluxos de um subsistema ao relacionar explicitamente a forma como se relaciona todos estes fluxos entre si e seu entorno.

No momento de analisar os sistemas térmicos utilizando a termoeconomia é preciso definir uma estrutura que relacione todas as variáveis termodinâmicas dos diferentes equipamentos e fluxos e um conjunto de equações que permitam calcular os custos do sistema. Desta forma, pode-se definir como estrutura, todo sistema térmico formado por (n) componentes relacionados entre si e seu ambiente através de (m) fluxos. Dentre estruturas de um sistema pode-se distinguir entre a física e produtiva (Serra, 1994).

A estrutura física de um sistema térmico é a representação real de como se relacionam os equipamentos que o compõem e seu entorno através dos diferentes fluxos termodinâmicos. Cada instalação é única assim como sua estrutura física. Desta forma, dependendo do tipo de análise se consideram diferentes níveis de agregação, ou seja, o número de equipamentos que formam o subsistema, ou de forma inversa, o número de subsistemas que formam o equipamento. Deste modelo, se obtêm as propriedades características (p , T , H , S , m , etc.) de todos os fluxos que o compõem.

Por outro lado, para quantificar os custos dos fluxos principais do sistema térmico é preciso definir um modelo termoeconômico que permita considerar a finalidade produtiva dos subsistemas do processo (definição F - P) e a distribuição dos recursos através da planta (Uche, 2000). Este modelo termoeconômico é representado pictograficamente pela estrutura produtiva a qual contém informação mais útil na hora de realizar análises termoeconômicas.

De uma forma prática, retomando o exemplo da Figura 4.1, definem-se os recursos, produtos e distribuição no sistema térmico para estabelecer a estrutura produtiva de acordo ao que foi apresentado na Figura 4.2.

Na Figura 4.2b pode-se deduzir que cada subsistema tem uma função produtiva particular que contribui na obtenção do produto final (P_4). Todos os fluxos da estrutura física estão representados na estrutura produtiva como: (F) aqueles que são consumidos pelo

subsistema e (P) aqueles que saem do subsistema. O mais importante a ressaltar é que a diferença da estrutura produtiva para a estrutura física, é que os produtos (P) de um subsistema pode ser um recurso para outro e vice-versa. Para considerar estas situações, dois tipos de subsistemas fictícios foram introduzidos, junção e bifurcação representados por um rombo e um círculo respectivamente. Em um ponto de bifurcação, um produto ou recurso é distribuído entre dois ou mais subsistemas, por outro lado, em um ponto de junção os produtos de dois ou mais subsistemas são unidos para formar um só recurso para ser utilizado em outros subsistemas. A definição Recurso-Produto deste exemplo se resume na Tabela 4-3.

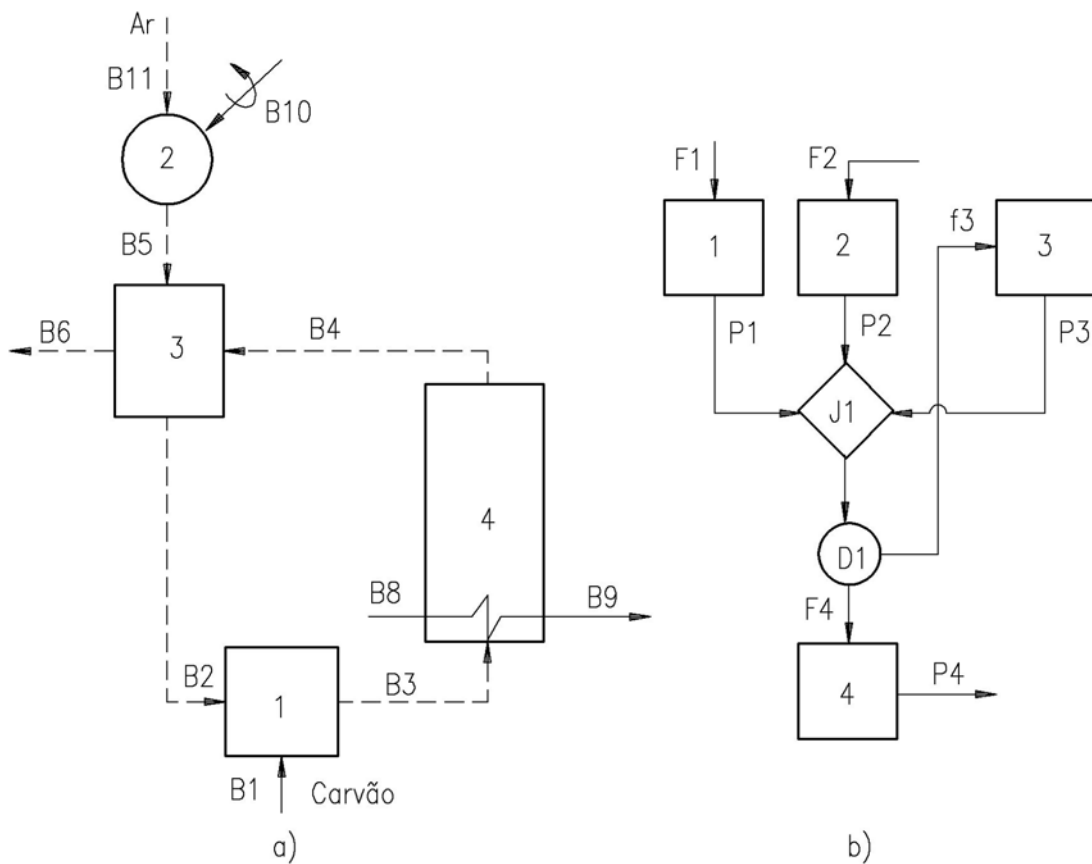


Figura 4.2 Estrutura física (a) e produtiva de uma caldeira (b).

Uma vez estabelecida a estrutura produtiva, esta pode expressar-se matematicamente (modelo termoeconômico) por meio de um conjunto de funções denominadas equações características. Estas expressam cada fluxo de entrada em função do fluxo de saída para cada um dos componentes da estrutura produtiva e de um conjunto de parâmetros internos (X_n) que são dependentes do comportamento do subsistema:

$$B_i = g_i(X_n, B_j) \quad i = 1, \dots, (m-s) \quad (45)$$

onde o subscrito i refere-se aos fluxos de entrada no componente, o subscrito j refere-se aos fluxos de saída do componente, n é o componente analisado, m é o número de fluxos considerados na estrutura produtiva e s são os fluxos de saída do sistema que representam o produto total. As equações características para o sistema da Figura 4.2b são apresentadas na Tabela 4-4.

Um modelo equivalente pode ser expresso por meio de uma matriz ($n \times n$) denominada “Tabela Recurso-Produto”. Para o exemplo utilizado (Figura 4.2), esta matriz é apresentada na Tabela 4-5.

Tabela 4-3 Definição Recurso - Produto da estrutura produtiva da caldeira

No.	Equipamento	Recurso F	Produto P	Consumo Exergético Unitário
1	Combustor	$F_1 = B_1$	$P_1 = B_3 - B_2$	$k_1 = F_1/P_1$
2	Ventilador	$F_2 = B_{10}$	$P_2 = B_5 - B_{11}$	$k_2 = F_2/P_2$
3	Preaquecedor de Ar	$F_3 = B_4 - B_6$	$P_3 = B_2 - B_5$	$k_3 = F_3/P_3$
4	Gerador de Vapor	$F_4 = B_3 - B_4$	$P_4 = B_9 - B_8$	$k_4 = F_4/P_4$
5	Junção J_1	$P_1 = B_3 - B_2$ $P_2 = B_5 - B_{11}$ $P_3 = B_2 - B_5$	$P_{J1} = B_3 - B_{11}$	$r_1 = P_1/P_{J1}$ $r_2 = P_2/P_{J1}$ $r_3 = P_3/P_{J1}$
6	Bifurcação D_1	$P_{J1} = B_3 - B_{11}$	$F_3 = B_4 - B_6$ $F_4 = B_3 - B_4$	

Tabela 4-4 Equações características da caldeira a carvão.

No.	Equipamento	Entrada	Saída	Equação
1	Combustor	F_1	P_1	$F_1 = g_{F1}(X_1, P_1) = k_1 P_1$
2	Ventilador	F_2	P_2	$F_2 = g_{F2}(X_2, P_2) = k_2 P_2$
3	Preaquecedor de Ar	F_3	P_3	$F_3 = g_{F3}(X_3, P_3) = k_3 P_3$
4	Gerador de Vapor	F_4	P_4	$F_4 = g_{F4}(X_4, P_4) = k_4 P_4$
5	Junção J_1	P_1 P_2 P_3	P_{J1}	$P_1 = g_{P1}(X_5, P_{J1}) = r_1 P_{J1}$ $P_2 = g_{P2}(X_5, P_{J1}) = r_2 P_{J1}$ $P_3 = g_{P3}(X_5, P_{J1}) = r_3 P_{J1}$
6	Bifurcação D_1	P_{J1}	F_3 F_4	$P_{J1} = g_{PJ1}(X_6, F_3, F_4) = F_3 + F_4$

Tabela 4-5 Tabela Recurso–Produto.

	F ₀	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄
P ₀	0	B ₁	B ₁₀	0	0
P ₁	0	0	0	r ₁ (B ₄ – B ₁₁)	r ₁ (B ₃ – B ₄)
P ₂	0	0	0	r ₂ (B ₄ – B ₁₁)	r ₂ (B ₃ – B ₄)
P ₃	0	0	0	r ₃ (B ₄ – B ₁₁)	r ₃ (B ₃ – B ₄)
P ₄	(B ₉ – B ₈)	0	0	0	0

Conforme este modelo, o produto da *i*-ésima componente pode-se utilizar como produto final do sistema, como recurso de outro componente e também pode existir parte que se transforme em resíduo (Torres e Valero, 2001). Matematicamente é expresso da forma:

$$P_i = B_{i0} + \sum_{j=1}^n B_{ij} \quad i = 0,1,\dots,n \quad (46)$$

Esta equação mostra como a produção de um componente é recurso de outra unidade ou uma parte da produção final do sistema analisado. A expressão anterior pode ser reescrita em termos do consumo exergético unitário da seguinte forma:

$$P_i = B_{i0} + \sum_{j=1}^n k_{ij} P_j \quad i = 0,1,\dots,n \quad (47)$$

4.3.3 Processo de Formação de Custos

Segundo Torres e Valero (2001), o custo de um fluxo de um sistema térmico se define como o consumo de recursos externos utilizados pelo sistema para obter um produto e pode ser valorizado em diferentes unidades (monetárias e exergéticas).

O custo exergético (B^*) de um fluxo expressa o número de unidades exergéticas requeridas pelo sistema para produzi-lo. Os custos são uma medida da eficiência termodinâmica dos processos de produção. O custo exergético unitário (k^*) de um fluxo se define como a quantidade de recursos exergéticos requeridos pelo sistema para produzir uma unidade desse fluxo.

A teoria termoeconômica utiliza os conceitos de custo como base de uma distribuição racional de valores sob critérios físicos, dos fluxos e produtos de um sistema térmico. Portanto, a quantidade de exergia contida nos produtos (B) é tão importante como seu custo

exergético (B^*) o qual matematicamente pode ser definido como a exergia do produto mais as irreversibilidades acumuladas durante o processo:

$$B^* = B + \sum I \quad (48)$$

Segundo Torres e Valero (2001), o custo de um fluxo é uma propriedade termodinâmica emergente que não existe no produto ou fluxo, ou seja, não pode ser avaliado por meio de suas propriedades físicas. Por isso, sua quantificação se realiza sobre as circunstâncias que deram origem a sua produção.

Utilizando conjuntamente a definição de custo exergético e Recurso-Produto pode-se reescrever a Equação 44 da seguinte forma a fim de definir o custo exergético unitário do produto (k_P^*) e recurso (k_F^*):

$$\begin{aligned} k_P^* &= \frac{P^*}{P} \\ k_F^* &= \frac{F^*}{F} \end{aligned} \quad (49)$$

Onde (F^*) e (P^*) são os custos exergéticos dos recursos e produtos do sistema respectivamente. Combinando as duas equações anteriores pode-se afirmar que em um processo real o custo exergético unitário de combustível é menor que o custo exergético unitário do produto.

$$k_F^* = \varepsilon \cdot k_P^* \quad (50)$$

Esta equação expõe a íntima ligação que tem o custo e a eficiência. No entanto, um sistema térmico é um processo seqüencial e o efeito na distribuição de custos varia, tornando a avaliação da eficiência num problema mais complexa.

Tal como se expressou anteriormente, em todo sistema térmico seus componentes estão ligados uns com outros estabelecendo um processo seqüencial (Figura 4.3). Desta forma, conforme a definição de custo exergético (Equação 48) os custos dos produtos de um sistema térmico (processo seqüencial) podem ser avaliados por meio da seguinte expressão:

$$P_i^* \equiv F_T = P_i + \sum_{r=1}^i I_r \quad (51)$$

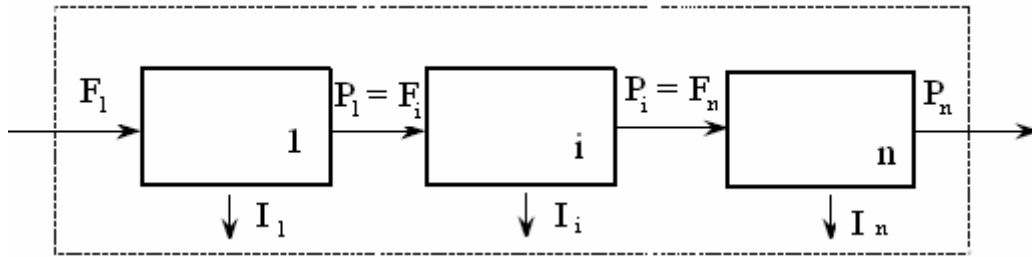


Figura 4.3 Processo Seqüencial genérico.

A equação anterior pode ser relacionada à estrutura produtiva utilizando a representação F - P ou em termos dos coeficientes técnicos de produção:

$$P_i^* = B_{i0}^* + \sum_{j=1}^n B_{ij}^* \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (52)$$

$$k_{P,i}^* = k_{0i}^* + \sum_{j=1}^n k_{ji}^* k_{P,j}^* \quad i = 1, \dots, n \quad (53)$$

4.3.4 Teoria do Custo Exergético (TCE)

Segundo Serra (1994), a Teoria do Custo Exergético está contida na Teoria Estrutural da Termoeconomia já que esta consegue reproduzir os resultados da teoria estrutural. Além disso, as proposições F - P da TCE é um caso particular da fórmula geral da teoria estrutural, ou seja, uma é um formalismo matemático da outra.

Portanto, ao avaliar custos exergéticos através da TCE , irão se obter os mesmos resultados numéricos e mesmas equações que a Teoria Estrutural. A resposta a esta coincidência é atribuída a que, tanto na teoria estrutural como na TCE as equações características são funções homogêneas de grau um com respeito às magnitudes extensivas que caracterizam os fluxos (Serra 1994; Uche 2000).

A teoria do custo exergético é uma teoria de contabilidade termoeconômica que permite determinar os custos exergéticos (B^*) de um sistema de (m) fluxos (massa, calor ou potência) por meio de uma resolução de um sistema de ($m \times m$) equações, a partir de critérios físicos denominados “**Alocação de Custos Exergéticos**”.

Assim, uma vez estabelecidos no sistema, os fluxos considerados como recursos, produtos e perdas em cada componente do processo, o sistema de equações ($m \times m$) é atingido por algumas premissas como segue (Torres e Valero; 2001; Zaleta *et al.* 2007):

1. O custo exerético é uma propriedade conservativa em cada subsistema, ou seja, para cada componente de um sistema a soma dos custos exeréticos de entrada é igual à soma dos custos exeréticos de saída:

$$\sum B_F^* = \sum B_P^* \quad (54)$$

2. Na ausência de um valor externo, o custo exerético dos fluxos de entrada ao sistema é igual a sua exerquia:

$$\sum B_F^* = \sum B_F \quad (55)$$

3. Qualquer multi-produto da mesma natureza em um subsistema deve ter um custo exerético unitário equivalente, ou seja:

$$\frac{B_{P,a}^*}{B_{P,a}} = \frac{B_{P,b}^*}{B_{P,b}} = \frac{B_{P,c}^*}{B_{P,c}} \quad (56)$$

4. Qualquer recurso não esgotado em um subsistema deve ter o mesmo custo unitário de combustível ou seu custo médio no caso de multi-recursos, de tal forma que:

$$\frac{\sum B_F^*}{\sum B_F} = \frac{B_{F,non-ex}^*}{B_{F,non-ex}} \quad (57)$$

5. Na ausência de uma atribuição externa aos fluxos de perdas do sistema, deve-se lhes atribuir um custo exerético nulo uma vez que não tem utilidade posterior:

$$\sum B_L^* = 0 \quad (58)$$

Contudo, a teoria do custo exerético não resolve em sua totalidade o problema de alocação de custos já que não estabelece regras gerais para unidades dissipativas, apenas estabelece que os custos das irreversibilidades associadas em sua operação devem ser cobrados como insumos para as unidades produtivas (Cerqueira, 1999). Além disso, segundo as normas de alocação de custos (premissa N^o.5), os custos destes resíduos que não fazem parte do produto, têm um custo exerético nulo, por isso desaparecem do modelo

termoeconômico. Esta é uma forma de tratar os resíduos sendo coerente com a teoria do custo exergético, já que o modelo recurso-produto ($F-P$) consegue identificar onde se geram os resíduos e imputa os custos ao equipamento que os gera como se tratasse de uma irreversibilidade interna. No entanto, este modelo é insuficiente, pois os subprodutos não podem ser contemplados facilmente. Além disso, não é possível identificar que parte dos custos é gerada por irreversibilidades internas e quais pelos resíduos (Torres e Valero, 2001).

No caso particular dos resíduos gerados na caldeira (gases de exaustão) existem dois modelos que tratam de resolver as limitações mencionadas anteriormente. Um considera uma unidade fictícia no modelo produtivo que recebe os gases de exaustão e sua função é diminuir sua entropia ao nível do ar de combustão (Lozano e Valero, 1993; Cerqueira, 1999; Modesto e Nebra, 2006).

4.3.5 Neguentropia

É provável que em sistemas térmicos existam equipamentos que se caracterizam pela ausência de um produto determinado que possa ser medido em termos de exergia (equipamentos dissipativos). A utilidade destes equipamentos se baseia na interação de outros componentes para obter produtos comuns. Ainda não existem normas explícitas para a alocação de custos dissipativos, porém, estes equipamentos devem ser tratados como irreversibilidades associadas com sua operação e seu custo será imputado como recurso a todos os componentes que participam do processo produtivo.

Uma alternativa para a alocação de custos de equipamentos dissipativos é o uso de fluxos fictícios como a neguentropia, a qual tem como função anular a entropia gerada em determinados equipamentos.

Por exemplo, no caso particular de uma usina operando no ciclo de Rankine, partindo do ponto de vista termodinâmico, a função do condensador é reduzir a entropia do vapor da água gerada nos outros equipamentos do ciclo, rejeitando calor do sistema a seu entorno a fim de devolver o fluido de trabalho ao início do ciclo termodinâmico. Na linguagem matemática esta redução de entropia pode-se expressar através da neguentropia (Valero *et al.* 2002; Zhang *et al.* 2006; Berit *et al.* 1999).

De forma mais geral, Valero (2002) define que equipamentos que geram entropia recebem neguentropia como recurso dos equipamentos dissipativos e sua quantidade recebida é proporcional à entropia gerada em cada um desses.

É importante ressaltar que o uso da neguentropia tem como resultado uma penalização nos custos do produto de cada componente onde se gera entropia e, conseqüentemente, terá uma diminuição nos custos dos produtos dos equipamentos dissipativos.

Capítulo 5

5 ESTUDO DE CASO: USINA SUPERCRÍTICA A CARVÃO MINERAL

No capítulo anterior apresentou-se a formulação para realizar uma análise exérgica e termoeconômica de um sistema térmico. Neste capítulo, esta formulação será dirigida à avaliação de uma usina a carvão mineral operando no ciclo supercrítico de Rankine. O ciclo termodinâmico analisado é baseado em dados obtidos na literatura. Na seguinte seção apresenta-se uma breve descrição da usina utilizada neste modelo termodinâmico.

5.1 Usina Supercrítica Nordjylland3

A usina Nordjylland é uma das usinas mais eficientes no mundo que utilizam carvão mineral como combustível. Esta usina se encontra localizada na cidade de Aalborg - Dinamarca e foi comissionada em 1998 sendo sua produção líquida de eletricidade de 411 MW (Bugge *et al.* 2006).

Esta usina possui uma caldeira tipo Benson de passe único com configuração em torre, paredes de água dispostas em espiral e 16 queimadores tangenciais de baixo NO_x duais a carvão e óleo combustível. Suas condições de operação de pressão e temperatura são 29 MPa e 582 °C respectivamente. As superfícies de troca de calor (Economizador, Superaquecedor e Reaquecedores) se encontram na parte superior da fornalha para assegurar um eficiente

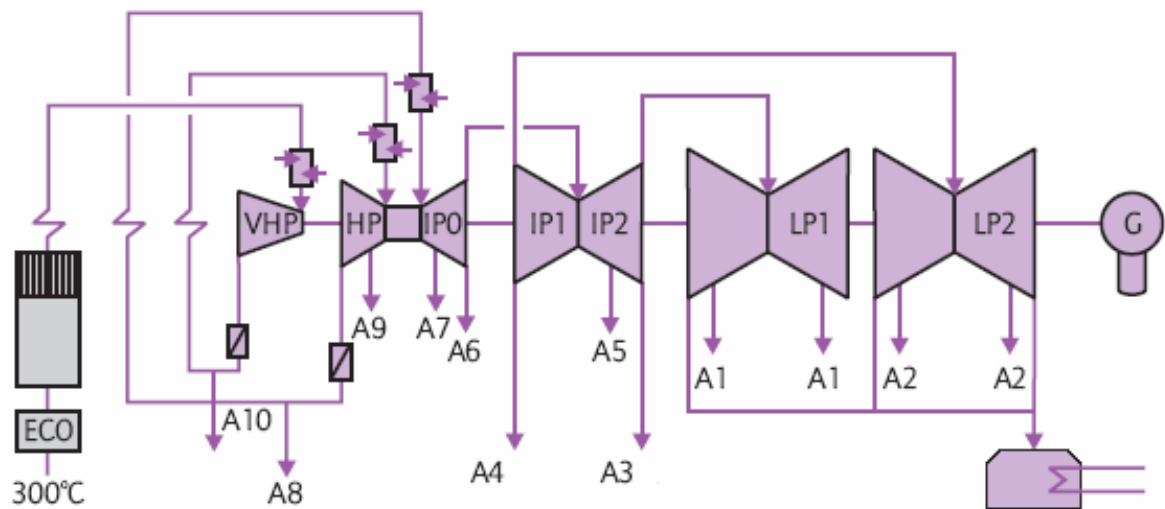


Figura 5.2 Sistema de expansão do vapor Nordjylland 3.
Fonte: International Energy Agency 2007.

5.2 Configuração do Ciclo Supercrítico e Estrutura Física

Uma vez conhecidas as condições de operação e a configuração da usina supercrítica Nordjylland 3, foi elaborada a estrutura física de uma usina termelétrica supercrítica a carvão pulverizado de 500 MW com dois estágios de reaquecimento a qual é apresentada na Figura 5.3.

Nesta usina a caldeira foi desagregada em quatro subsistemas para analisar, separadamente, a perdas exergéticas de cada componente que faz parte da caldeira. Dessa forma, trata-se a caldeira como um ciclo de geração de calor conformado por um ventilador (2) para a captação de ar, um preaquecedor de ar (3), um combustor (1) e um gerador de vapor (4), no qual se encontram todas as superfícies de troca de calor da caldeira apresentada na Figura 5.1. Nesta caldeira, carvão e ar são alimentados no combustor, onde o combustível libera seu poder calorífico e os gases gerados trocam calor com a água de alimentação no gerador de vapor, produzindo vapor supercrítico a 29 Mpa e 855 K (Kjaer, 2006; Suresh *et al.* 2006).

O sistema de expansão de vapor foi desagregado da seguinte forma: subsistema (6) turbina de pressão supercrítica (*VHP*); subsistema (5) turbina de alta pressão (*HP*); subsistema (7) turbina de pressão intermédia (*IP0*) e o subsistema (8) que representa as turbinas de pressão intermediária e baixa (*IP1*, *IP2*, *LP1* e *LP2*).

As condições de operação do sistema de turbinas são as seguintes: o vapor gerado (29 Mpa / 855 K) se expande na turbina (6) até 9,4 Mpa para depois ser reaquecido até 853 K

antes de realizar a segunda expansão na turbina (5). O vapor da saída desta turbina (1,9 Mpa / 612 K) é conduzido à caldeira para a segunda etapa de reaquecimento até 853 K para ser expandida uma turbina de pressão intermediária (7). A expansão do vapor finaliza no equipamento (8) com as seguintes condições (0,0083 Mpa / 315,35 K) e título de 0,962 (Bernero, 2002).

As sangrias das turbinas são utilizadas em dez estágios de aquecimento (*FWH 1-10*), subsistemas (9 - 18) para elevar a temperatura da água da alimentação da caldeira até 573 K em sua entrada no gerador de vapor.

As condições de operação do ciclo se encontram resumidas na Tabela 5-1 e as características do combustível utilizado são apresentadas na Tabela 5-3.

Tabela 5-1 Condições de operação da usina

Condições de Operação	Valor
Consumo de combustível	43 kg/s
Fluxo Mássico de Ar Primário e Secundário	499,48 kg/s
Terciário	16,82 kg/s
Temperatura dos gases de exaustão	416,45 K
Temperatura da água de alimentação	300 K
Fluxo de Vapor	350 kg/s
Temperatura de vapor	582 / 580 / 580 °C
Pressão do Vapor	29 / 9,416 / 1,9 MPa
Pressão do Condensador	8,3 kPa

O nível de desagregação do ciclo tem sido realizado em concordância com a informação adquirida na literatura. A informação fornecida é uma boa descrição do processo e suficiente para a profundidade na análise a ser realizada.

Na Tabela 5-2 é apresentada a descrição dos fluxos que compõem a estrutura física da usina supercrítica. Em quanto, no anexo B apresenta-se os resultados das variáveis termodinâmicas para cada um dos fluxos de massa que compõem o sistema: pressão (p), temperatura (T), fluxo de massa (m), variação da entalpia (h) e da entropia (s) do sistema com o entorno.

Tabela 5-2 Descrição dos fluxos da usina termoeétrica

Fluxo	Descrição do Fluxo	Fluxo	Descrição do Fluxo
1	Carvão	29	Água de entrada no preaquecedor FWH11
2	Ar de combustão	30	Condensado de saída preaquecedor FWH11
3	Gases de combustão	31	Água de entrada no desaerador
4	Ar de saída do ventilador	32	Água de entrada no preaquecedor FWH13
5	Gases de combustão na saída do gerador de vapor	33	Condensado de saída preaquecedor FWH13
6	Água de alimentação da caldeira	34	Água de entrada no preaquecedor FWH14
7	Vapor de exaustão da turbina supercrítica	35	Condensado de saída preaquecedor FWH14
8	Vapor de exaustão da turbina de alta pressão	36	Água de entrada no preaquecedor FWH15
9	Vapor de entrada na turbina de pressão intermediária	37	Condensado de saída preaquecedor FWH15
10	Vapor de entrada na turbina de alta pressão	38	Água de entrada no preaquecedor FWH16
11	Vapor de entrada na turbina supercrítica	39	Condensado de saída preaquecedor FWH16
12	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH9	40	Água de entrada no preaquecedor FWH17
13	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH10	41	Condensado de saída preaquecedor FWH17
14	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH11	42	Água de entrada no preaquecedor FWH18
15	Sangria de vapor de entrada ao desaerador	43	Condensado de saída preaquecedor FWH18
16	Vapor de exaustão da turbina de pressão intermediária	44	Potencia turbina supercrítica
17	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH13	45	Potencia turbina de alta pressão
18	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH14	46	Potencia turbina pressão intermediária
19	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH15	47	Potencia turbina de baixa pressão
20	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH16	48	Consumo elétrico do ventilador
21	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH17	49	Consumo elétrico bomba do desaerador
22	Sangria de vapor de entrada ao preaquecedor FWH18	50	Consumo elétrico bomba na saída do condensador
23	Vapor de exaustão da turbina de baixa pressão	51	Consumo elétrico bomba da água de resfriamento do condensador
24	Água de saída do condensador	52	Potencia elétrica líquida do ciclo
25	Água de entrada no preaquecedor FWH9	53	Água de saída do desaerador
26	Condensado de água de saída do preaquecedor FWH9	54	Saída da água de resfriamento do condensador
27	Água de entrada no preaquecedor FWH10	55	Saída dos gases de combustão ao ambiente
28	Condensado de saída preaquecedor FWH10		

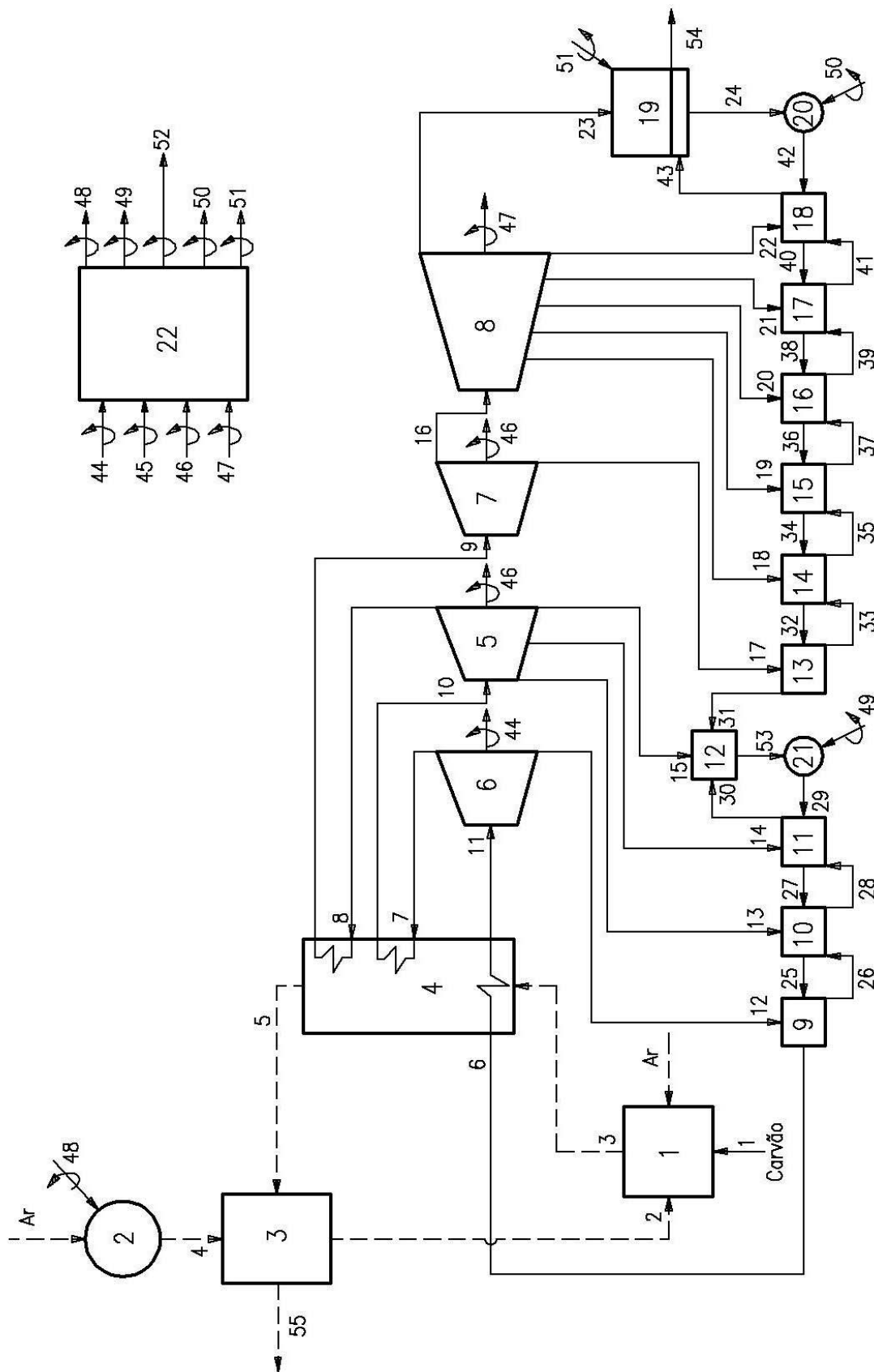


Figura 5.3 Ciclo supercrítico para uma usina de vapor de 500 MW.

Tabela 5-3 Propriedades do carvão betuminoso

Análise Elementar	
Carbono	71,20%
Hidrogênio	4,98%
Nitrogênio	1,27%
Enxofre	3,65%
Oxigênio	9,30%
Cinzas	9,60%
Total	100,00%
Poder calorífico superior	27386 kJ/kg
Poder calorífico inferior	26189 kJ/kg

Fonte: Phyllis database for biomass and waste (2008).

5.3 Análise Exergética

Uma vez determinada a estrutura física e variáveis termodinâmicas do sistema térmico é necessário calcular as exergias do sistema. Para isto, é necessário estabelecer o entorno do sistema (Tabela 5-4). Conforme foi apresentado no capítulo anterior se toma como base para esta análise, o ambiente de referência seguindo a metodologia de Szargut.

De acordo com Aljundi (2008); Suresh *et al.* (2006) e Bernero (2002) é comum na análise de ciclos de potência estabelecer o seguinte convênio de variáveis intensivas para definir o entorno ($T_0 = 25\text{ }^\circ\text{C}$ e $p_0 = 101,325\text{ kPa}$).

Tabela 5-4 Entorno do sistema.

p_0	101,325 kPa
T_0	25 °C
x_0	
Ar Saturado de vapor de água:	
$p_{v,H_2O} = 23,756\text{ mmHg.}$	
N	$y_{N_2} = 0,7652$
O	$y_{O_2} = 0,2034$
CO ₂	$y_{CO_2} = 0,0003$
H	$y_{(H_2O,0)} = 0,0312$

Uma vez avaliadas as propriedades termodinâmicas dos fluxos do sistema realiza-se o cálculo das exergias destes, utilizando as expressões proporcionadas pelas Equações (14 - 17) e Equações (28 - 31) e levando em conta as considerações apresentadas na Seção 3.2.3. Os resultados estão sumarizados na Tabela 5-5. É importante ressaltar que, os fluxos exergéticos do ar de entrada no sistema não se encontram tabelados, já que foi assumido que estes recursos se encontram em condições de pressão e temperatura iguais ao estado de referência. Por isso, sua variação entálpica e entrópica, com relação ao ambiente de referência são nulas, ou seja, não possuem exergia física. Além disso, sua exergia química é desprezível, pois sua composição encontra-se em equilíbrio com o meio ambiente. Desta forma, estas exergias são assumidas como nulas e desaparecem do modelo exergético e termoeconômico.

Tabela 5-5 Exergias dos fluxos.

Fluxo	b^{CH} (kJ/kg)	b^{PH} (kJ/kg)	B (kW)	Fluxo	b^{CH} (kJ/kg)	b^{PH} (kJ/kg)	B (kW)
1	24999,50	0,00	1074631,58	29	-	215,87	75554,15
2	-	133,22	66599,06	30	-	193,70	11682,46
3	96,11	1637,83	962631,06	31	-	127,67	35236,62
4	-	11,77	5937,22	32	-	90,55	24990,61
5	96,11	159,63	141979,18	33	-	97,03	1079,60
6	-	386,49	135270,42	34	-	62,13	17147,68
7	-	1254,32	402042,21	35	-	66,37	1417,91
8	-	1052,89	290579,98	36	-	39,08	10787,03
9	-	1348,43	372143,48	37	-	42,22	1302,02
10	-	1530,33	490512,42	38	-	21,91	6047,72
11	-	1553,77	543819,15	39	-	23,85	942,91
12	-	1254,32	36968,74	40	-	10,14	2798,86
13	-	1379,55	26410,49	41	-	11,02	524,53
14	-	1216,34	14237,16	42	-	3,39	935,74
15	-	1048,65	14361,72	43	-	3,17	174,83
16	-	1205,54	319293,80	44	-	-	92781
17	-	1205,54	13414,03	45	-	-	133841
18	-	1002,28	10260,48	46	-	-	34981
19	-	805,90	7629,21	47	-	-	233466
20	-	641,51	5578,63	48	-	-	6468
21	-	465,14	3759,05	49	-	-	19169,5
22	-	307,70	2317,31	50	-	-	566,78
23	-	127,24	28100,50	51	-	-	157,8
24	-	1,82	503,46	52	-	-	458805,5
25	-	314,02	109908,02	53	-	171,59	60057,86
26	-	307,03	9049,17	54	-	0,62	7723,97
27	-	252,74	88457,99	55	96,11	18,98	63893,07
28	-	238,00	11571,14				

Estabelecidas as exergias dos fluxos do sistema, determina-se a função de cada subsistema, ou seja, especifica-se para cada componente quais fluxos atuam como recursos (F) e quais como produtos (P). Na Tabela 5-6 apresentam-se os cálculos dos recursos (F),

produtos (P), irreversibilidades (I), ineficiência parcial (φ) e eficiência exergética (ε) dos componentes da usina baseados na estrutura física.

Tabela 5-6 Destruição de exergia e eficiência exergética dos componentes da usina.

Subsistema		F (kW)	P (kW)	I (kW)	%I	φ	ε
1	Combustor	1074978,5	896032,0	178946,5	32,86	0,166	83,4
2	Ventilador	6468,0	5937,2	530,8	0,10	0,000	91,8
3	Preaquecedor	78086,1	60661,8	17424,3	3,20	0,016	77,7
4	Gerador de vapor	820651,9	578582,4	242069,4	44,45	0,225	70,5
5	Turbina (HP)	144923,1	133841,0	11082,1	2,04	0,010	92,4
6	Turbina (VHP)	104808,2	92781,0	12027,2	2,21	0,011	88,5
7	Turbina (IP1)	39435,6	34981,0	4454,6	0,82	0,004	88,7
8	Turbina (IP-LP)	261648,6	233466,0	28182,6	5,18	0,026	89,2
9	FWH10	27919,6	25362,4	2557,2	0,47	0,002	90,8
10	FWH9	23888,5	21450,0	2438,5	0,45	0,002	89,8
11	FWH8	14125,8	12903,8	1222,0	0,22	0,001	91,3
12	Desaerador	61280,8	60057,9	1222,9	0,22	0,001	98,0
13	FWH6	12334,4	10246,0	2088,4	0,38	0,002	83,1
14	FWH5	9922,2	7842,9	2079,2	0,38	0,002	79,0
15	FWH4	7745,1	6360,7	1384,4	0,25	0,001	82,1
16	FWH3	5937,7	4739,3	1198,4	0,22	0,001	79,8
17	FWH2	4177,4	3248,9	928,6	0,17	0,001	77,8
18	FWH1	2667,0	1863,1	803,9	0,15	0,001	69,9
19	Condensador	27929,7	7724,0	20205,7	3,71	0,019	27,7
20	B. Condensador	566,8	432,3	134,5	0,02	0,000	76,3
21	B. Desaerador	19169,5	15496,3	3673,2	0,67	0,003	80,8
22	Gerador	495069,0	485167,6	9901,4	1,82	0,009	98,0
Ciclo		1074978,5	458805,5	544555,9	100	0,507	42,7

É importante comentar que na tabela anterior o produto do condensador é o calor rejeitado ao meio ambiente através da água de resfriamento.

5.4 Construção da Estrutura Produtiva

Como foi mencionado anteriormente, um sistema térmico, caso particular, uma usina termelétrica, é um conjunto de equipamentos e fluxos os quais têm uma função produtiva particular. Deste modo, é necessário definir o modelo F - P para estabelecer a contribuição dos fluxos em cada componente a fim de obter o produto final.

De acordo com o Capítulo anterior a estrutura produtiva é representada, pictograficamente, por um diagrama de fluxo composto por equipamentos definidos na estrutura física e por componentes fictícios (bifurcações e junções). É importante mencionar que a construção da estrutura produtiva tem certa subjetividade, pois a definição F - P , nível de desagregação e tratamento dos equipamentos dissipativos são critérios do analista. Deste modo, um sistema pode ter diferentes estruturas produtivas.

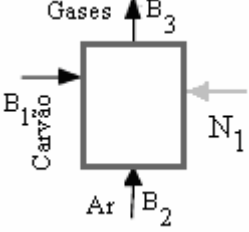
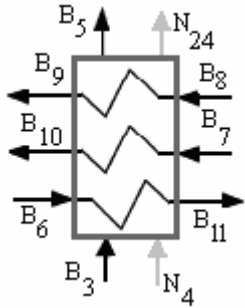
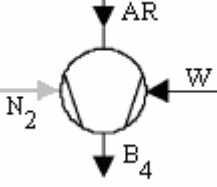
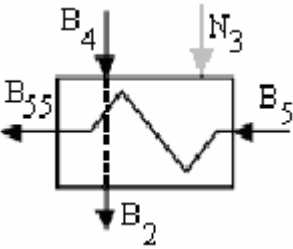
Para iniciar a construção da estrutura produtiva, tratou-se de forma separada a desagregação da caldeira e o ciclo de vapor, os quais estão vinculados através do produto da caldeira (P_4), produto do condensador (N_4) e parte do produto do gerador como se apresentará mais adiante.

Desta forma, considera-se a caldeira como um ciclo que tem como produto final vapor supercrítico. Analisando separadamente a funcionalidade de cada subsistema pode-se definir que, a principal função do ventilador (2) é captar o ar desde o meio ambiente e aumentar sua pressão utilizando como recurso energia elétrica gerada pelo ciclo de vapor (B_{48}). Este fluxo entra no preaquecedor de ar (3), que tem como função principal elevar a temperatura do fluxo de ar que será usado pelo combustor ($B_2 - B_4$) tomando calor do fluxo de gases de exaustão ($B_5 - B_{55}$). A função do combustor (3) é liberar a exergia química do combustível (B_1) para aumentar a exergia do fluxo de ar através da reação de combustão ($B_3 - B_2$). Por último, o gerador de vapor (4), como pode-se observar na estrutura física da usina, é o responsável por gerar o produto principal da caldeira (vapor), o qual está representado em três fluxos: diferença da exergia da água de alimentação até vapor supercrítico ($B_{11} - B_6$), diferença exérgica entre a saída e entrada do vapor no primeiro reaquecimento ($B_{10} - B_7$) e diferença exérgica entre a saída e entrada do vapor no segundo estágio de reaquecimento ($B_{11} - B_9$), utilizando como recurso a variação de exergia dos gases obtidos no combustor e na saída do gerador de vapor ($B_5 - B_{11}$).

Na Tabela 5-7 mostra-se a definição F - P dos componentes desagregados da caldeira, em que (B) representam as exergias dos fluxos de massa, (W) potência de eixo e (N) a neguentropia consumida ou gerada em cada um dos componentes.

Uma vez definida a funcionalidade de cada equipamento é preciso estabelecer no modelo a alocação de custos dos resíduos (B_{55}). Tal como se explicou anteriormente na aplicação da Teoria Estrutural Termoeconômica é utilizada a neguentropia para distribuir os custos da irreversibilidade dos gases de exaustão. Assim, será necessário incluir uma unidade imaginária na estrutura produtiva (chaminé) a qual recebe o fluxo de gases de exaustão e retorna ao sistema um fluxo de neguentropia como resultado da diminuição da entropia destes até o estado de equilíbrio com o entorno.

Tabela 5-7 Definição *F-P* caldeira supercrítica desagregada.

COMPONENTES (n)	RECURSOS (F)	PRODUTOS (P)
Combustor 	$F_1 = B_1$ $N_1 = T_0(S_3 - S_2)$	$P_1 = B_2 + B_3$
Gerador de Vapor 	$F = B_3 - B_5$ $N_4 = T_0(S_{11} + S_{10} + S_9 - S_7 - S_8 - S_6)$	$P = (B_{10} - B_7) + (B_9 - B_8) + (B_{11} - B_6)$ $N_{23} = T_0(S_3 - S_5)$
Ventilador 	$F = W = B_{48}$ $N_2 = T_0(S_4)$	$P = B_4$
Preaquecedor de Ar 	$F = (B_5 - B_{55})$ $N_3 = T_0(S_2 - S_4 + S_{55} - S_5)$	$P = B_2 - B_4$

Segundo Lozano e Valero (1993) e Modesto e Nebra (2006), este tratamento redistribui os custos favorecendo os equipamentos que diminuem a entropia e penaliza aqueles que a aumentam. Assim, se estabelece que os equipamentos como o combustor (1) e ventilador (2) consomem neguentropia, o gerador de vapor (4) é um equipamento que produz neguentropia e, finalmente, o preaquecedor de ar (3) consome neguentropia pelo aquecimento do ar de

combustão ($S_2 - S_4 > 0$) e produz neguentropia pelo esfriamento dos gases de exaustão ($S_{55} - S_5 < 0$), ou seja, recebe uma contribuição positiva e negativa pela neguentropia ao mesmo tempo.

Conforme o estabelecido na teoria estrutural, cada unidade produtiva tem uma função particular, ou seja, gerar um produto específico. Portanto, a neguentropia produzida pelo gerador de vapor será um subproduto que é fornecido a uma junção com o produto da chaminé, para depois distribuir o fluxo total entre os equipamentos que consomem neguentropia (Lozano e Valero, 1993; Cerqueira, 1999).

Nesta ordem de idéias a Figura 5.4 apresenta a estrutura produtiva da desagregação da caldeira supercrítica. É importante esclarecer que os recursos (F_2) e (N_4) são fluxos que provêm do ciclo de vapor e o fluxo (F_1) é um recurso externo (combustível).

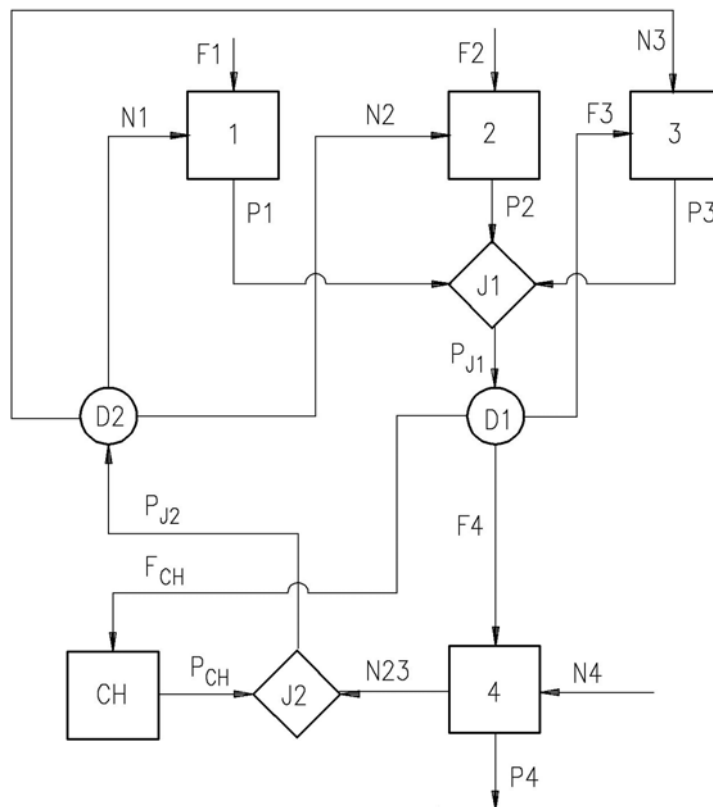
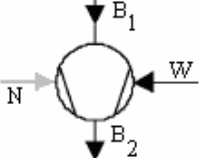
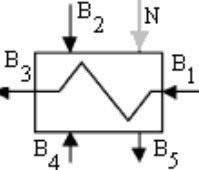
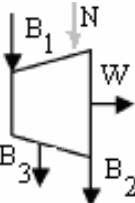
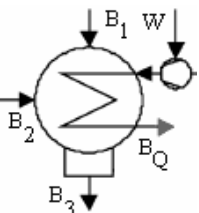
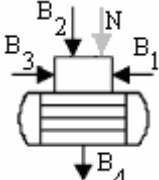


Figura 5.4 Estrutura produtiva da caldeira supercrítica.

Estabelecida a estrutura produtiva da caldeira define-se a estrutura produtiva do ciclo a vapor baseados no nível de desagregação apresentado na estrutura física (Figura 5.3) e a funcionalidade de cada equipamento. Na Tabela 5-8, mostra-se a definição F - P na forma geral dos componentes típicos de uma usina que opera no ciclo de Rankine, seguindo os convênios que, normalmente, são adotados neste tipo de análise (Valero *et al.* 2002; Zhang *et al.* 2006). Nesta tabela, os fluxos (B) representam as exergias dos fluxos de massa, (W) potência de eixo e (N) a neguentropia consumida ou gerada em cada um dos componentes.

Tabela 5-8 Definição *F-P* do ciclo supercrítico de Rankine.

COMPONENTES (n)	RECURSOS (F)	PRODUTOS (P)
Bombas 	$F = W$ $N = T_0 (S_2 - S_1)$	$P = B_2 - B_1$
Trocadores de calor 	$F = (B_4 + B_2) - B_5$ $N = T_0 (S_3 - S_1 + S_5 - S_2 - S_4)$	$P = B_3 - B_1$
Turbinas 	$F = B_1 - B_2 - B_3$ $N = T_0 (S_2 + S_3 - S_1)$	$P = W$
Condensadores 	$F = B_1 + B_2 + W - B_3$	$N = T_0 (S_1 + S_2 - S_3)$
Desaeradores 	$F = B_3 + B_2 + B_1$ $N = T_0 (S_4 - S_1 - S_2 - S_3)$	$P = B_4$

Baseado na Tabela 5-8 definiu-se a funcionalidade de cada equipamento. Assim, os trocadores de calor são dispositivos utilizados para elevar a temperatura da água de alimentação na caldeira, aproveitando o calor das extrações de vapor nas turbinas e, na maioria dos casos, utilizando uma drenagem do aquecedor anterior (*FWH9 - FWH18*). É importante ressaltar que entre os aquecedores da água se encontra o desaerador, equipamento no qual se estabeleceu como recursos os fluxos de água de entrada no equipamento e como

produto o fluxo de saída. As turbinas produzem trabalho utilizando o vapor produzido na caldeira. As bombas consomem potência para aumentar a pressão do fluido de trabalho. Como já se discutiu anteriormente, o condensador é um equipamento dissipativo cuja função é condensar o vapor exaustado na última turbina e fechar o ciclo termodinâmico. Vários autores usam a neguentropia como função termodinâmica para explicar o produto do condensador, sendo o valor da neguentropia proporcional à diferença de entropia entre os estados de entrada e saída do condensador.

A neguentropia gerada no condensador é repartida entre os equipamentos que geram ou produzem entropia. Assim, o gerador de vapor, as turbinas e bombas são penalizados pelo consumo de neguentropia e os aquecedores da água de alimentação recebem uma penalização pelo aquecimento da água de alimentação e uma contribuição positiva pelo esfriamento dos fluxos que atuam como recursos em cada um destes equipamentos. Finalmente a Figura 5.5 mostra a estrutura produtiva do ciclo a vapor.

Como se observa na Figura 5.5, a elaboração da estrutura produtiva complica-se em função do número de equipamentos e fluxos que a compõem. Neste ciclo os equipamentos que aumentam exergia de um fluxo (aquecedores, bombas e gerador de vapor) se agrupam em uma junção (J_3) para depois serem distribuídos através de uma bifurcação (D_5) em forma de recursos aos equipamentos que consomem exergia (aquecedores, turbinas e condensador). Os fluxos de potência de eixo são reunidos em uma junção (J_4) e enviados como recurso para o gerador, o qual através da bifurcação (D_6) redistribui seu produto em recursos para os equipamentos auxiliares (bombas e ventilador) e o produto final potência elétrica (P_{23}).

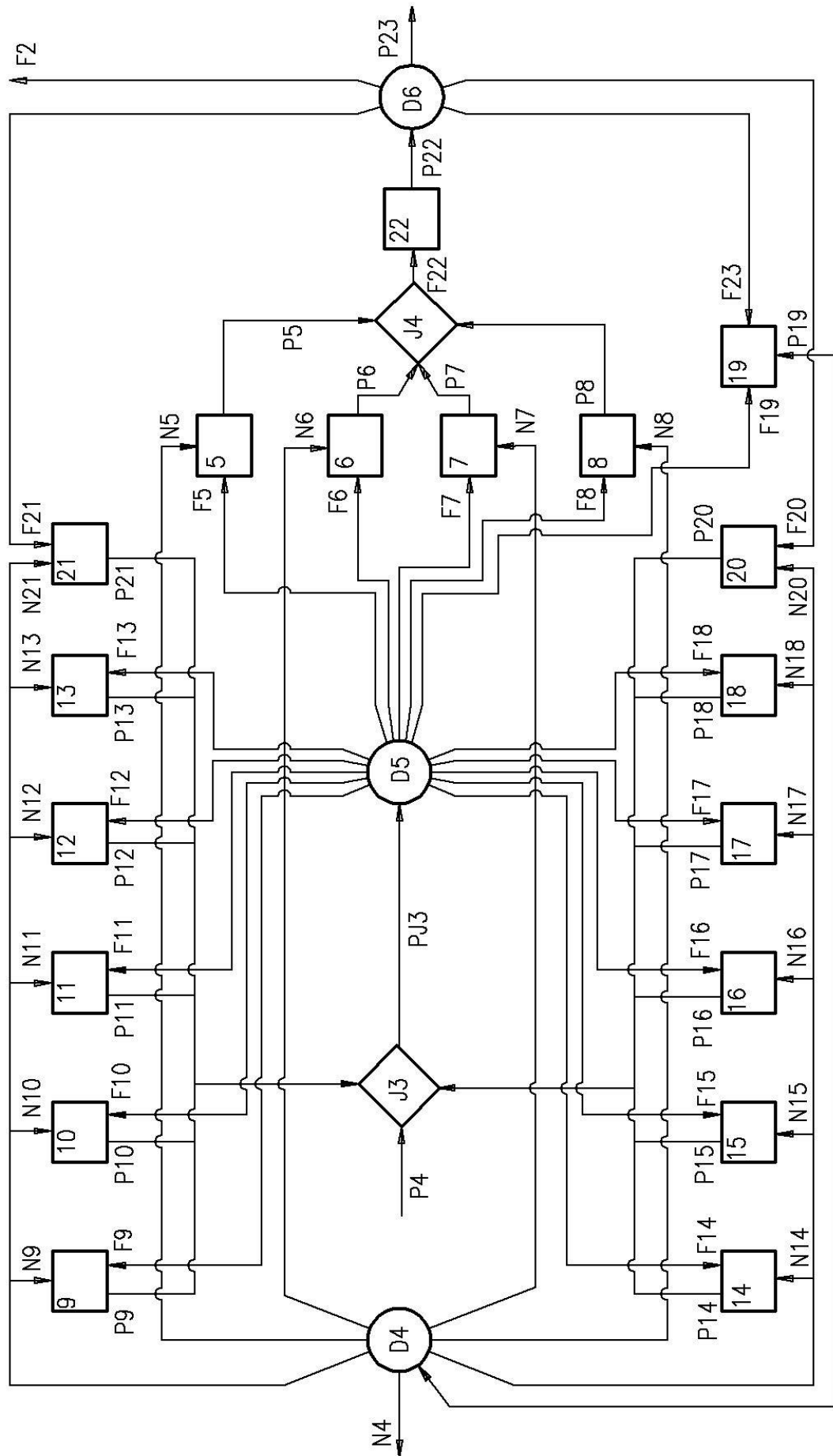


Figura 5.5 Estrutura produtiva do ciclo de vapor da usina supercrítica.

5.5 Modelo Termoeconômico

O modelo termoeconômico é a representação matemática da estrutura produtiva. Este consiste no grupo de equações características que relacionam os recursos e produtos de todos os equipamentos que fazem parte da estrutura produtiva em função dos coeficientes técnicos de produção (k) e a distribuição dos recursos consumidos (r). A definição F - P , o cálculo dos coeficientes técnicos de produção e a distribuição dos recursos são apresentados no Apêndice C.

Na Tabela 5-9 apresentam-se os resultados dos recursos (F), produtos (P), coeficientes técnicos de produção (k_F , k_N) e distribuição dos recursos consumidos (r) dos fluxos que compõem a usina baseado na estrutura produtiva.

Tabela 5-9 Recursos, produtos e coeficientes de produção da estrutura produtiva.

Fluxo	F (kW)	N (kW)	P (kW)	k_F	k_N	r
1	1074978,500	266950,931	896031,991	1,200	0,298	0,931
2	6468,000	595,680	5937,219	1,089	0,100	0,006
3	78086,104	30578,549	60661,846	1,287	0,504	0,063
4	820651,880	444023,362	578582,436	1,418	0,767	0,773
5	144923,065	2162,756	133841,080	1,083	0,016	0,270
6	104808,200	6073,316	92781,590	1,130	0,065	0,187
7	39435,645	2122,929	34981,590	1,127	0,061	0,071
8	261648,612	12623,344	233466,010	1,121	0,054	0,472
9	27919,569	833,533	25362,400	1,101	0,033	0,034
10	23888,525	2019,837	21450,030	1,114	0,094	0,029
11	14125,833	1198,022	12903,835	1,095	0,093	0,017
12	61280,800	826,727	60057,865	1,020	0,014	0,080
13	12334,430	1721,430	10246,008	1,204	0,168	0,014
14	9922,174	1721,909	7842,929	1,265	0,220	0,010
15	7745,101	1114,684	6360,654	1,218	0,175	0,008
16	5937,735	873,740	4739,310	1,253	0,184	0,006
17	4177,438	957,603	3248,852	1,286	0,295	0,004
18	2667,011	786,427	1863,122	1,431	0,422	0,002
19	27771,868	-	483456,951	0,057	-	-
20	566,780	724,124	432,280	1,311	1,675	0,001
21	19169,500	3673,208	15496,285	1,237	0,237	0,021
22	495070,270	-	485168,865	1,020	-	-
23	157,800	239364,163	458806,785	0,0003	0,414	0,803
CH	63893,072	-	58760,997	1,087	0,0003	0,197

5.6 Alocação de Custos Exergéticos

Uma vez estabelecida a definição F - P da usina, é preciso definir as equações que permitem obter os custos exergéticos unitários de todos os fluxos que compõem o sistema térmico. Este conjunto de equações (Apêndice D) é atingido utilizando as preposições estabelecidas pela teoria de custo exergético TCE descrita na seção 3.3.4 e expresso em função do coeficiente técnico de produção.

Depois de resolver as equações características, os coeficientes técnicos de produção (k) e a distribuição dos recursos consumidos (r) (Tabela 5-9), o custo exergético unitário de cada fluxo na estrutura produtiva é obtido resolvendo o conjunto de equações lineares descritas no Apêndice D. Os custos exergéticos unitários dos recursos (k^*_F , k^*_N), custos exergéticos unitários dos produtos (k^*_P) e custos exergéticos de cada fluxo são apresentados na Tabela 5-10.

Tabela 5-10 Custo exergético unitário e custo exergético dos subsistemas.

Subsistema		k^*_F	k^*_P	k^*_N	F^* (kW)	P^* (kW)	N^* (kW)
1	Combustor	1	1,815	2,062	1074978,5	1625850,0	550452,8
2	Ventilador	2,309	2,721	2,062	14934,6	16153,4	1228,3
3	Preaquecedor	1,927	3,520	2,062	150495,3	213511,5	63053,0
4	Gerador de vapor	1,927	1,955	0,116	1581642,4	1131070,8	51684,3
		-	-	2,095 ^a	-	-	501467,9 ^a
5	HP	2,029	2,200	0,116	294106,9	294410,2	251,7
6	VHP	2,029	2,301	0,116	212697,8	213462,6	706,9
7	IP1	2,029	2,294	0,116	80030,7	80254,8	247,1
8	IP-LP	2,029	2,281	0,116	530989,7	532582,7	1469,4
9	FWH10	2,029	2,238	0,116	56660,0	56766,1	97,0
10	FWH9	2,029	2,272	0,116	48479,4	48725,9	235,1
11	FWH8	2,029	2,233	0,116	28667,0	28814,3	139,4
12	Desaerador	2,029	2,072	0,116	124363,3	124415,9	96,2
13	FWH6	2,029	2,463	0,116	25031,5	25234,9	200,4
14	FWH5	2,029	2,593	0,116	20136,1	20335,1	200,4
15	FWH4	2,029	2,492	0,116	15717,9	15851,4	129,7
16	FWH3	2,029	2,564	0,116	12050,0	12152,5	101,7
17	FWH2	2,029	2,644	0,116	8477,7	8590,3	111,5
18	FWH1	2,029	2,953	0,116	5412,4	5502,0	91,5
19	Condensador	2,029	0,116	0,000	56360,2	56274,4	-
		2,309 ^b	-	-	364,4 ^b	-	-
20	B. Condensador	2,309	3,222	0,116	1308,7	1392,9	84,3
21	B. Desaerador	2,309	2,884	0,116	44262,4	44689,7	427,6
22	Gerador	2,264	2,309	-	1120740,1	1120254,9	-
CH	Chaminé	1,927	2,095	-	123141,1	123104,3	-
J ₁	Junção 1	-	1,927	-	-	1855278,8	-
J ₂	Junção 2	-	2,062	-	-	614734,1	-
J ₃	Junção 3	-	2,029	-	-	1519180,4	-
J ₄	Junção 4	-	2,309	-	-	1143117,3	-
Ciclo		1	2,309	-	-	1059384,9	-

(a) Custo exergético unitário e custo exergético do subproduto (N_{23}).

(b) Custo exergético unitário e custo exergético do recurso (F_{23}).

Os valores apresentados na Tabela 5-10 mostram que o custo exergético unitário dos produtos têm aumentado continuamente através do processo produtivo, mas ainda não é claro quais são as causas que geram este incremento. A seguir apresenta-se uma análise dos efeitos das irreversibilidades e dos fluxos da neguentropia no incremento dos custos exergéticos do processo produtivo, utilizando várias definições termoeconômicas como a destruição de exergia específica (k_I), o custo específico unitário de irreversibilidade (k_I^*) e custo específico unitário de neguentropia (k_S^*). Segundo Zhang *et al.* (2006), este método é mais conveniente para analisar os rendimentos produtivos de cada componente.

Existem muitos fatores que podem causar o incremento do custo exergético unitário de um produto, tais como o aumento nas irreversibilidades e o aumento do custo exergético dos recursos. Como foi dito anteriormente, o coeficiente técnico de produção avalia a eficiência de um componente desde o ponto de vista local e pode ser expresso em função da irreversibilidade de acordo com a seguinte expressão:

$$k = \frac{F}{P} = \frac{P+I}{P} = 1 + k_I \quad (59)$$

Na Equação 59 (k_I) se define como a razão entre a irreversibilidade e o produto em cada componente, a qual representa a quantidade de exergia destruída para obter uma unidade de produto. Assim, podemos reescrever a equação geral do custo exergético em função da destruição de exergia específica:

$$k_{Pi}^* = k_{Fi} k_{Fi}^* + k_{Ni} k_{Ni}^* = (1 + k_{Ii}) k_{Fi}^* + k_{Ni} k_{Ni}^* = k_{Fi}^* + k_{Ii} k_{Fi}^* + k_{Ni} k_{Ni}^* = k_{Fi}^* + k_{Ii}^* + k_{Si}^* \quad (60)$$

onde,

$$k_{Ii}^* = k_{Ii} k_{Fi}^* = \frac{I^*}{P} \quad (61)$$

$$k_{Si}^* = k_{Ni} k_{Ni}^* = \frac{N^*}{P}$$

Desta forma, podemos afirmar que o custo exergético unitário do produto é composto por três partes: custo exergético unitário dos recursos (k_F^*) que representa o mínimo valor de consumo de recursos requeridos para gerar uma unidade de produto. Custo específico unitário de irreversibilidade (k_I^*) que representa o aumento do custo exergético unitário do produto por causa da irreversibilidade e essa é expressa como a razão entre o custo exergético da

irreversibilidade e a quantidade de produto em cada componente. O custo específico unitário de neguentropia (k_s^*), representa o aumento do custo exergético unitário do produto pelo consumo de neguentropia de cada equipamento para obter uma unidade de produto e é expressa como a razão entre o custo exergético da neguentropia e a quantidade de produto. Na Tabela 5-11 apresenta-se a composição do custo exergético unitário do produto de cada componente do sistema analisado de acordo com o estabelecido na Equação (60).

Tabela 5-11 Composição do custo exergético unitário dos produtos

Subsistema		k_F^*	k_I^*	k_S^*	k_P^*
1	Combustor	1,000	0,200	0,614	1,814
2	Ventilador	2,309	0,206	0,207	2,722
3	Preaquecedor	1,927	0,554	1,039	3,520
4	Gerador de vapor	1,927	0,806	0,089	1,956
				0,867 ^a	
5	HP	2,029	0,168	0,002	2,199
6	VHP	2,029	0,263	0,008	2,300
7	IP1	2,029	0,258	0,007	2,295
8	IP-LP	2,029	0,245	0,006	2,281
9	FWH10	2,029	0,205	0,004	2,238
10	FWH9	2,029	0,231	0,011	2,271
11	FWH8	2,029	0,192	0,011	2,232
12	Desaerador	2,029	0,041	0,002	2,072
13	FWH6	2,029	0,414	0,020	2,463
14	FWH5	2,029	0,538	0,026	2,593
15	FWH4	2,029	0,442	0,020	2,492
16	FWH3	2,029	0,513	0,021	2,564
17	FWH2	2,029	0,580	0,034	2,644
18	FWH1	2,029	0,876	0,049	2,954
19	Condensador	0,117	0	0	0,117
20	B. Condensador	2,309	0,718	0,195	3,222
21	B. Desaerador	2,309	0,547	0,028	2,884
22	Gerador	2,264	0,046	0	2,310

(a) Custo específico unitário de neguentropia do subproduto (N_{23}).

É importante ressaltar na tabela anterior que o custo específico unitário de neguentropia do subproduto (N_{23}) tem um aporte positivo no custo exergético unitário do produto e que o custo exergético do produto do condensador (P_{19}) é todo atribuído ao consumo de recursos exergéticos no componente.

5.7 Discussão de Resultados

A análise exérgica do ciclo apresentada neste trabalho introduz a eficiência exérgica como um parâmetro de avaliação do desempenho real partindo do ponto de vista da termodinâmica. Desta forma, determinaram-se as irreversibilidades e eficiências exérgicas em cada um dos subsistemas. A Tabela 5-6 mostra que 42,7% dos recursos que entram no sistema são transformados em energia elétrica (eficiência do Ciclo). Além disso, pode-se observar que a destruição total de exergia do ciclo foi de 544.556 kW sendo a caldeira responsável pela destruição de mais de 80% da exergia. O restante (20%) está concentrado no sistema de expansão do vapor (12%), condensador (3,7%), sistema de preaquecimento da água (2,9%) e uma destruição de exergia inferior a 1% entre as duas bombas utilizadas na saída do condensador e desaerador (Figura 5.6).

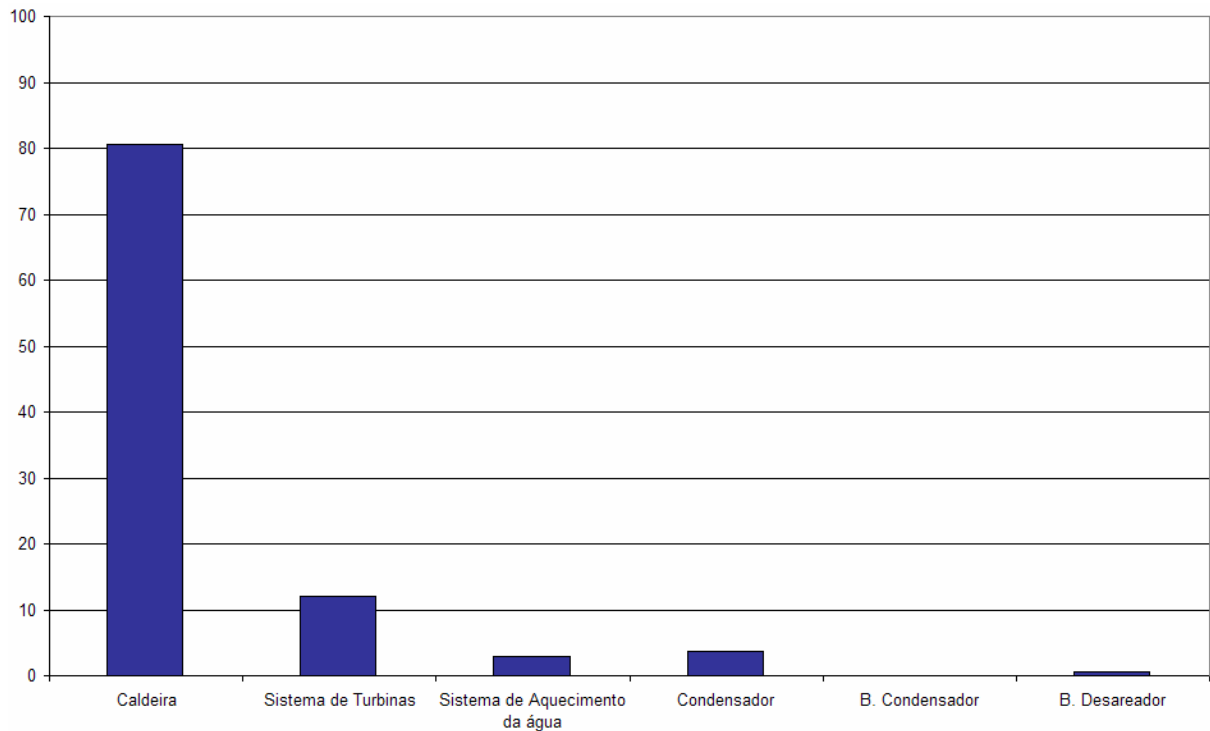


Figura 5.6 Porcentagem da destruição de exergia dos equipamentos da usina.

Como se mencionou no parágrafo anterior a caldeira é o equipamento em que mais se destrói exergia com uma irreversibilidade total de 438.966 kW. Analisando separadamente cada um dos subsistemas que conformam a caldeira (Figura 5.7) observa-se que no gerador de vapor há uma irreversibilidade de 242.069 kW e no combustor há uma irreversibilidade de 178.946 kW representando 96% do total das irreversibilidades geradas neste equipamento. Estas destruições exérgicas são causadas pelas baixas taxas de transferência de calor no gerador de vapor e pela destruição exérgica gerada durante a reação do processo de

combustão. O restante das irreversibilidades na caldeira são atribuídas, em sua maior parte, ao preaquecedor de ar (17.424 kW) e ventilador usado para a captação de ar atmosférico (530 kW), sendo este o equipamento que apresenta a menor irreversibilidade em todo o ciclo de potência.

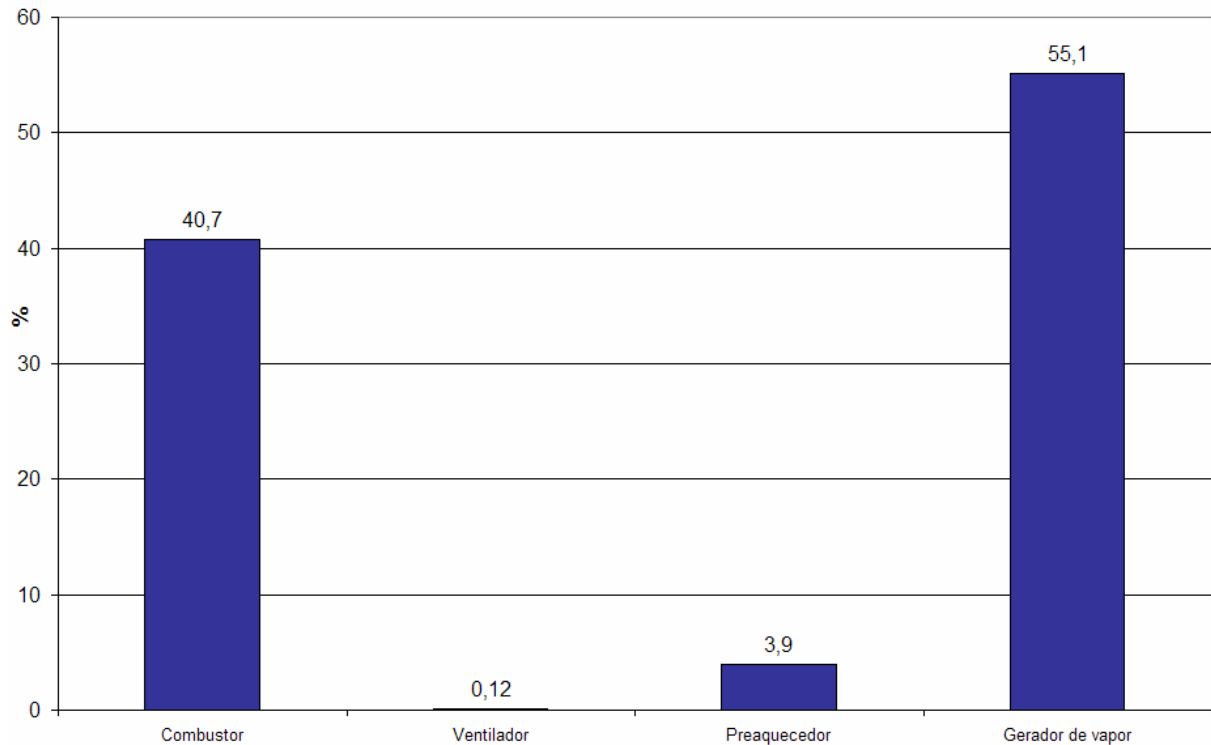


Figura 5.7 Contribuição de cada subsistema no total da irreversibilidade da caldeira.

Na Figura 5.8 apresenta-se a contribuição porcentual de cada subsistema no total da exergia destruída no sistema de expansão do vapor responsável pela destruição de 65.648 kW. Observa-se que mais de 40% da irreversibilidade da turbina a vapor se apresenta no subsistema de baixa pressão, já que esta opera entre estados termodinâmicos de pressão e temperatura inferiores aos estados em que operam os outros subsistemas.

O restante das irreversibilidades do ciclo (39.937 kW) representa um valor inferior a 8% do total da destruição de exergia no sistema e encontram-se distribuídas da seguinte forma: 20.205 kW para o condensador, 15.924 kW no sistema de preaquecimento da água e 3.807 kW entre as duas bombas utilizadas no ciclo.

As eficiências de cada equipamento e cada subsistema da usina são apresentadas na Figura 5.9 e Figura 5.10 respectivamente. Pode-se perceber que o condensador é o equipamento que possui a menor eficiência, mesmo tendo menores valores de destruição de exergia quando comparado com a caldeira e o sistema de turbinas.

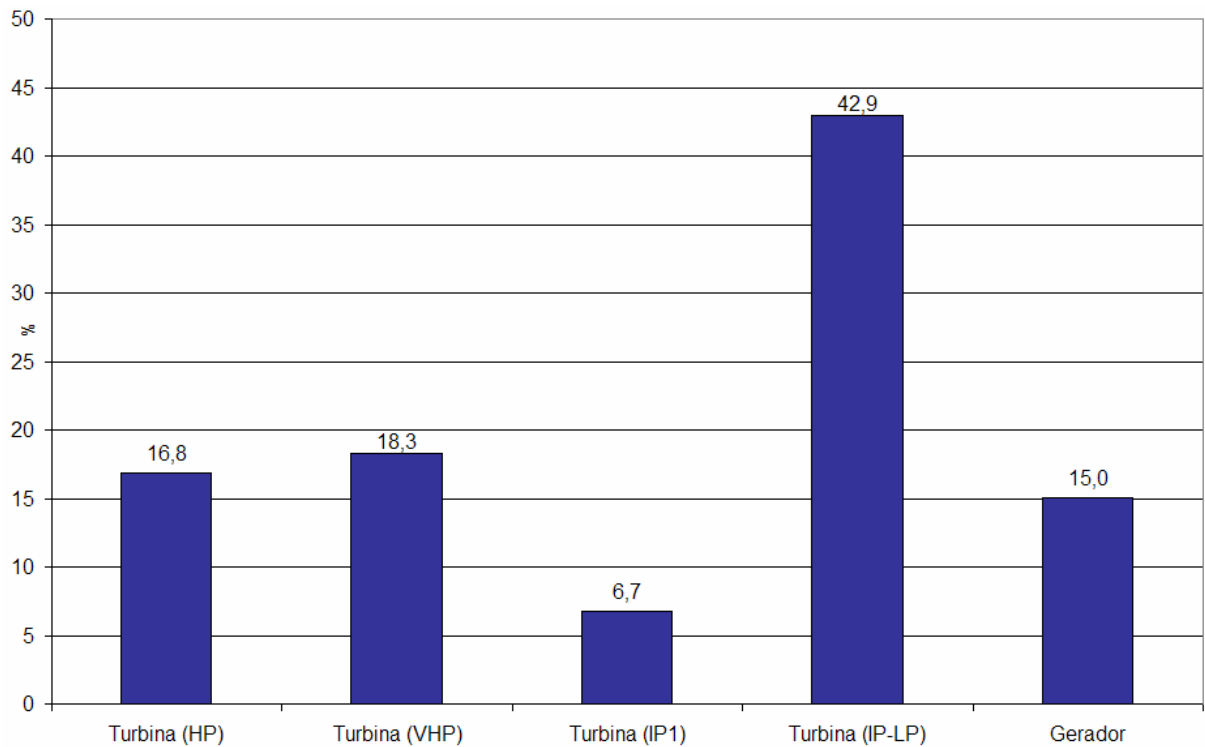


Figura 5.8 Contribuição de cada subsistema no total da irreversibilidade da turbina.

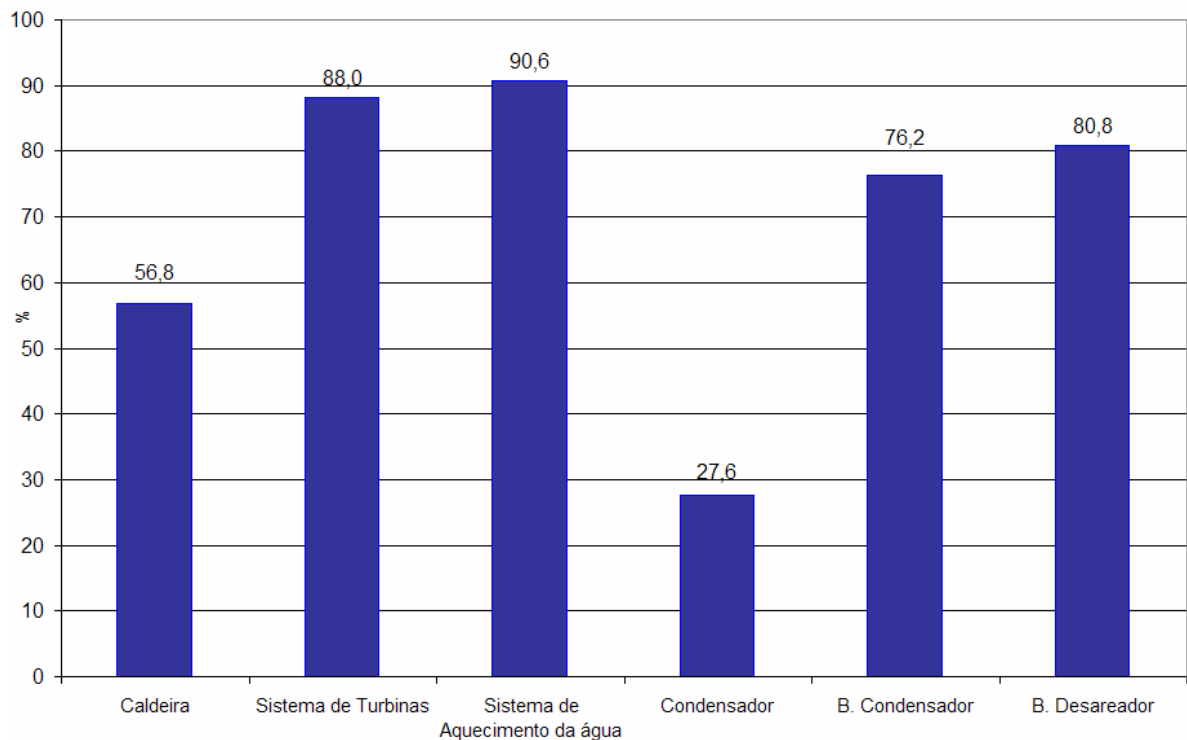


Figura 5.9 Eficiência exérgica de cada equipamento da usina supercrítica.

Quanto à caldeira pode-se afirmar que a baixa eficiência exérgica é atribuída, principalmente, às ineficiências nos trocadores de calor, às irreversibilidades do processo de combustão e à exergia perdida nos gases de combustão.

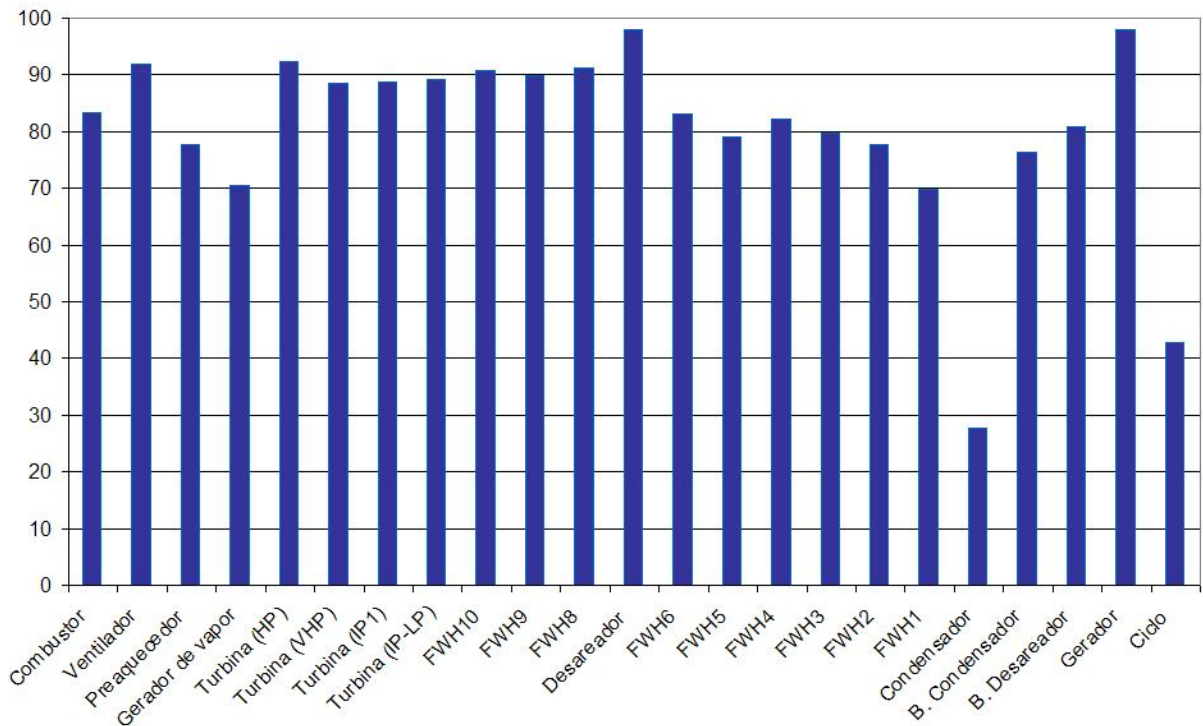


Figura 5.10 Eficiência exergética de cada subsistema da usina supercrítica

O sistema de turbinas apresenta uma alta eficiência exergética e entre seus módulos de alta, média e baixa pressão observa-se pouca diferença entre seus rendimentos. Este fato pode ser explicado pelo alto rendimento isentrópico em cada um dos subsistemas que compõem a turbina.

Nos preaquecedores da água de alimentação observa-se que aqueles que operam a baixa pressão (*FWH6 - FWH1*) apresentam os menores rendimentos exergéticos, sendo o primeiro aquecedor (*FWH1*) o de menor eficiência. Os valores de rendimentos nestes subsistemas estão ligados, principalmente, com seu dimensionamento e às diferenças de temperaturas dos fluxos admitidos.

Na Tabela 5-10, apresentam-se os resultados obtidos do custo exergético unitário e custo exergético para os recursos e produtos do ciclo analisado. O custo exergético valoriza o consumo real de exergia necessária para construir cada um dos fluxos do sistema. Na Figura 5.11 apresentam-se os custos exergéticos dos produtos (P^*). Os resultados mostram que os produtos do combustor (1625,8 MW), o gerador de vapor (1131 MW) e o gerador de potência (1120,2 MW) são os fluxos de maior custo exergético.

Quanto aos custos exergéticos dos recursos (F^*), observa-se na Figura 5.12 que os fluxos com maiores custos exergéticos são os recursos utilizados pelo gerador de vapor (1581,6 MW), o gerador de potência (1120,7 MW) e combustor (1074,9 MW).

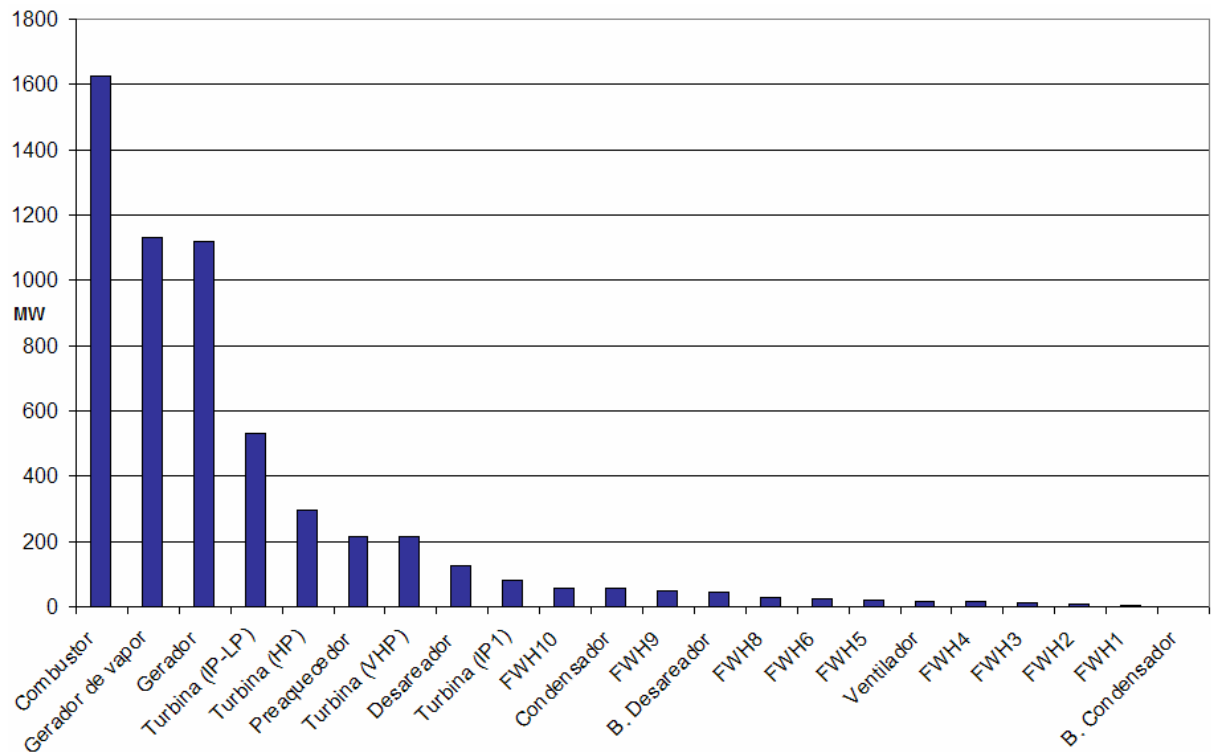


Figura 5.11 Custos exergéticos dos produtos.

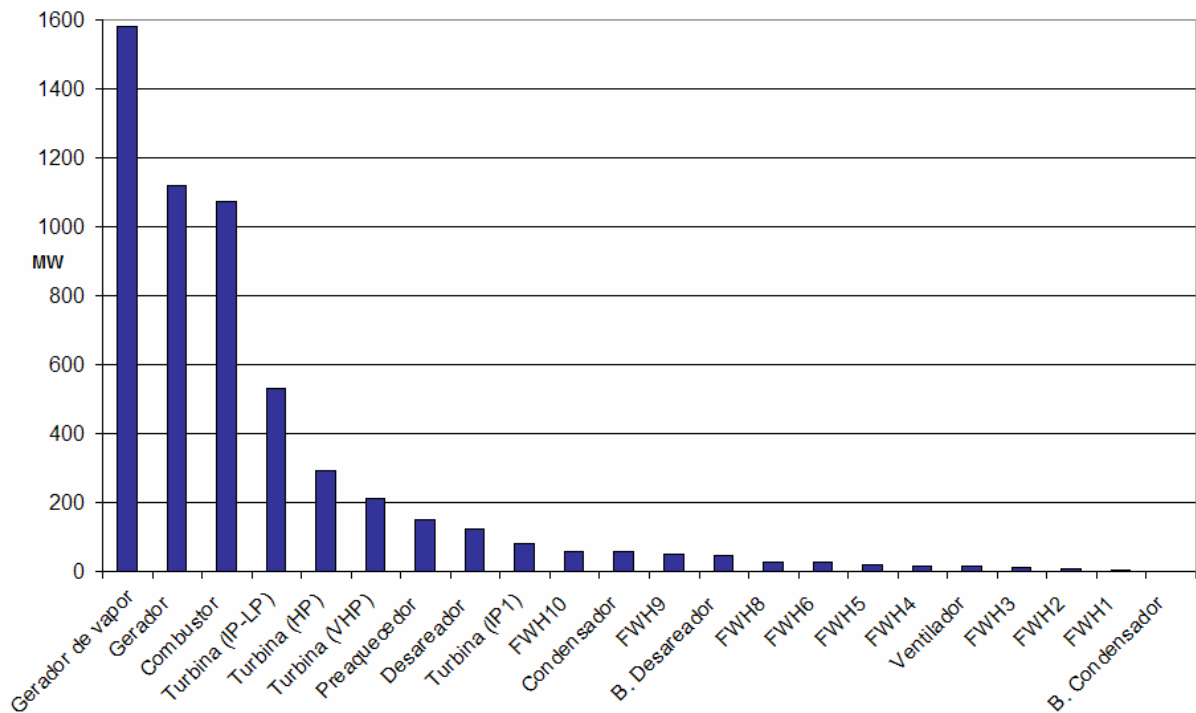


Figura 5.12 Custos exergéticos dos recursos.

Dos custos exergéticos unitários dos produtos em cada subsistema (Figura 5.13), observa-se que os valores variam entre 3,52 no preaquecedor e 1,81 no combustor, sem levar em conta o condensador cujo produto é a neguentropia. Partindo da análise termoeconômica pode-se observar que o custo exergético unitário dos produtos tem um contínuo aumento

através do processo produtivo, mas ainda não são claras quais são as causas que geram este incremento.

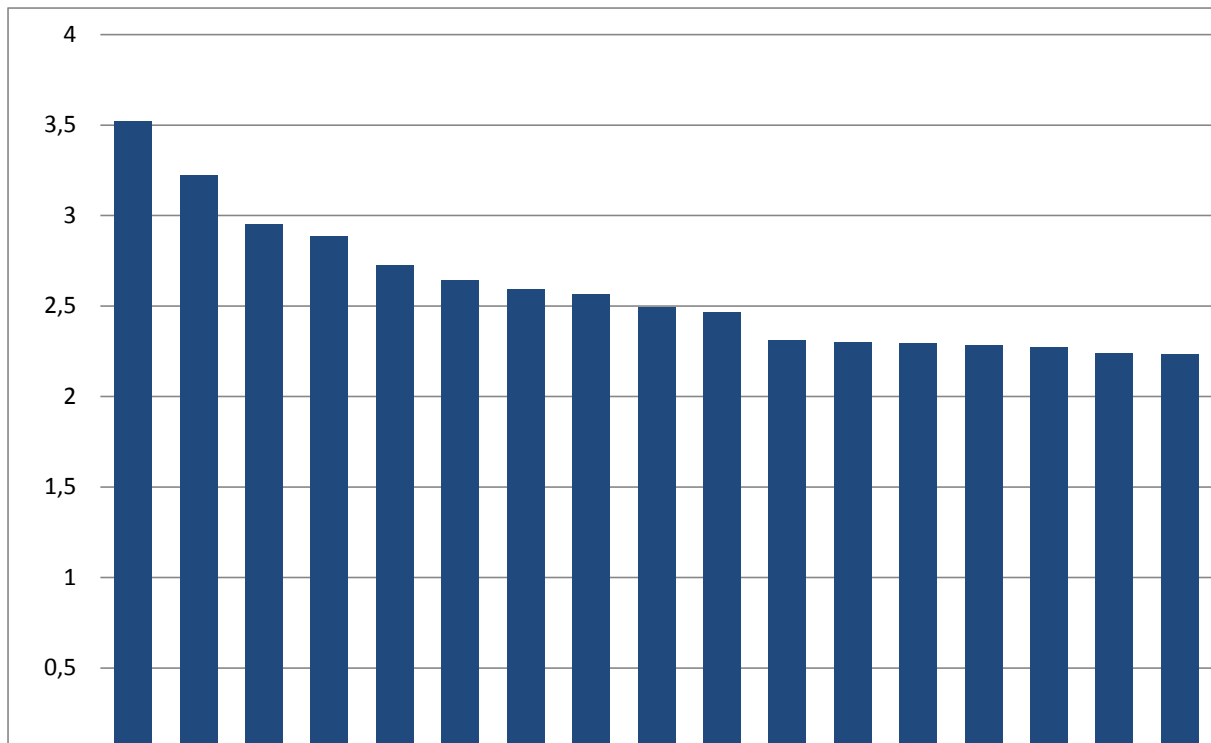


Figura 5.13 Custos exergéticos unitários dos produtos.

Para fazer uma análise mais detalhada dos custos exergéticos unitários, apresenta-se na Tabela 5-11 a composição do custo exergético unitário do produto em cada subsistema e seus resultados estão divididos em três grupos seqüenciais (Figura 5.14). O primeiro grupo está composto pelo combustor e pelos subsistemas que dividem como recurso o produto da junção (J_1), ou seja, subsistemas com custo exergético unitário de recurso igual ($k_F^* = 1,927$). O segundo grupo está composto pelos equipamentos que dividem como recurso o produto da junção (J_3), ou seja, aqueles com valores de ($k_F^* = 2,029$) e por último o grupo composto pelo gerador de eletricidade e pelos equipamentos auxiliares ($k_F^* = 2,309$).

Dos equipamentos do primeiro grupo, pode-se inferir que grande parte dos custos exergéticos unitários dos produtos é consequência das perdas exergéticas dos gases de exaustão representadas pelos altos valores nos custos específicos unitários de neguentropia em cada subsistema.

O produto do preaquecedor de ar é o que apresenta o maior custo exergético de todo o sistema e grande parte do seu alto custo é atribuída ao seu alto consumo de neguentropia. Por outro lado, o gerador de vapor obtém uma redução no custo exergético unitário do produto por parte do (k_{s23}^*) e maior parte do aumento de seu custo é atribuído à destruição de exergia específica (k_l). Enquanto o combustor apresenta o menor valor de custo exergético unitário do

produto entre todos os equipamentos do sistema térmico, pois neste subsistema não existe acumulação de irreversibilidades ao utilizar somente recursos externos para gerar seu produto.

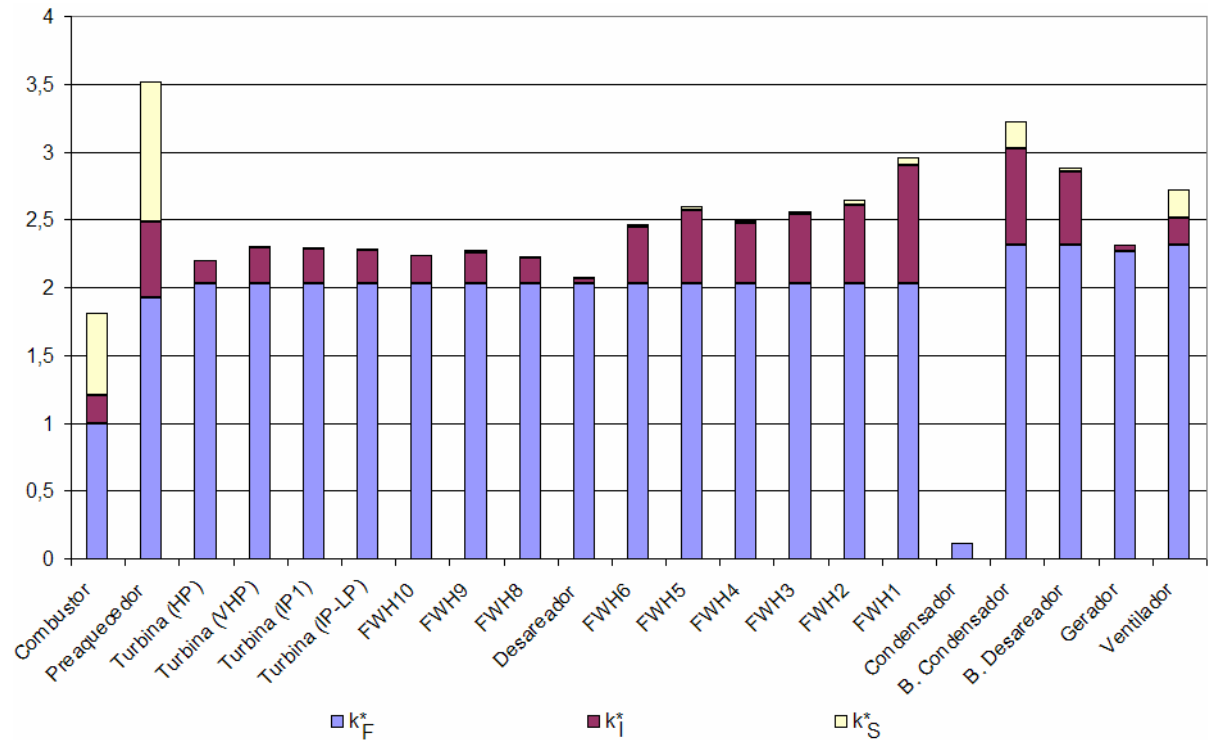


Figura 5.14 Composição do custo exergético unitário dos produtos

No segundo grupo de equipamentos o custo exergético varia entre 2,2 na turbina (*HP*) e 2,95 no preaquecedor de água *FWH1* equipamento com o maior custo específico unitário de irreversibilidade (k_I^*). Observa-se que o custo exergético unitário dos produtos avaliados no sistema de preaquecimento da água vai diminuindo progressivamente em cada um dos subsistemas, isto é, pela recuperação de energia realizada com as extrações das turbinas. No entanto, pode-se observar na Figura 5.13 que o preaquecedor *FWH5* apresenta um maior custo exergético unitário que os preaquecedores *FWH3* e *FWH4* e os custos exergéticos unitários do preaquecedor *FWH8* e desaerador são menores que os preaquecedores *FWH9* e *FWH10* indo de encontro ao que foi dito anteriormente. Porém, isso pode ser explicado pelo maior k_I no preaquecedor *FWH5* quando comparada com os preaquecedores *FWH3* e *FWH4* e pelas menores k_I do preaquecedor *FWH8* e desaerador quando comparada com os preaquecedores *FWH9* e *FWH10*. De forma geral, maiores destruições de exergia específica (k_I) implicam maiores custos específicos unitários de irreversibilidade (k_I^*) conforme ao apresentado na Figura 5.15. No sistema de turbinas o custo exergético unitário avaliado em cada um dos módulos, tem valores similares variando entre 2,19 na turbina (*VHP*) e 2,28 na turbina (*HP*). Isso é atribuído à pouca diferença entre seus rendimentos exergéticos.

No terceiro grupo, os custos exergeticos variam entre 2,31 no gerador de potência e 3,22 na bomba do condensador. Da mesma forma que no segundo grupo de equipamentos as diferenças entre os custos unitários dos produtos é principalmente atribuída ao aumento nas destruições de exergia específica (k_I) em cada subsistema. No entanto, subsistemas como ventilador e bomba do condensador tem um leve aumento pelo consumo da neguentropia.

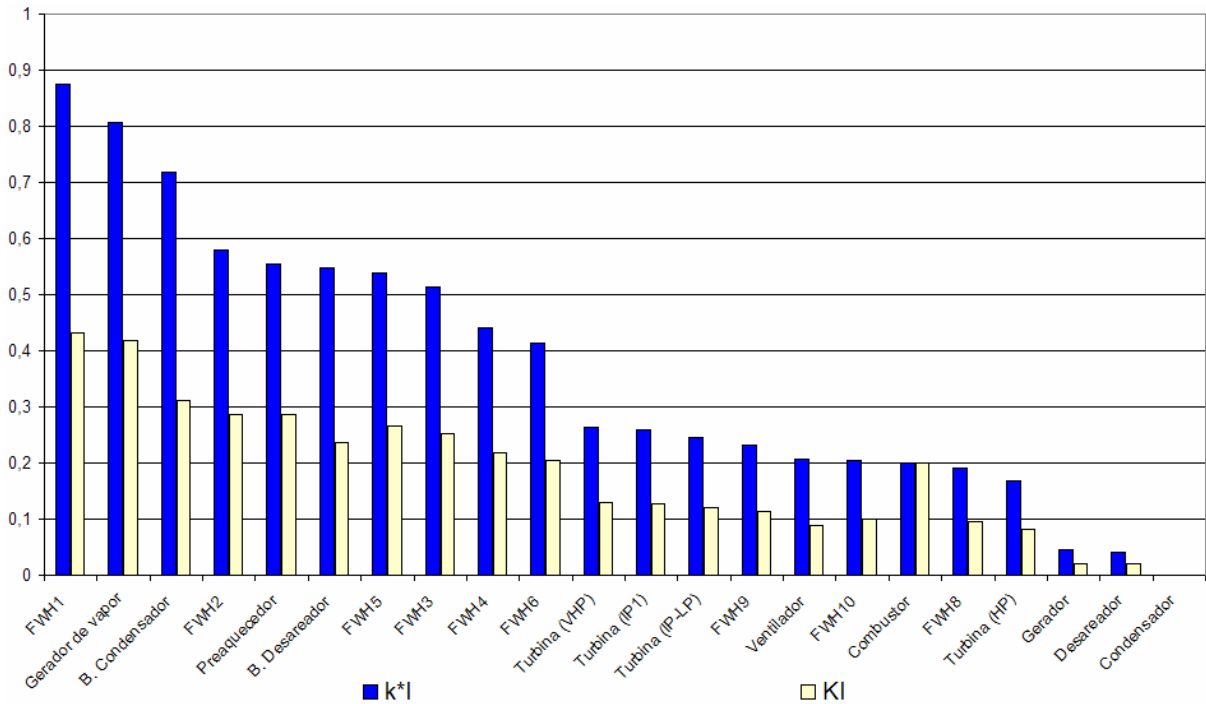


Figura 5.15 Custo específico unitário de irreversibilidade e destruição de exergia específica.

Perante a informação fornecida pela análise termoeconômica, é importante ressaltar que a atenção no momento de aprimorar o sistema térmico deve estar dirigida aos componentes com maiores custos específicos unitários de irreversibilidades e não nos componentes com maiores custos unitários dos produtos.

Capítulo 6

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Conclusões

Atualmente o carvão mineral é um dos principais recursos energéticos. Hoje em dia mais de 40% da geração total de energia elétrica no mundo é baseada neste combustível. Sua participação no mercado mundial de energia vem aumentando continuamente impulsionado pelo rápido crescimento da economia em países como a China e Índia onde a geração elétrica baseada neste combustível tem se convertido na principal opção, motivada principalmente, pelos menores e mais estáveis preços deste combustível em comparação com o gás natural. No entanto, o uso deste recurso traz consigo um grande impacto ambiental, principalmente, pelo grande aumento nas emissões de CO₂ e diminuição da qualidade do ar. Por isso, a utilização deste recurso está ligada ao desenvolvimento de novas tecnologias de geração com altas eficiências já que atualmente é o método mais confiável para reduzir emissões incluindo o CO₂.

Usinas termelétricas supercríticas desenvolvidas para operar com elevadas condições de pressão e temperatura (30 Mpa e 600 °C) se encontram em operação atingindo eficiências térmicas da ordem 43% ou mais, para usinas de carvão betuminoso. Em um ciclo de Rankine, o aumento da eficiência exergética em 5% representa uma redução de aproximadamente 10% das emissões de CO₂ comparadas com as emissões de um ciclo subcrítico da mesma capacidade de geração. Isto é devido à redução na quantidade de combustível utilizado por unidade de potência elétrica que no final se traduz em menores custos de operação e menor

impacto ambiental. Novas melhorias nas eficiências podem ser atingidas aumentando os parâmetros do ciclo supercrítico alcançando uma redução aproximada de 25% das emissões de CO₂ e outros gases poluentes. Porém, isto depende da disponibilidade e desenvolvimento de novas ligas metálicas que resistam a altas pressões e temperaturas.

A análise exergetica mostrou ser uma ferramenta termodinâmica eficiente para a análise de sistemas térmicos. Uma vez utilizada facilita a determinação das irreversibilidades, identificando os componentes com maior destruição de exergia na usina, permitindo ainda, avaliar as eficiências em cada equipamento, fornecendo uma visão real do processo produtivo analisado. Com base nos resultados obtidos verificou-se que a caldeira do ciclo supercrítico é o equipamento com maiores destruições exergeticas concentradas principalmente no gerador de vapor e no combustor. Esta informação pode ser utilizada para aprimorar o desempenho do sistema a fim de dar um melhor aproveitamento aos recursos utilizados.

A análise termoeconômica é uma ferramenta sistemática de análise energética que proporciona informação relacionada com os custos, a eficiência do processo de conversão de energia e as interações entre os diferentes equipamentos de um sistema térmico. Esta análise descreve o comportamento dos subsistemas utilizando um pequeno conjunto de parâmetros (custo exergetico, custo exergetico unitário, etc) obtidos pelo agrupamento de magnitudes físicas como pressão, temperatura e fluxo mássico. Com estes parâmetros o desempenho de um sistema térmico complexo e as interações entre seus componentes pode ser analisado. Nesta dissertação o estudo foi focado no cálculo dos custos exergeticos de uma usina termelétrica supercrítica a carvão de 500 MW utilizando a teoria estrutural da termoeconomia. Assim, obteve-se de uma forma mais detalhada o processo de formação de custos. Além disso, utilizando três novas definições termoeconômicas (destruição de exergia específica (k_I), custo específico unitário de irreversibilidade (k_I^*) e custo específico unitário de neguentropia (k_S^*)) analisaram-se os rendimentos produtivos em cada componente mostrando as causas dos incrementos no custo exergetico unitário dos produtos em cada subsistema.

6.2 Recomendações para Trabalhos Futuros

Sugerem-se como trabalhos futuros:

Realizar uma análise termoeconômica do sistema levando em conta a variação no regime de operação e mudando os diferentes parâmetros de operação a fim de verificar os efeitos sobre o rendimento dos componentes da usina.

Realizar um levantamento dos dados de custos de aquisição dos equipamentos da usina para realizar uma análise exergoeconômica, utilizando o modelo termoeconômico proposto nesta dissertação.

Analisar a viabilidade desta tecnologia na combustão de carvão mineral e biomassa como uma opção para diminuir as emissões de CO₂ nestas usinas.

Realizar uma otimização termoeconômica do ciclo supercrítico da usina termelétrica proposta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGENCY FOR TOXIC SUBSTANCES AND DISEASE REGISTRY (ATSDR).

Disponível em: <http://www.atsdr.cdc.gov/general/theair.html>, acesso em: 07/04/2007.

ALCONCHEL, J. A. (1988). Modelizacion Exergetica de Ciclos de Vapor en Plantas Termoelectricas, Tesis Doctoral de Ingeniería, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Zaragoza España, 338 pp.

ALJUNDI, I.H. (2008). Energy and Exergy Analysis of a Steam Power Plant in Jordan. Applied Thermal Engineering. Article in press.

Balanco Energético Nacional (BEN) – MME. Brasília, 2007.

BEÉR, J. M. (2000). Combustion Technology Developments in Power Generation in Response to Environmental Challenges. Progress in Energy and Combustion Science. v 26, pp 301–327.

BEÉR, J. M. (2007). High Efficiency Electric power generation: The Environmental Role. Progress in Energy and Combustion Science. v 33, pp 107-134.

BERIT, E., SERRA, L., VALERO, A. (1999). Structural Theory as Standard for Thermoeconomics. Energy Conversion and Management. v 40, pp 1627-1649.

BERNERO, Y.C. (2002). Comparative Evaluation of Advanced Coal-Based Power Plants, PhD thesis at the Technical University of Berlin. Germany.

BOTERO, E. A. (2000). Valoración Exergética de Recursos Naturales, Minerales, Agua y Combustibles Fósiles, Tesis Doctoral de Ingeniería Térmica Avanzada y Optimización Energética, Universidad de Zaragoza España, 376 pp.

BRITISH PETROLEUM COMPANY (2007). Statistical Review of World Energy. Disponível em: <http://www.bp.com/statisticalreview>. Acesso em: 5/12/2007.

BRITISH PETROLEUM COMPANY (2008). Statistical Review of World Energy. Disponível em: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>. Acesso em: 10/11/2008.

BUGGE, J., KJAER, S., BLUM., R. (2006). High-efficiency Coal-Fired Power Plants Development and Perspectives. Energy. v 31, pp 1437-1445.

CARDU, M., BAICA, M. (1999a). Regarding a Global Methodology to Estimative the Energy-Ecologic Efficiency of Thermopower Plants. Energy Conversion and Management. v 40, pp 71-87.

CARDU, M., BAICA, M. (1999b). Regarding a New Variant Methodology to Estimate Globally the Ecologic Impact of Thermopower Plants. Energy Conversion and Management. v 40, pp 1569 - 1575.

CARVALHO, J. R. L., ASSIS, P. S., FIGUEIRA R. M., CAMILO, R. D., CAMPOS, V. F. (1977). Dados Termodinâmicos para Metalurgistas, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 392 pp.

CERQUEIRA, S.A. (1999). Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 137 pp.

CHANGHE, B. H. (2002). Energy Ecological Efficiency of Coal Plant in China. Energy Conversion and Management. v 43, pp 2553 - 2567.

CONPET (2004). Gás Natural - Informações Técnicas. Disponível em: <http://www.conpet.gov.br>, acesso em: 7/11/2007.

CORÁ, R. (2006). Aspectos Técnicos e Ambientais do Uso do Carvão Mineral em Caldeiras, Dissertação Mestrado em Engenharia, Instituto de Engenharia Mecânica, UNIFEI, 130 pp.

DEPARTMENT OF TRADE AND INDUSTRY DTI (1999). Supercritical Steam Cycles for Power Generation Applications. Disponível em: <http://www.berr.gov.uk/files/file18320.pdf>, acesso em: 1/11/2007.

DEPARTMENT OF TRADE AND INDUSTRY DTI (2006). Advanced Power Plant Using High Efficiency Boiler/Turbine Disponível em: www.berr.gov.uk/files/file30703.pdf, acesso em: 29/09/2008.

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION (2007). Disponível em: <http://www.eia.doe.gov/emeu/international/electricitygeneration.html>. Acesso em: 28/08/2008.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EPA), Disponível em: <http://www.epa.gov/oar/oaqps/gooduphigh/>. Acesso em: 09/04/2007.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (1995), Bituminous And Subbituminous Coal Combustion. Disponível em: www.epa.gov/ttn/chief/ap42/ch01/final/c01s01.pdf. Acesso em: 12/05/2008.

ENVIRONMENTAL TOXICOLOGY (ENVTOX). Disponível em: www.envtox.ucdavis.edu/cehs/TOXINS/SPANISH/carbonmonoxide.html. Acesso em: 09/04/2007.

EUROPEAN SUSTAINABLE ELECTRICITY (2005). Report on Coal-Fired Technologies.

GOMEZ, C., (2001). Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma Instalação Termelétrica em Ciclo Combinado, com Cogeração de Vapor, Dissertação de Mestrado Faculdade de Engenharia Mecânica, CAMPINAS, 175 pp.

GUENA, A. M., (2007). Avaliação Ambiental de Diferentes Formas de Geração de Energia Elétrica. Dissertação de Mestrado Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, Universidade de São Paulo, 146 pp.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (2007). Fossil Fuel-Fired Power Generation: Case Studies of Recently Constructed Coal- and Gas-Fired Power Plants.

JANNUZZI, G., (2001). Energia e Meio Ambiente. 2001. Disponível em: <http://www.comciencia.br/reportagens/framereport.htm>. Acesso em: 16/04/07.

KJAER, S., (2006). Advance Super Critical Power Plant, Experiences of Elsamprojekt. Disponível em: www.elsamprojekt.com.pl/usc.html. Acesso em: 3/03/2008.

KOTAS T. J. (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Department of Mechanical Engineering. Queen Mary College, University of London Butterworths.

KWAK, H.Y., KIM, D.J., JEON, J.S. (2003). Exergetic and Thermo-economic Analyses of Power Plants. Energy. v 28, pp 343–360.

LOZANO, M. A., (1993). Análisis Exergético y Termoeconómico. Universidad de Zaragoza España, 222 pp.

LOZANO, M. A., VALERO, A. (1993). Thermo-economic Analysis of gás Turbine Cogeneration systems. Thermodynamics and the Desing, Analysis and Improvement of Energy Systems. ASME.

MANDAL, P. K. (2006). Efficiency Improvement in Pulverized Coal Based Power Stations, disponível em http://www.ese.iitb.ac.in/aer2006_files/papers/037.pdf, acesso em: 09/05/2007.

MARTINEZ, J. A. (2004). Análisis Exergético de Nuevos Ciclos de Potencia, Tesis Doctoral en Ingeniería, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, 183 pp.

MINISTERIO DE MINAS E ENERGÍA (2008). Balanço Energético Nacional - BEN 2007.

MODERN POWER SYSTEMS (1995). Highest Supercriticality for Skaerbaek and Nordjylland. Modern Power Systems, March, pp 41-44.

MODERN POWER SYSTEMS (1998). Advanced Technology for Nordjyllandsvaerket Unit3. Modern Power Systems, May, pp 61-71.

MODERN POWER SYSTEMS (2003). Supercritical systems. Recent trends in a market sector that has seen dramatic changes in the last ten years. August, pp 27-34.

MODESTO, M., NEBRA, S.A. (2006). Analysis of a Repowering Proposal to the Power Generation System of a Steel Mill Plant Through the Exergetic Cost method. Energy. v 31, pp 3261–3277.

MORAN, M. L. J., AND SHAPIRO, H.N., (2000). Fundamental of Engineering Thermodynamics, 4th Edition.

NATIONAL COAL COUNCIL (2003). Coal Related Greenhouse Gas Management Issues. Report to the Secretary of Energy, Washington, DC, May 2003.

NATIONAL OCEANIC AND ATMOSPHERIC ADMINISTRATIONS (NOAA), Disponível em: <http://www.ncdc.noaa.gov/oa/climate/research/2005/ann/annsum2005.pdf>, Acesso em: 10/05/2007.

NEGRI, J. C., (2002). Modelo Preditivo da Emissão e Dispersão do NO_x Gerado em Usinas Termoelétricas como Instrumento de Análise de Inserção e Capacidade de Suporte Regional da Qualidade do Ar. Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, 234 pp.

ORGANIZAÇÃO LATINO-AMERICANA DE ENERGIA, (2005). A Review of the Power Sector in Latin America and the Caribbean, Evolution in the Market and Investment Opportunities for CFTs. Deutsche Montan Technologie, 231 pp.

SALOMON, K., (2003). Avaliação Quantitativa do Impacto Ambiental das Emissões Gasosas e do Uso da Água de Resfriamento em Instalações de Geração Termelétrica, Dissertação de Mestrado Instituto de Engenharia Mecânica, UNIFEI, 214 pp.

SERRA, L. M. (1994). Optimización Exergoeconómica de Sistemas Térmicos, Tesis Doctoral de Ingeniería Térmica Avanzada y Optimización Energética, Dpto. Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza España, 213 pp.

SIGNORETTI, V. T. (2008). Controle das Emissões de NO_x, SO_x e Metais Pesados Quando se Utilizam Combustíveis Alternativos e de Alto Teor de Enxofre na Indústria de Cimento. Tese de Doutorado Instituto de Engenharia Mecânica, UNIFEI, 232 pp.

SILVA, D. (2004). Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Carvão Mineral, Dissertação Mestrado em Engenharia, Instituto de Engenharia Mecânica, UNIFEI, 257 pp.

SILVA, E. E., NASCIMENTO, M. A. (2004). Geração Termelétrica, Planejamento, Projeto e Operação, Volumes I & II, Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2004. 1265 pp.

SILVEIRA, J. L., CARVALHO, J., VILLELA, I. A. (2007). Combined Cycle versus One Thousand Diesel Power Plants: Pollutant Emissions, Ecological Efficiency and Economic Analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v 11, pp 524-535.

SURESH, M.V.J.J., REDDY, K.S., KOLAR, A.K. (2006). Energy and Exergy Analysis of Thermal Power Plants Based on Advanced Steam Parameters. Disponível em: http://www.ese.iitb.ac.in/aer2006_files/papers/031.pdf. Acesso em: 8/03/2008.

TORRES, C., VALERO, A. (2001). Curso de Termoeconomia, Zaragoza, Espanha. Universidad de Zaragoza, Dpto. Ingeniería Mecânica.

TSATSARONIS, G. (2007). Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics. *Energy*, v 32, pp 249-253.

TSATSARONIS, G. (1993). Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems. *Progress in Energy and Combustion Systems Energy*, v 19, pp 227-257.

UCHE, F. J. (2000). Análisis Termoeconómico y Simulación de una Planta Combinada de Producción de Agua y Energía, Tesis Doctoral de Ingeniería Térmica Avanzada y Optimización Energética, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza España, 332 pp.

VALERO, A. (1998). Termodinámica, Ecología y Teoría de Sistemas, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza España, 87 pp.

VALERO, A. LERCH, F., SERRA, L., ROYO, J. (2002). Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part II: Application to an actual power plant. *Energy Conversion Management*, v 43, pp 1519-1535.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E. (1985). Fundamentals of Classical Thermodynamics, 3Rev Ed edition, John Wiley & Sons Inc, 1985. 736 pp.

VILLELA, I. A., SILVEIRA, J. L. (2007). Ecological Efficiency in Thermoelectric Power Plants. *Applied Thermal Engineering*. v 27, pp 840-847.

WORLD COAL INSTITUTE, (2005). The Coal Resource. A Comprehensive Overview of Coal, 48p. Disponível em: <http://www.worldcoal.org> Acesso em: 12/09/2007.

WORLD COAL INSTITUTE, (2005b). Clean Coal – Building a Future through Technology. Disponível em: www.worldcoal.org Acesso em: 12/09/2007.

ZALETA, A.A., CORREAS, U.L., KUBIAK, S.J., SIERRA, E.F.Z. (2007). Concept on Thermoeconomic Evaluation of Steam Turbines. *Applied Thermal Engineering*. v 27, pp 457–466.

ZHANG, C., WANG, Y., ZHENG, C., LOU, X. (2006). Exergy Cost Analyses of a Coal Fired Power Plant Based on Structural Theory of Thermoeconomics. *Energy Conversion and Management*. v 47, pp 817–843.

Apêndice A

Reações de Combustão

Balanço de Massa.

Composição do ar de combustão e dos combustíveis analisados em porcentagem em peso.

Tabela A-1 Composição elementar dos Combustíveis.

Elemento	Carvão Illinois	Carvão Betuminoso	Carvão Cerrejon Betuminoso	Carvão Egito	Coque de Petróleo	Linhito
C	71,2	76,8	71,90	70,4	85,5	35,08
N	1,27	1,41	1,50	1,28	1,71	1,75
O	9,3	10,5	8,60	14,4	0,4	15,78
H	4,98	4,69	4,90	5,51	3,08	3,15
S	3,65	0,4	1,00	2,45	8,9	1,22
Z	9,6	6,2	12,10	6	0,4	42,98

Facção molar do ar de combustão: $O_2 = 0,76$ $N_2 = 0,2088$ $H_2O = 0,0312$

Combustão com Ar Teórico: O ar teórico é a quantidade de ar atmosférico que fornece a quantidade exata de moléculas de oxigênio necessárias para efetuar a combustão estequiométrica.

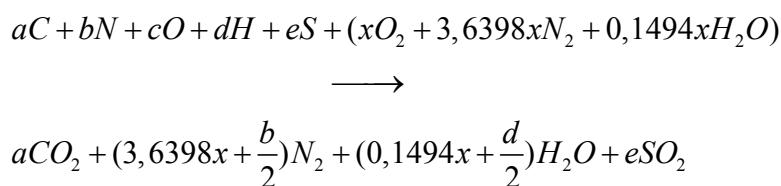
Massas Atômicas (kg/kmol): $C = 12$, $H = 1$, $O = 16$, $N = 14$, $S = 32$

Tabela A-2 Número de moles de cada componente no combustível.^(a)

Combustível	C	N	O	H	S
Carvão Illinois No.6	0,059333	0,000907	0,005813	0,049800	0,001141
Carvão Betuminoso	0,064000	0,001007	0,006563	0,046900	0,000125
Carvão Cerrejon	0,059917	0,001071	0,005375	0,049000	0,000312
Carvão Egito	0,058667	0,000914	0,009000	0,055100	0,000766
Coque de Petróleo	0,071250	0,001221	0,000250	0,030800	0,002781
Linhito	0,029240	0,001253	0,009868	0,031579	0,000384

(a) Baseado em 1 kg de combustível.

Reação de Combustão: Para determinar os coeficientes desconhecidos na equação da combustão é necessário realizar um balanço da massa para estabelecer que os números de moles dos elementos nos reagentes sejam iguais aos produtos.

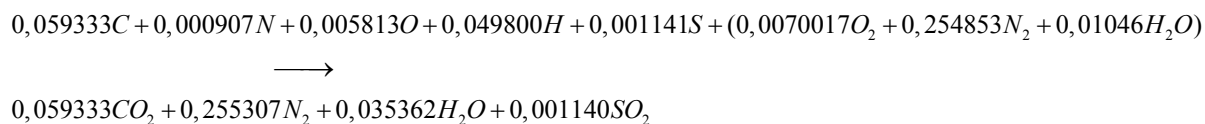


Onde a , b , c , d , e são as moles de cada componente no combustível e x a quantidade de moles de oxigênio requerida pela reação e é avaliada com a seguinte reação:

$$x = a + \frac{d}{4} + e - \frac{c}{2}$$

Cálculo para o carvão Illinois

$$x = 0,059333 + \left(\frac{0,0498}{4}\right) + 0,001141 - \left(\frac{0,005813}{2}\right) = 0,070017$$



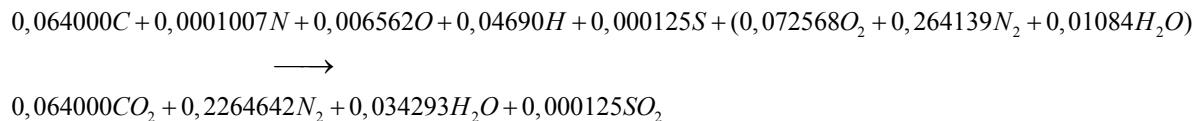
Uma vez calculados os coeficientes estequiométricos da reação é estabelecida a quantidade massa de ar requerida na reação.

Massa do Ar ^(a)				
		kmol	PM	Kg
Ar	O2	0,0700177	32	2,2405667
	N2	0,2548537	28	7,1359044
	H2O	0,0104624	18	0,1883235
Total				9,5647945

(a) Baseado em 1 kg de combustível.

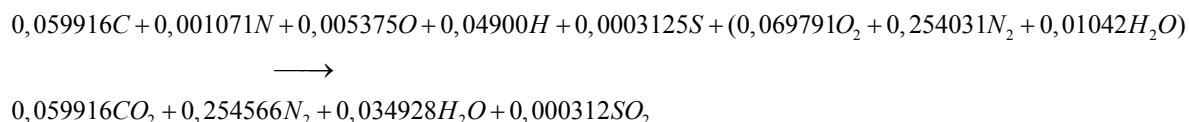
Da mesma forma obtém-se os resultados da combustão dos diferentes carvões.

Carvão Betuminoso A



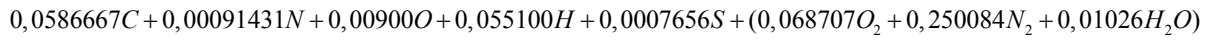
Massa do Ar				
		kmol	PM	Kg
Ar	O2	0,0725688	32	2,3222000
	N2	0,2641391	28	7,3958956
	H2O	0,0108436	18	0,1951849
Total				9,9132805

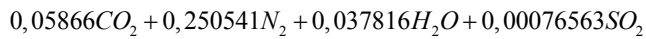
Carvão Cerrejon Betuminoso



Massa do Ar				
		kmol	PM	Kg
Ar	O2	0,0697917	32	2,2333333
	N2	0,2540310	28	7,1128672
	H2O	0,0104286	18	0,1877155
Total				9,5339160

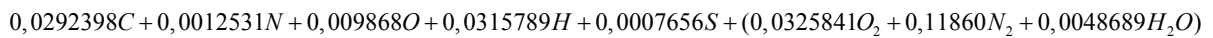
Carvão Egito

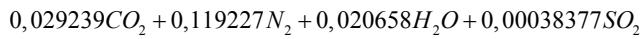


$$\longrightarrow$$


Massa do Ar				
		kmol	PM	Kg
Ar	O2	0,0687073	32	2,1986333
	N2	0,2500840	28	7,0023523
	H2O	0,0102666	18	0,1847989
Total				9,3857846

Carvão Linhito



$$\longrightarrow$$


Massa do Ar				
		kmol	PM	Kg
Ar	O2	0,0325841	32	1,0426901
	N2	0,1186010	28	3,3208280
	H2O	0,0048689	18	0,0876399
Total				4,4511580

Apêndice B

Propriedades Termodinâmicas dos Fluxos

Tabela B-1 Propriedades Termodinâmicas dos fluxos.

Fluxo	P (kPa)	T (K)	m (kg/s)	(h-ho) (kJ/kg)	(s-so) (kJ/kg.K)
1	101,3	298,15	42,99	0	0
2	112	659,25	499,48	385,29	0,85
3	112	2173,15	555,17	2345,49	2,37
4	115	311,85	499,48	12,96	0,004
5	102	692,95	555,17	435,99	0,93
6	32368	573,15	350,00	1220,8	2,80
7	9416	673,85	320,53	3007,2	5,88
8	1900	611,95	275,98	3008,4	6,56
9	1710	853,15	275,98	3542,4	7,36
10	8945	853,15	320,53	3479,1	6,54
11	29008	855,15	350,00	3289,3	5,82
12	9416	673,85	29,47	3007,2	5,88
13	5788	778,15	19,14	3331,3	6,55
14	3456	696,75	11,70	3173,4	6,56
15	1843	611,35	13,70	3008,3	6,57
16	1130	789,35	264,86	3407,2	7,38
17	1130	789,35	11,13	3407,2	7,38
18	601	694,55	10,24	3211	7,41
19	305	602,65	9,47	3024,2	7,44

Tabela B-1 Propriedades Termodinâmicas dos fluxos (continuação).

Fluxo	P (kPa)	T (K)	m (kg/s)	(h-ho) (kJ/kg)	(s-so) (kJ/kg.K)
20	147	528,45	8,70	2878,2	7,50
21	67	433,05	8,08	2692,8	7,47
22	28	358,05	7,53	2550,8	7,52
23	8,3	315,35	220,85	2381,1772	7,56
24	8,3	315,35	275,99	71,8	0,23
25	33028	540,05	350,00	1063,9	2,52
26	8926	544,45	29,47	1085,5	2,61
27	33702	508,85	350,00	921,1	2,24
28	5477	513,25	48,62	933,2	2,33
29	34390	488,05	350,00	828,12	2,05
30	3203	490,85	60,31	828,13	2,13
31	1177	451,75	275,99	651,91	1,76
32	1214	425,65	275,99	538,34	1,50
33	1062	430,05	11,13	557,25	1,54
34	1251	401,05	275,99	433	1,24
35	566	405,45	21,36	451,31	1,29
36	1290	377,85	275,99	334,76	0,99
37	289	382,35	30,84	353,04	1,04
38	1330	356,05	275,99	243,14	0,74
39	139	360,45	39,54	260,67	0,79
40	1371	335,45	275,99	156,98	0,49
41	63	339,95	47,62	174,67	0,55
42	1413	316,05	275,99	75,99	0,24
43	27	320,55	55,14	93,54	0,30
53	1760	478,95	350	773,35	2,02
54	101,325	307,95	12451,9	40,96	0,13
55	101,325	416,45	555,17	125,02	0,35

Apêndice C

Equações Características da Estrutura Produtiva

Tabela C-1 Equações características da estrutura produtiva da usina supercrítica.

No.	Recurso (F)	Produto (P)	Coefficientes
1	$F_1 = B_1$ $N_1 = T_0(S_3 - S_2)$	$P_1 = B_3 - B_2$	$k_{F1} = F_1 / P_1$ $k_{N1} = N_1 / P_1$
2	$F_2 = W_{48} = B_{48}$ $N_2 = T_0(S_4)$	$P_2 = B_4$	$k_{F2} = W_{48} / P_2$ $k_{N2} = N_2 / P_2$
3	$F_3 = (B_5 - B_{55})$ $N_3 = T_0(S_2 - S_4 + S_{55} - S_5)$	$P_3 = B_2 - B_4$	$k_{F3} = F_3 / P_3$ $k_{N3} = N_3 / P_3$
4	$F_4 = B_3 - B_5$ $N_4 = T_0(S_{11} + S_{10} + S_9 - S_7 - S_8 - S_6)$	$P_4 = (B_{10} - B_7) + (B_9 - B_8) + (B_{11} - B_6)$ $N_{23} = T_0(S_3 - S_5)$	$k_{F4} = F_4 / P_4$ $k_{N4} = N_4 / P_4$ $k_{N23} = N_{23} / P_4$
5	$F_5 = B_{10} - (B_{13} + B_{14} + B_{15})$ $N_5 = T_0(-S_{10} + S_{13} + S_{14} + S_{15})$	$P_5 = W_{45} = B_{45}$	$k_{F5} = F_5 / P_5$ $k_{N5} = N_5 / P_5$
6	$F_6 = B_{11} - B_{12} - B_7$ $N_6 = T_0(-S_{11} + S_{12} + S_7)$	$P_6 = W_{44} = B_{44}$	$k_{F6} = F_6 / P_6$ $k_{N6} = N_6 / P_6$
7	$F_7 = B_9 - B_{17} - B_{16}$ $N_7 = T_0(-S_9 + S_{17} + S_{16})$	$P_7 = W_{46} = B_{46}$	$k_{F7} = F_7 / P_7$ $k_{N7} = N_7 / P_7$
8	$F_8 = B_{16}(B_{18} + B_{19} + B_{20} + B_{21} + B_{22} + B_{23})$ $N_8 = T_0(S_{18} + S_{19} + S_{20} + S_{21} + S_{22} + S_{23} - S_{16})$	$P_8 = W_{47} = B_{47}$	$k_{F8} = F_8 / P_8$ $k_{N8} = N_8 / P_8$
9	$F_9 = B_{12} - B_{26}$ $N_9 = T_0(S_6 + S_{26} - S_{25} - S_{12})$	$P_9 = B_6 - B_{25}$	$k_{F9} = F_9 / P_9$ $k_{N9} = N_9 / P_9$

Tabela C-1 Equações características da estrutura produtiva da usina supercrítica (continuação).

No.	Recurso (F)	Produto (P)	Coefficientes
10	$F_{10} = B_{26} + B_{13} - B_{28}$ $N_{10} = T_0(S_{25} + S_{28} - S_{27} - S_{26} - S_{13})$	$P_{10} = B_{25} - B_{27}$	$k_{F10} = F_{10} / P_{10}$ $k_{N10} = N_{10} / P_{10}$
11	$F_{11} = B_{28} + B_{14} - B_{30}$ $N_{11} = T_0(S_{25} + S_{28} - S_{27} - S_{26} - S_{13})$	$P_{11} = B_{27} - B_{29}$	$k_{F11} = F_{11} / P_{11}$ $k_{N11} = N_{11} / P_{11}$
12	$F_{12} = B_{30} + B_{15} + B_{31}$ $N_{12} = T_0(S_{53} + S_{31} - S_{15} - S_{31})$	$P_{12} = B_{53}$	$k_{F12} = F_{12} / P_{12}$ $k_{N12} = N_{12} / P_{12}$
13	$F_{13} = B_{17} - B_{33}$ $N_{13} = T_0(S_{31} + S_{33} - S_{32} - S_{17})$	$P_{13} = B_{31} - B_{32}$	$k_{F13} = F_{13} / P_{13}$ $k_{N13} = N_{13} / P_{13}$
14	$F_{14} = B_{18} + B_{33} - B_{35}$ $N_{14} = T_0(S_{32} + S_{35} - S_{33} - S_{18} - S_{34})$	$P_{14} = B_{32} - B_{34}$	$k_{F14} = F_{14} / P_{14}$ $k_{N14} = N_{14} / P_{14}$
15	$F_{15} = B_{19} + B_{35} - B_{37}$ $N_{15} = T_0(S_{34} + S_{37} - S_{35} - S_{19} - S_{36})$	$P_{15} = B_{34} - B_{36}$	$k_{F15} = F_{15} / P_{15}$ $k_{N15} = N_{15} / P_{15}$
16	$F_{16} = B_{20} + B_{37} - B_{39}$ $N_{16} = T_0(S_{36} + S_{39} - S_{37} - S_{20} - S_{38})$	$P_{16} = B_{36} - B_{38}$	$k_{F16} = F_{16} / P_{16}$ $k_{N16} = N_{16} / P_{16}$
17	$F_{17} = B_{21} + B_{39} - B_{41}$ $N_{17} = T_0(S_{38} + S_{41} - S_{39} - S_{21} - S_{40})$	$P_{17} = B_{38} - B_{40}$	$k_{F17} = F_{17} / P_{17}$ $k_{N17} = N_{17} / P_{17}$
18	$F_{18} = B_{22} + B_{41} - B_{43}$ $N_{18} = T_0(S_{40} + S_{43} - S_{41} - S_{22} - S_{42})$	$P_{18} = B_{40} - B_{42}$	$k_{F18} = F_{18} / P_{18}$ $k_{N18} = N_{18} / P_{18}$
19	$F_{19} = (B_{23} + B_{43} - B_{24})$ $F_{23} = W_{51} = B_{51}$	$P_{19} = T_0(S_{23} + S_{43} - S_{24})$	$k_{F19} = F_{19} / P_{19}$ $k_{F23} = W_{51} / P_{19}$
20	$F_{20} = W_{50} = B_{50}$ $N_{20} = T_0(S_{42} - S_{24})$	$P_{20} = B_{42} - B_{24}$	$k_{F20} = F_{20} / P_{20}$ $k_{N20} = N_{20} / P_{20}$
21	$F_{21} = W_{49} = B_{49}$ $N_{21} = T_0(S_{29} - S_{53})$	$P_{21} = B_{29} - B_{53}$	$k_{F21} = F_{21} / P_{21}$ $k_{N21} = N_{21} / P_{21}$
22	$F_{22} = B_{44} + B_{45} + B_{46} + B_{47}$	$P_{22} = B_{48} + B_{49} + B_{50} + B_{51} + B_{52}$	$k_{F22} = F_{22} / P_{22}$
CH	$F_{CH} = B_{55}$	$P_{CH} = T_0(S_{55})$	$k_{FCH} = F_{CH} / P_{CH}$
J ₁	P_1 P_2 P_3	$P_{J1} = P_1 + P_2 + P_3$	$r_1 = P_1 / P_{J1}$ $r_2 = P_2 / P_{J1}$ $r_3 = P_3 / P_{J1}$
J ₂	P_{CH} N_{23}	$P_{J2} = P_{CH} + N_{23}$	$r_{CH} = P_{CH} / P_{J2}$ $r_{N23} = N_{23} / P_{J2}$

Tabela C-1 Equações características da estrutura produtiva da usina supercrítica.(continuação)

J ₃	P ₄ P _i ^a	$P_{J3} = P_4 + \sum P_i$	$r_4 = P_4 / P_{J3}$ $r_i = P_i / P_{J1}$
J ₄	P ₅ P ₆ P ₇ P ₈	$F_{22} = P_5 + P_6 + P_7 + P_8$	$r_5 = P_5 / F_{22}$ $r_6 = P_6 / F_{22}$ $r_7 = P_7 / F_{22}$ $r_8 = P_8 / F_{22}$
D ₁	P _{J1}	$F_{CH} + F_3 + F_4$	
D ₂	P _{J2}	$N_1 + N_3 + N_2$	
D ₄	P ₁₉	$\sum N_i^b$	
D ₅	P _{J3}	$\sum F_i \quad (i = 5, \dots, 19)$	
D ₆	P ₂₂	$F_{20} + F_{21} + F_{23} + F_2 + P_{23}$	

É importante ressaltar que é obtido um coeficiente técnico de produção para cada fluxo de entrada no equipamento. No entanto, o equipamento (4) tem uma equação adicional para representar o subproduto gerado neste equipamento.

Apêndice D

Alocação de Custos Exergéticos

Tabela D-1 Equações de custo exergético unitário.

Subsistema	Equação de Custo Exergético	Equação No.
0	$k_{F1}^* = 1$	0
1	$k_{P1}^* = k_{F1}k_{F1}^* + k_{N1}k_{N1}^*$	1
2	$k_{P2}^* = k_{F2}k_{F2}^* + k_{N2}k_{N2}^*$	2
3	$k_{P3}^* = k_{F3}k_{F3}^* + k_{N3}k_{N3}^*$	3
4	$k_{P4}^* = k_{F4}k_{F4}^* + k_{N4}k_{N4}^* - k_{N23}k_{N23}^*$	4
	$k_{N23}^* = k_{PCH}^*$	5
5	$k_{P5}^* = k_{F5}k_{F5}^* + k_{N5}k_{N5}^*$	6
6	$k_{P6}^* = k_{F6}k_{F6}^* + k_{N6}k_{N6}^*$	7
7	$k_{P7}^* = k_{F7}k_{F7}^* + k_{N7}k_{N7}^*$	8
8	$k_{P8}^* = k_{F8}k_{F8}^* + k_{N8}k_{N8}^*$	9
9	$k_{P9}^* = k_{F9}k_{F9}^* + k_{N9}k_{N9}^*$	10
10	$k_{P10}^* = k_{F10}k_{F10}^* + k_{N10}k_{N10}^*$	11
11	$k_{P11}^* = k_{F11}k_{F11}^* + k_{N11}k_{N11}^*$	12
12	$k_{P12}^* = k_{F12}k_{F12}^* + k_{N12}k_{N12}^*$	13
13	$k_{P13}^* = k_{F13}k_{F13}^* + k_{N13}k_{N13}^*$	14
14	$k_{P14}^* = k_{F14}k_{F14}^* + k_{N14}k_{N14}^*$	15
15	$k_{P15}^* = k_{F15}k_{F15}^* + k_{N15}k_{N15}^*$	16

Tabela D-1 Equações de custo exerético unitário.(continuação).

Subsistema	Equação de Custo Exerético	Equação No.
16	$k_{P16}^* = k_{F16}k_{F16}^* + k_{N16}k_{N16}^*$	17
17	$k_{P17}^* = k_{F17}k_{F17}^* + k_{N17}k_{N17}^*$	18
18	$k_{P18}^* = k_{F18}k_{F18}^* + k_{N18}k_{N18}^*$	19
19	$k_{N19}^* = k_{F19}k_{F19}^* + k_{F23}k_{F23}^*$	20
20	$k_{P20}^* = k_{F20}k_{F20}^* + k_{N20}k_{N20}^*$	21
21	$k_{P21}^* = k_{F21}k_{F21}^* + k_{N21}k_{N21}^*$	22
22	$k_{P22}^* = k_{F22}k_{F22}^*$	23
CH	$k_{PCH}^* = k_{FCH}k_{FCH}^*$	24
J ₁	$k_{PJ1}^* = r_1k_{P1}^* + r_2k_{P2}^* + r_3k_{P3}^*$	25
J ₂	$k_{PJ2}^* = r_{CH}k_{CH}^* + r_{N23}k_{N23}^*$	26
J ₃	$k_{PJ3}^* = r_4k_{P4}^* + \sum r_i k_{Pi}^* \text{ (a)}$	27
J ₄	$k_{F22}^* = r_5k_{P5}^* + r_6k_{P6}^* + r_7k_{P7}^* + r_8k_{P8}^*$	28
D ₁	$k_{PJ1}^* = k_{F3}^* = k_{F4}^* = k_{FCH}^*$	29 30 31
D ₂	$k_{PJ2}^* = k_{N1}^* = k_{N2}^* = k_{N3}^*$	32-34
D ₄	$k_{N4}^* = k_{N5}^* = k_{N6}^* = k_{N7}^* = k_{N8}^* = k_{N9}^* = k_{N10}^* = k_{N11}^* = k_{N12}^* =$ $k_{N13}^* = k_{N14}^* = k_{N15}^* = k_{N16}^* = k_{N17}^* = k_{N18}^* = k_{P19}^* = k_{N20}^* = k_{N21}^*$	35-51
D ₅	$k_{PJ3}^* = k_{F5}^* = k_{F6}^* = k_{F7}^* = k_{F8}^* = k_{F9}^* = k_{F10}^* = k_{F11}^* = k_{F12}^* =$ $k_{F13}^* = k_{F14}^* = k_{F15}^* = k_{F16}^* = k_{F17}^* = k_{F18}^* = k_{F19}^*$	52-66
D ₆	$k_{P22}^* = k_{F20}^* = k_{F21}^* = k_{F23}^* = k_{F2}^* = k_{P23}^*$	67-71

(a) sobrescrito (i) na tabela representa o produto dos equipamentos (9-21) que entram como recursos na junção (J₃), com exceção do condensador.

(b) sobrescrito (i) na tabela representa a neguentropia consumida nos equipamentos (9-21), com exceção do condensador.