

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a  
Carvão Mineral**

**DAGOBERTO CÁSSIO DA SILVA**

**ORIENTADOR: PROF. DR. ROGÉRIO JOSÉ DA SILVA**

Dissertação de Mestrado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Universidade Federal de Itajubá UNIFEI, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica na Área de Concentração em Conversão de Energia.

**ITAJUBÁ – MG  
2004**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a  
Carvão Mineral**

**DAGOBERTO CÁSSIO DA SILVA**

**Membros da Banca Examinadora**

**Dr. José Antonio Perrela Balestieri – FEG/UNESP**

**Dr. Sebastião Varella – UNIFEI**

**Dr. Rogério José da Silva – UNIFEI - Orientador**

**ITAJUBÁ – MG  
2004**

## **AGRADECIMENTOS**

Inicialmente, agradeço a Deus por ter me dado a oportunidade e forças para que pudesse concluir mais esse importante degrau da minha vida.

Ao meu orientador, Rogério José da Silva e a meu amigo e professor Sebastião Varela, que não mediram esforços para o desenvolvimento desse trabalho e que me dedicaram muita atenção e amizade.

A todos os professores e funcionários da UNIFEI que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

Aos colegas do curso de mestrado, em particular, àqueles com os quais eu compartilhei momentos de muito trabalho e alegria.

Aos colegas Ricardo, Flávio, Fernando e Francisco que me ajudaram, tornando essa caminhada mais amena e alegre.

E finalmente, ao UNIS-MG e FAPEMIG que me deram o apoio moral e financeiro, através da concessão de uma bolsa de estudos.

Dedico este trabalho à minha querida  
esposa, Ismênia Benedito Silva, aos meus  
queridos filhos, a minha saudosa mãe  
Erinéa Rodrigues da Silva, a meu pai,  
Dejalma Paulino da Silva e minha sogra,  
Maria das Graças Benedito.

“Só existem dois dias no ano em que nada pode ser feito.  
Um se chama “Ontem” e o outro “Amanhã”, portanto  
Hoje é o dia certo para amar, acreditar, fazer e  
principalmente viver”

Dalai Lama

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal a aplicação de conceitos da termoeconomia, segundo a metodologia proposta pela Teoria do Custo Exergético, a um estudo preliminar de uma unidade térmica de grande porte. Trata-se de uma unidade convencional queimando um *blend* de carvão pulverizado localizada na usina de potência Drax, em Yorkshire, na Inglaterra. É aplicada a análise energética, a análise exergética e termoeconômica, para avaliar os rendimentos e irreversibilidades dos vários equipamentos que constituem a unidade térmica. São obtidos os custos exergéticos e exergoeconômicos dos fluxos internos e do produto final que é a produção líquida de energia elétrica pelo gerador da unidade. Discutem-se ainda, neste trabalho, os ciclos termodinâmicos convencionais e as características construtivas dos equipamentos que constituem uma usina de grande porte.

São apresentadas as tecnologias capazes de melhorar a eficiência global dos ciclos termodinâmicos de potência queimando carvão assim como para a mitigação dos poluentes produzidos e emitidos pela queima do carvão mineral. É apresentado um histórico sobre a origem, as características, *Rank*, reservas, preços e produções em escala nacional e internacional do carvão mineral ao longo dos últimos anos. Uma visão geral e um breve histórico sobre a usina de potência Drax são também apresentadas neste trabalho. Através dos resultados obtidos no estudo de caso apresentado, pôde-se avaliar e discutir as possibilidades de melhoria da unidade térmica tendo em vista o conhecimento dos equipamentos nos quais as melhorias de projeto ou controle devem ser mais significativas. É realizada uma discussão sobre a possibilidade de implantação de uma unidade desse porte na região Sul do Brasil.

Palavras Chave:

- |                               |                  |                   |
|-------------------------------|------------------|-------------------|
| 1- Usina Termelétrica de Drax | 2- Termoeconomia | 3- Exergoeconomia |
| 4- Carvão Mineral             | 5- Exergia       |                   |

## ABSTRACT

The main goal of this work is the application of the thermoeconomics concepts according to the methodology proposed by Theory of Exergetic Cost in a preliminary study of a great load thermal unit. It is about of a conventional unit burning a blend of a powdered coal located in the Drax power station (Yorkshire, England). The energy, exergetic and thermoeconomic analysis are applied in order to evaluate the efficiencies and irreversibilities of the several equipments that constitute the thermal unit. The exergetic and exergoeconomic costs of the internal flows as well as the final product, which is the net electric power generation of the unit, are obtained. It is also argued the conventional thermodynamic cycles as well as the constructive characteristics of the equipments that constitute a great load plant.

Technologies capable to improve the global efficiency of the burning coal power thermodynamic cycles as well as the mitigation of the pollutant produced and emitted for the mineral coal burned are presented. A report about the origin, the characteristics, Rank, reserves, prices and productions in national and international scale of the mineral coal along the years is presented. A general view as well as a brief description about the Drax Power Plant is also presented. A case study is carry out, and through the results, it was possible to evaluate and discuss the possibilities of improvement of this thermal unit bearing in mind the knowledge of the equipments which the improvement or control should be more significant. It was also argued the possibility to build an unit of great load in the South of Brazil.

Key words:

- |                            |                   |                    |
|----------------------------|-------------------|--------------------|
| 1- Drax Thermo Power Plant | 2- Thermoeconomcs | 3- Exergoeconomics |
| 4- Mineral Coal            | 5- Exergy         |                    |

# SUMÁRIO

|                                                                           |             |
|---------------------------------------------------------------------------|-------------|
| <b>RESUMO</b>                                                             | <b>i</b>    |
| <b>ABSTRACT</b>                                                           | <b>ii</b>   |
| <b>SUMÁRIO</b>                                                            | <b>iii</b>  |
| <b>SIMBOLOGIA</b>                                                         | <b>viii</b> |
| <b>LISTA DE FIGURAS</b>                                                   | <b>xiii</b> |
| <b>LISTA DE TABELAS</b>                                                   | <b>xvii</b> |
| <b>CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....</b>                                       | <b>1</b>    |
| 1.1 - Motivação do Presente Trabalho.....                                 | 4           |
| 1.2 - Objetivo do Presente Trabalho.....                                  | 5           |
| 1.3 - Contribuição do Presente Trabalho.....                              | 6           |
| 1.4 - Delineamento do Presente Trabalho.....                              | 6           |
| <b>CAPÍTULO 2 - USINAS TERMELÉTRICAS DE GRANDE PORTE.....</b>             | <b>8</b>    |
| 2.1- Introdução.....                                                      | 8           |
| 2.2- Ciclos Termodinâmicos.....                                           | 12          |
| 2.2.1- Unidades Operando em Ciclo Termodinâmico em Pressão Subcrítica     | 13          |
| 2.2.2- Unidades Operando em Ciclo Termodinâmico em Pressão Supercrítica   | 15          |
| 2.2.3- Ciclos Combinados.....                                             | 17          |
| 2.2.3.1- Configurações Básicas de Ciclos Combinados.....                  | 18          |
| 2.3- Componentes Principais das Usinas Termelétricas de Grande Porte..... | 27          |
| 2.4- Funcionamento das Usinas Termelétricas a Vapor.....                  | 27          |
| 2.5- Características Construtivas dos Componentes Principais das Usinas   |             |
| Termelétricas a Vapor.....                                                | 28          |
| 2.5.1 – Caldeira.....                                                     | 28          |

|                                                                |    |
|----------------------------------------------------------------|----|
| 2.5.1.1 – Caldeiras Aquatubulares de Tubos Curvos.....         | 29 |
| 2.5.1.1.1 - Superaquecedor e Reaquecedor.....                  | 39 |
| 2.5.1.1.2 – Economizador.....                                  | 48 |
| 2.5.1.1.3 – Preaquecedor de Ar.....                            | 50 |
| 2.5.1.2 - Caldeiras Monotubulares (de circulação forçada)..... | 55 |
| 2.5.1.3 - Caldeiras de Leito Fluidizado.....                   | 61 |
| 2.6 – Turbina a Vapor .....                                    | 68 |
| 2.7 – Condensador.....                                         | 78 |
| 2.8 – Aquecedor de Água de Alimentação.....                    | 80 |
| 2.9 – Desaerador.....                                          | 88 |
| 2.10 – Bomba.....                                              | 91 |
| 2.11 – Torre de Resfriamento.....                              | 94 |

### **CAPÍTULO 3 - CARACTERÍSTICAS DO CARVÃO MINERAL UTILIZADO EM TERMELÉTRICAS.....**

98

|                                                          |     |
|----------------------------------------------------------|-----|
| 3.1- Origem.....                                         | 98  |
| 3.2- Análise do Carvão.....                              | 101 |
| 3.3- Conceito de Rank do Carvão.....                     | 102 |
| 3.4- Reservas de Carvão no Mundo.....                    | 104 |
| 3.5- O Carvão no Brasil.....                             | 117 |
| 3.6- Preços.....                                         | 122 |
| 3.7- Outros Fatores Relevantes no Brasil e no Mundo..... | 132 |

### **CAPÍTULO 4 – TERMOECONOMIA.....**

136

|                                                           |     |
|-----------------------------------------------------------|-----|
| 4.1- Introdução.....                                      | 136 |
| 4.2- Exergia de um Fluxo.....                             | 138 |
| 4.2.1- Cálculo da Exergia de um Fluxo de Calor.....       | 139 |
| 4.2.2- Cálculo da Exergia de um Fluxo de Trabalho.....    | 139 |
| 4.2.3- Cálculo da Exergia da Água e Fluidos Térmicos..... | 139 |
| 4.2.4- Cálculo da Exergia do Combustível.....             | 139 |
| 4.2.5- Cálculo da Exergia do Ar Seco.....                 | 143 |
| 4.2.6- Cálculo da Exergia de Substâncias complexas.....   | 143 |
| 4.3- Análise Exergética.....                              | 143 |
| 4.4- Análise Termoeconômica.....                          | 148 |

|                                                                                                  |            |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 4.4.1- Metodologia da Análise Termoeconômica.....                                                | 149        |
| 4.5- Custos Exergoeconômicos.....                                                                | 154        |
| 4.6- Metodologia de Aplicação.....                                                               | 155        |
| <b>CAPÍTULO 5 - USINA TERMOELÉTRICA DE DRAX.....</b>                                             | <b>157</b> |
| 5.1- Introdução.....                                                                             | 157        |
| 5.2- A Caldeira.....                                                                             | 160        |
| 5.3- A Turbina.....                                                                              | 163        |
| 5.4- O Condensador.....                                                                          | 165        |
| 5.5- A Bomba de Circulação da Água.....                                                          | 165        |
| 5.6- A Torre de Resfriamento.....                                                                | 165        |
| 5.7- O Gerador.....                                                                              | 169        |
| 5.8- O Sistema Fuel Gas Desulphurisation LG - FGD.....                                           | 170        |
| 5.9- O Precipitador Eletrostático.....                                                           | 172        |
| 5.10- A Chaminé Principal.....                                                                   | 173        |
| 5.11- O Transformador.....                                                                       | 173        |
| 5.12- O Carvão.....                                                                              | 175        |
| 5.13- Meio Ambiente.....                                                                         | 178        |
| 5.13.1- Impacto Ambiental.....                                                                   | 178        |
| 5.13.2- Política Ambiental.....                                                                  | 178        |
| <b>CAPÍTULO 6 - ESTUDO DE CASO: UNIDADE TERMELÉTRICA DRAX 6.....</b>                             | <b>182</b> |
| 6.1- Introdução.....                                                                             | 182        |
| 6.2- Características Gerais da Unidade Termelétrica Drax 6.....                                  | 182        |
| 6.3- Esquema da Unidade Termelétrica Drax 6.....                                                 | 183        |
| 6.4- Ciclo Termodinâmico.....                                                                    | 185        |
| 6.5- Determinação das Propriedades Termodinâmicas.....                                           | 186        |
| 6.5.1- Cálculo das Pressões das Linhas de Extrações.....                                         | 186        |
| 6.5.2- Cálculo das Temperaturas e Pressões na Linha de Água de<br>Alimentação da Caldeira.....   | 187        |
| 6.6- Cálculo da Vazão Mássica de Água de Resfriamento e Calor Dissipado ao<br>Meio Ambiente..... | 188        |
| 6.7- Cálculo dos Fluxos de Extrações de Massas nas Turbinas.....                                 | 189        |
| 6.8- Cálculo das Exergias dos Fluxos.....                                                        | 191        |

|                                                                                                  |            |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 6.9- Aplicação da Metodologia.....                                                               | 193        |
| 6.9.1- Estrutura Lógica da Unidade Termelétrica.....                                             | 193        |
| 6.9.2- Aplicação das Proposições de Antonio Valero.....                                          | 195        |
| 6.9.3- Análise Exergética.....                                                                   | 197        |
| 6.9.3.1- Cálculo das Eficiências e Irreversibilidades dos Equipamentos.....                      | 201        |
| 6.9.4- Análise Exergoeconômica.....                                                              | 205        |
| 6.9.4.1- Cálculo dos Custos de Instalação da Unidade Termelétrica Drax 6.....                    | 205        |
| 6.9.4.2- Cálculo dos Custos do Combustível ( $C_{comb}$ ) e O&M ( $C_{O\&M}$ ).....              | 206        |
| 6.9.4.3- Cálculo dos Custos de Geração.....                                                      | 207        |
| 6.10- Tarifas Elétricas.....                                                                     | 215        |
| 6.11- Alguns Custos Específicos na Geração de Energia Elétrica.....                              | 222        |
| 6.12- Discussão dos Resultados.....                                                              | 222        |
| 6.12.1- Análise Exergética.....                                                                  | 222        |
| 6.12.2- Análise Termoeconômica.....                                                              | 226        |
| <b>CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..</b>                              | <b>228</b> |
| 7.1- Conclusões.....                                                                             | 228        |
| 7.2- Sugestões para Trabalhos Futuros.....                                                       | 232        |
| <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>                                                           | <b>233</b> |
| APÊNDICE A- Cálculo das Vazões Mássicas de Vapor para os Aquecedores de Água de Alimentação..... | 250        |
| APÊNDICE B- Cálculo das Eficiências e Irreversibilidades dos Equipamentos.....                   | 257        |

## SIMBOLOGIA

### A) Símbolos

|                |                                                           |
|----------------|-----------------------------------------------------------|
| $a_{ij}$       | Elemento da matriz de incidência (subsistema i e fluxo j) |
| $A$            | Matriz de incidência dos fluxos em um sistema             |
| $\mathbf{A}$   | Matriz de incidência total ou expandida                   |
| $\mathbf{A}_F$ | Matriz dos insumos                                        |
| $\mathbf{A}_P$ | Matriz dos produtos                                       |
| $\mathbf{A}_L$ | Matriz das perdas                                         |
| $b$            | Exergia específica                                        |
| $b_{ch}$       | Exergia química específica                                |
| $b_{ch}^o$     | Exergia química específica padrão                         |
| $b_{Ph}$       | Exergia física específica                                 |
| $b_{ph}^{ar}$  | Exergia física específica do ar                           |
| $B$            | Exergia de fluxo                                          |
| $\mathbf{B}$   | Vetor coluna correspondente a exergia                     |
| $B^*$          | Custo exergético                                          |
| $\mathbf{B}^*$ | Vetor coluna dos custos exergéticos                       |
| $B_Q$          | Exergia de um fluxo de calor                              |
| $B_W$          | Exergia de um fluxo de trabalho                           |
| $c$            | Custo exergoeconômico unitário                            |
| $c_F$          | Custo exergoeconômico unitário do insumo                  |
| $c_P$          | Custo exergoeconômico unitário do produto                 |
| $C$            | Carbono                                                   |
| $C_c$          | Custo de capital                                          |
| $D$            | Exergia destruída                                         |
| $\mathbf{D}$   | Vetor coluna das exergias destruídas                      |
| $e^o$          | Energia química padrão                                    |
| $E$            | Energia                                                   |
| $\mathbf{E}$   | Vetor coluna correspondente à energia                     |
| $f_i$          | Componentes do vetor de composição atômica do combustível |
| $F$            | Insumo ou exergia do insumo                               |
| $F^*$          | Custo exergético do insumo                                |
| $F_c$          | Fator de conversão ou exergia total do insumo             |

|                |                                                                            |
|----------------|----------------------------------------------------------------------------|
| $F_T$          | Insumo total                                                               |
| $h$            | Entalpia específica                                                        |
| $\Delta h_f^o$ | Entalpia de formação                                                       |
| $H$            | Hidrogênio                                                                 |
| $i$            | Subsistema                                                                 |
| $I$            | Irreversibilidade                                                          |
| $I_T$          | Irreversibilidade total                                                    |
| $j$            | Fluxo                                                                      |
| $K$            | Consumo exergético unitário                                                |
| $K^*$          | Custo exergético unitário                                                  |
| $K_F^*$        | Custo exergético unitário do insumo                                        |
| $K_P^*$        | Custo exergético unitário do produto                                       |
| $L$            | Perda                                                                      |
| $m$            | Número de fluxos de um sistema ou dimensão                                 |
| $\dot{m}$      | Vazão mássica                                                              |
| $\mathbf{M}$   | Vetor coluna correspondente à massa                                        |
| $n$            | Número de subsistemas em uma instalação ou coeficiente                     |
| $N$            | Nitrogênio                                                                 |
| $O$            | Oxigênio                                                                   |
| $P$            | Pressão ou produto ou exergia do produto                                   |
| $P^*$          | Custo exergético do produto                                                |
| $P_T$          | Produto total ou exergia total do produto                                  |
| $Q$            | Calor                                                                      |
| $r$            | Fator exergético                                                           |
| $R$            | Resíduo (exergia do resíduo) ou constante do gás                           |
| $R^*$          | Custo exergético do resíduo                                                |
| $s$            | Entropia específica                                                        |
| $s^0$          | Entropia específica no estado padrão                                       |
| $T$            | Temperatura                                                                |
| $T_0$          | Temperatura de referência ou padrão                                        |
| $W$            | Trabalho                                                                   |
| $\mathbf{Y}^*$ | Vetor exergético externo                                                   |
| $Z$            | Vetor que engloba os custos de capital, manutenção, operação e amortização |

|              |                                                |
|--------------|------------------------------------------------|
| $Z$          | Vetor de valorização econômica externa         |
| $\alpha$     | Matriz produtiva de um sistema                 |
| $\beta$      | Relação entre a exergia química e o PCI        |
| $\delta$     | Parcela de irreversibilidade                   |
| $\mu^\infty$ | Potencial químico de um componente             |
| $\Pi$        | Custo exergoeconômico                          |
| $\eta_b$     | Rendimento exergético                          |
| $\eta_{b,T}$ | Rendimento exergético total                    |
| $\eta_e$     | Rendimento energético                          |
| $\varphi$    | Relação entre a exergia química padrão e o PCI |
| $\Psi$       | Percentual de perda ou de irreversibilidade    |
| $\omega_R$   | Gasto de exergia do resíduo                    |

## B) ABREVIATURAS

|        |                                                                                                                                                          |
|--------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| AAP    | Aquecedor de Alta Pressão                                                                                                                                |
| ABP    | Aquecedor de Baixa Pressão                                                                                                                               |
| ATR    | Auto-Thermal Reformig (Reforma auto-térmica)                                                                                                             |
| BEN    | Balanço Energético Nacional                                                                                                                              |
| B&W    | Babcock & Wilcox                                                                                                                                         |
| BMB    | Balanço Mineral Brasileiro                                                                                                                               |
| CAES   | Compressed Air Energy Storage (Reservatório de ar Subterrâneo)                                                                                           |
| CBC    | Companhia Brasileira de Caldeiras                                                                                                                        |
| CCPE   | Comitê Coordenador do Planejamento da Expansão dos Sistemas Elétricos                                                                                    |
| CCPS's | Combined cycle power stations (Estações de Potência a Ciclos Combinados)                                                                                 |
| CD     | Condensação                                                                                                                                              |
| CFB    | Circulating Fluidized Bed (Leito Fluidizado Circulante)    NETL<br>National Energy Technology Laboratory (Laboratório Nacional de Tecnologia de Energia) |
| CIAB   | Coal Industry Advisory Board (Diretoria Consultiva da Indústria do Carvão)                                                                               |
| CRM    | Companhia Rio Grandense de Mineração                                                                                                                     |

|         |                                                                                                                   |
|---------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| DNPM    | Departamento Nacional de Produção Mineral                                                                         |
| EV      | Evaporação                                                                                                        |
| FGD     | Fuel Gás Desulphurisation (Dessulfurização do Gás de Chaminé)                                                     |
| FOB     | Mercadoria Livre a Bordo (Mineral na Origem sem Frete)                                                            |
| HAT     | Humid Air Turbine cycle (Ciclo de Turbina a gás com Injeção de Ar Úmido)                                          |
| HRSG    | Heat Recovery Steam Generator (Gerador de Vapor de Recuperação de Calor)                                          |
| IGCC    | Integrated Gasification Combined Cycle (Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada)                               |
| MCFC    | Molten Carbonate Fuel Cell (Célula Combustível de Carbonato Fundido)                                              |
| MME     | Ministério de Minas e Energia                                                                                     |
| OECD    | Organization for Economic Co-operation and Development (Organização para Co-operação Econômica e Desenvolvimento) |
| OLADE   | Latin American Energy Organization (Organização Latino Americana de Energia)                                      |
| PCS     | Poder Calorífico Superior                                                                                         |
| PCI     | Poder Calorífico Inferior                                                                                         |
| PFB     | Pressurized Fuel Bed (Leito Fluidizado Pressurizado)                                                              |
| PFBC    | Pressurized Fluidized Bed Combustion (Combustão em Leito Fluidizado Pressurizado)                                 |
| RA      | Reaquecedor                                                                                                       |
| ROM     | Run Of Mine (Carvão Bruto)                                                                                        |
| RWI     | Regenerated Water Injected cycle (ciclo de Turbina a gás com Injeção de Água Regenerada)                          |
| SA      | Superaquecedor                                                                                                    |
| SCR     | Selective Catalytic Reduction (Redução Seletiva Catalítica)                                                       |
| SIECESC | Sindicato da Indústria da Extração de Carvão do Estado de Santa Catarina                                          |
| SIEE    | Sistema de Informação Econômica Energética                                                                        |
| STIG    | Steam Injected Gas Turbine (Ciclo de Turbina a Gás com Injeção de Vapor)                                          |
| Syngas  | Syntetic Gás (Gás Sintético)                                                                                      |
| TAP     | Turbina de Alta Pressão                                                                                           |
| TI      | Turbina Intermediária                                                                                             |
| TBP     | Turbina de Baixa Pressão                                                                                          |

|     |                                            |
|-----|--------------------------------------------|
| UDC | Universidade de Cantabria                  |
| USC | Ultra-Super Critical (Ultra Super Crítico) |

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                                                                                                                                                                                                |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2.1- Ciclo básico teórico de Rankine com a adição do reaquecedor (linha tracejada).....                                                                                                                                                 | 8  |
| Figura 2.2- Redução percentual no consumo específico de calor com o número de aquecedores da água de alimentação.....                                                                                                                          | 10 |
| Figura 2.3- Ciclo incorporando bomba de alimentação acionada por turbina.....                                                                                                                                                                  | 11 |
| Figura 2.4- Ciclo de uma planta de potência com bomba acionada por turbina de contrapressão.....                                                                                                                                               | 11 |
| Figura 2.5- Diagrama teórico de um ciclo regenerativo com reaquecimento e dois estágios de aquecimento da água de alimentação da caldeira.....                                                                                                 | 12 |
| Figura 2.6- Ciclo termodinâmico supercrítico teórico com dois estágios de Reaquecimento.....                                                                                                                                                   | 13 |
| Figura 2.7- Ciclo regenerativo com reaquecimento, instalação de potência fóssil com pressão subcrítica, geração de 600MW.....                                                                                                                  | 14 |
| Figura 2.8- Ciclo regenerativo com reaquecimento, instalação de potência fóssil..... com pressão supercrítica, geração de 800 MW.....                                                                                                          | 17 |
| Figura 2.9- Turbina a gás mais HRSG sem queima suplementar.....                                                                                                                                                                                | 21 |
| Figura 2.10- Turbina a gás mais HRSG com queima de combustível suplementar....                                                                                                                                                                 | 21 |
| Figura 2.11- Turbina a gás mais HRSG com queima em fornalha.....                                                                                                                                                                               | 22 |
| Figura 2.12- Turbina a gás mais HRSG superalimentado com queima em fornalha..                                                                                                                                                                  | 22 |
| Figura 2.13- Termelétrica de ciclo combinado com um único eixo ligado a turbina a gás com as turbinas a vapor.....                                                                                                                             | 23 |
| Figura 2.14- Esquema simplificado de uma instalação de potência em ciclo..... combinado com um único eixo e dois níveis de pressão no HRSG.....                                                                                                | 23 |
| Figura 2.15- Esquema básico de uma planta de potência IGCC.....                                                                                                                                                                                | 25 |
| Figura 2.16- Esquema de um sistema combinado híbrido para geração de energia elétrica.....                                                                                                                                                     | 26 |
| Figura 2.17- Esquema de uma caldeira aquatubular de dois tubulões e fornalha formada por paredes d'água.....                                                                                                                                   | 31 |
| Figura 2.18- Caldeira Stirling com três tubulões superiores e um inferior.....                                                                                                                                                                 | 32 |
| Figura 2.19- Caldeira vertical com fornalha ferradura, paredes d'água e preaquecedor de ar, produção de 80 t/h de vapor, pressão máxima de (12,74 MPa) e temperatura entre 350 e 510°C.....                                                    | 33 |
| Figura 2.20- Caldeira vertical com feixe tubular curvado, com queima em suspensão e grelha.....                                                                                                                                                | 33 |
| Figura 2.21- Caldeira vertical suspensa (VU-40) com paredes d'água, fornalha radiante com queimadores tangenciais e queima em suspensão, Produção máxima de 500 t/h de vapor, pressão máxima de (12,74 MPa) e temperatura máxima de 540°C..... | 34 |
| Figura 2.22- Exemplo de paredes d'água com tubos aletados.....                                                                                                                                                                                 | 35 |
| Figura 2.23- Exemplo de parede d'água com tubos tangenciais.....                                                                                                                                                                               | 35 |
| Figura 2.24- Caldeira radiante para queima de carvão pulverizado.....                                                                                                                                                                          | 36 |
| Figura 2.25- Caldeira Stirling de dois tubulões para queima em fornalha ciclone.....                                                                                                                                                           | 37 |
| Figura 2.26- Caldeira radiante para queima de carvão com duas fornalhas ciclones e apenas um tubulão.....                                                                                                                                      | 38 |
| Figura 2.27- Métodos de queima do carvão pulverizado.....                                                                                                                                                                                      | 39 |
| Figura 2.28- Superfícies de transferência de calor de uma caldeira aquatubular de um tubulão de vapor e suas posições típicas.....                                                                                                             | 41 |

|                                                                                                                                                                                                                                              |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2.29- Dois tipos de sistemas usados em superaquecedores.....                                                                                                                                                                          | 44 |
| Figura 2.30- Esquema com os tipos mais comuns de superaquecedores.....                                                                                                                                                                       | 45 |
| Figura 2.31- Esquema dos componentes e diagrama de fluxo de uma caldeira<br>queimando carvão pulverizado.....                                                                                                                                | 46 |
| Figura 2.32- Esquema de um superaquecedor de serpentina tipo pendente.....                                                                                                                                                                   | 47 |
| Figura 2.33- Superaquecedor radiante tipo placa sendo inspecionado.....                                                                                                                                                                      | 48 |
| Figura 2.34- Esquema da metade de um economizador horizontal de tubos de aço..                                                                                                                                                               | 49 |
| Figura 2.35- Diferentes tipos de arranjos dos preaquecedores de ar.....                                                                                                                                                                      | 52 |
| Figura 2.36- Preaquecedor de ar tubular de dois estágios.....                                                                                                                                                                                | 52 |
| Figura 2.37- Preaquecedor de ar de feixe tubular vertical com três passes.....                                                                                                                                                               | 53 |
| Figura 2.38- Preaquecedor de ar regenerativo de placa rotativa.....                                                                                                                                                                          | 53 |
| Figura 2.39- Preaquecedor de ar regenerativo de placa estacionária.....                                                                                                                                                                      | 54 |
| Figura 2.40- Esquema de um preaquecedor de ar tubular com arranjo horizontal.....                                                                                                                                                            | 54 |
| Figura 2.41- Caldeira aquatubular de feixe tubular (VU-60C), paredes d'água,<br>tubulão transversal, economizador e preaquecedor com indicação dos<br>circuitos de ar e de gases de combustão em fluxo transversal e grelha<br>rotativa..... | 55 |
| Figura 2.42- Esquemas de algumas concepções de caldeiras monotubulares.....                                                                                                                                                                  | 56 |
| Figura 2.43- Esquema comparativo entre uma caldeira aquatubular de circulação<br>natural e uma caldeira monotubular tipo Benson.....                                                                                                         | 57 |
| Figura 2.44- Diferentes sistemas de queima das caldeiras tipo Benson.....                                                                                                                                                                    | 58 |
| Figura 2.45- Gráfico pressão de entrada da turbina x eficiência líquida da instalação                                                                                                                                                        | 59 |
| Figura 2.46- Caldeiras monotubulares de seis diferentes plantas de potência.....                                                                                                                                                             | 60 |
| Figura 2.47- Configuração de fornalhas de leito fluidizado.....                                                                                                                                                                              | 63 |
| Figura 2.48- Esquema de uma fornalha de leito fluidizado circulante pressurizado....                                                                                                                                                         | 64 |
| Figura 2.49- Sistemas de separação de sólidos em caldeiras de leito fluidizado<br>circulante.....                                                                                                                                            | 65 |
| Figura 2.50- Caldeira aquatubular de leito fluidizado circulante fabricada pela B&W                                                                                                                                                          | 65 |
| Figura 2.51- Diagrama esquemático de uma instalação PFBC.....                                                                                                                                                                                | 66 |
| Figura 2.52- Caldeira de leito fluidizado circulante pressurizado com apenas um<br>tubulão .....                                                                                                                                             | 67 |
| Figura 2.52b- Modelos de caldeiras PFBC projetados pela ALSTOM.....                                                                                                                                                                          | 67 |
| Figura 2.53- Tipos construtivos de turbinas a vapor.....                                                                                                                                                                                     | 69 |
| Figura 2.54- Corte longitudinal de uma turbina de impulsão de multi-estágio.....                                                                                                                                                             | 71 |
| Figura 2.55- Corte longitudinal da turbina a vapor de reação K-6-35 (Ak-6) da Lênin<br>Nevsky Works.....                                                                                                                                     | 72 |
| Figura 2.56- Corte longitudinal da turbina P-1.5-35/5 (AP-1.5) da Kirov Turbine<br>Works.....                                                                                                                                                | 73 |
| Figura 2.57- Secção de uma turbina de condensação.....                                                                                                                                                                                       | 73 |
| Figura 2.58- Secção de uma turbina a vapor de condensação com uma extração de<br>vapor.....                                                                                                                                                  | 74 |
| Figura 2.59- Turbina de condensação de dois corpos.....                                                                                                                                                                                      | 74 |
| Figura 2.60- Turbina de condensação de dois corpos e fluxo duplo do lado de baixa<br>pressão.....                                                                                                                                            | 75 |
| Figura 2.61- Turbina de condensação de três corpos, alta pressão, pressão<br>intermediária e de baixa pressão.....                                                                                                                           | 75 |
| Figura 2.62- Secção de uma turbina de contra pressão.....                                                                                                                                                                                    | 76 |
| Figura 2.63- Foto de uma turbina a vapor do tipo HN fabricada pela SIEMENS.....                                                                                                                                                              | 77 |
| Figura 2.64- Foto de um rotor suspenso de turbina a vapor de fluxo duplo fabricado<br>pela ALSTOM.....                                                                                                                                       | 77 |

|                                                                                                                                                               |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 2.65- Corte transversal de um condensador de grande porte, com indicação dos princípios de construção.....                                             | 79  |
| Figura 2.66- Corte transversal de um condensador de superfície de dois passes de uma grande central térmica.....                                              | 80  |
| Figura 2.67- Condensador de superfície fabricado pela Foster Wheeler Corporation                                                                              | 81  |
| Figura 2.68- Corte longitudinal mostrando as partes principais de um aquecedor de água de alimentação.....                                                    | 82  |
| Figura 2.69- Exemplo de um aquecedor de água de alimentação horizontal de alta pressão apresentando as três seções de troca térmica e feixe de tubo em U..... | 83  |
| Figura 2.70- Aquecedor de água de alimentação horizontal de alta pressão.....                                                                                 | 84  |
| Figura 2.71- Aquecedor de água de alimentação horizontal de baixa pressão.....                                                                                | 85  |
| Figura 2.72- Aquecedor de água de alimentação vertical com passagem por baixo para as linhas de alta pressão.....                                             | 86  |
| Figura 2.73- Inspeção nos tubos de um aquecedor de água de alimentação horizontal.....                                                                        | 87  |
| Figura 2.74- Esquema de desaeradores.....                                                                                                                     | 89  |
| Figura 2.75- Esquema de um desaerador de bandejas perfuradas.....                                                                                             | 90  |
| Figura 2.76- Desaerador tipo bandejas com fluxo em contra corrente.....                                                                                       | 91  |
| Figura 2.77- Bomba centrífuga modelo API 610 ZE da Sulzer.....                                                                                                | 92  |
| Figura 2.78- Bomba bipartida axialmente de dupla sucção tipo SMN – Sulzer.....                                                                                | 93  |
| Figura 2.79- Bomba multiestágios de alta pressão tipo barril, modelo GSG – Sulzer.                                                                            | 93  |
| Figura 2.80- Torre de resfriamento seca da UTE Presidente Médici no Rio Grande do Sul.....                                                                    | 95  |
| Figura 2.81- Detalhe dos radiadores d'água e tubulação da torre de resfriamento....                                                                           | 96  |
| Figura 2.82- Torres de resfriamento secas do complexo Didcot-A em Oxfordshire...                                                                              | 96  |
| Figura 2.83- Torres de resfriamento úmidas do complexo Ratcliffe.....                                                                                         | 97  |
| Figura 2.84- História do desenvolvimento das torres de resfriamento de corrente natural.....                                                                  | 97  |
| Figura 3.1- Reservas de carvão no Mundo (2000) e produção (1999).....                                                                                         | 108 |
| Figura 3.2- Mapa das reservas de carvão na Europa.....                                                                                                        | 109 |
| Figura 3.3- Mapa das reservas de carvão na América do Sul.....                                                                                                | 110 |
| Figura 3.4- Reservas mundiais de carvão mineral em 1998 (trilhões de toneladas)...                                                                            | 111 |
| Figura 3.5- Consumo mundial de carvão mineral em 1998 (milhões de tEP).....                                                                                   | 111 |
| Figura 3.6- Demanda mundial de energia primária.....                                                                                                          | 115 |
| Figura 3.7- Demanda mundial de carvão primário por setor.....                                                                                                 | 115 |
| Figura 3.8- Produção mundial de carvão por região.....                                                                                                        | 116 |
| Figura 3.9- Produção de carvão por região nos EUA em 2002.....                                                                                                | 116 |
| Figura 3.10- Reservas, produção e principais UTE's no Sul do Brasil.....                                                                                      | 120 |
| Figura 3.11- Fluxograma geral de processo da USITESC.....                                                                                                     | 130 |
| Figura 3.12- Fluxograma geral do processo de SEPETIBA.....                                                                                                    | 131 |
| Figura 4.1- Esquema de turbina a vapor ou a gás.....                                                                                                          | 146 |
| Figura 4.2- Esquema de bomba adiabática.....                                                                                                                  | 146 |
| Figura 4.3- Esquema de um sistema energético genérico.....                                                                                                    | 149 |
| Figura 5.1- Vista aérea do complexo Drax na Inglaterra.....                                                                                                   | 158 |
| Figura 5.2- Vista terrestre do complexo Drax na Inglaterra.....                                                                                               | 158 |
| Figura 5.3- Vista das plumas geradas nas torres de resfriamento e a chaminé principal.....                                                                    | 159 |
| Figura 5.4- Vista aérea do depósito de carvão.....                                                                                                            | 159 |
| Figura 5.5- Configuração da caldeira projetada pela Babcock Power Ltda.....                                                                                   | 161 |

|                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 5.6- Foto de um queimador da caldeira.....                                                       | 162 |
| Figura 5.7- Foto do ventilador de ar primário para os queimadores.....                                  | 162 |
| Figura 5.8- Foto do ventilador de corrente induzida.....                                                | 163 |
| Figura 5.9- Foto do rotor de uma turbina de baixa pressão removido para reparos....                     | 164 |
| Figura 5.10- Casa das turbinas do complexo Drax.....                                                    | 164 |
| Figura 5.11- Foto de uma das bombas de recalque da água do rio Ouse.....                                | 166 |
| Figura 5.12- Foto aérea das torres de resfriamento úmidas de Drax.....                                  | 167 |
| Figura 5.13- Vista da base e enchimento de algumas torres de resfriamento de<br>Drax.....               | 168 |
| Figura 5.14- Vista do enchimento de uma das torres após reparos .....                                   | 168 |
| Figura 5.15- Vista parcial do sistema de distribuição de água da torre de<br>Resfriamento.....          | 169 |
| Figura 5.16- Foto do rotor de um dos geradores de Drax.....                                             | 170 |
| Figura 5.17- Fluxograma do modelo LG FGD – ( <i>Wet Scrubbing</i> ) de Drax .....                       | 172 |
| Figura 5.18- Foto da Chaminé principal de Drax.....                                                     | 174 |
| Figura 5.19- Foto do transformador de corrente elétrica de Drax.....                                    | 174 |
| Figura 5.20- Foto da casa de descarga automática do carvão dos vagões dos trens.                        | 176 |
| Figura 5.21- Foto do depósito de carvão e da máquina de manipulação.....                                | 176 |
| Figura 5.22- Foto de um alimentador de carvão para o moinho de pulverização.....                        | 177 |
| Figura 5.23- Foto de um dos moinhos pulverizadores de carvão.....                                       | 177 |
| Figura 5.24- Fluxograma ilustrativo de como trabalha as unidades termelétricas do<br>complexo Drax..... | 181 |
| Figura 6.1- Esquema da unidade termelétrica Drax 6.....                                                 | 184 |
| Figura 6.2- Configuração funcional da unidade termelétrica Drax 6.....                                  | 185 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                                                                                   |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabela 2.1- Reações por zonas dos Gaseificadores.....                                                                                             | 18  |
| Tabela 2.2- Dimensões típicas dos componentes de uma caldeira.....                                                                                | 42  |
| Tabela 2.3- Vazões mássicas do vapor por unidade de área do vapor no<br>superaquecedor ou reauecedor.....                                         | 43  |
| Tabela 2.4- Materiais típicos de titânio para aquecedores de água de alimentação                                                                  | 87  |
| Tabela 2.5- Materiais típicos de CuNi para aquecedores de água de alimentação..                                                                   | 88  |
| Tabela 2.6- Materiais típicos de aço inoxidável para aquecedores de água de<br>Alimentação.....                                                   | 88  |
| Tabela 3.1- Classificação dos combustíveis fósseis sólidos e líquidos.....                                                                        | 101 |
| Tabela 3.2- Indica as diferenças nos parâmetros com o aumento do <i>Rank</i> .....                                                                | 103 |
| Tabela 3.3- Classificação dos carvões pelo <i>Rank</i> .....                                                                                      | 104 |
| Tabela 3.4- Análise típica dos carvões do Mundo.....                                                                                              | 106 |
| Tabela 3.5- Análise típica dos carvões do Mundo.....                                                                                              | 107 |
| Tabela 3.6- Análise típica dos carvões Britânicos.....                                                                                            | 107 |
| Tabela 3.7- Reservas provadas de carvão no Mundo ao final de –2002<br>(milhões de toneladas).....                                                 | 112 |
| Tabela 3.8- Produção de carvão no Mundo – período 1998 à 2002<br>(betuminoso, antracito, sub-betuminoso e linhito em MtEO).....                   | 113 |
| Tabela 3.9- Produção de eletricidade a partir dos combustíveis fósseis – 2001.....                                                                | 114 |
| Tabela 3.10- Propriedades dos carvões no Brasil.....                                                                                              | 118 |
| Tabela 3.11- Reservas oficialmente provadas de carvão mineral – 2000.....                                                                         | 119 |
| Tabela 3.12- Reservas e recursos de carvão mineral segundo a ONU – 2000.....                                                                      | 119 |
| Tabela 3.13- Produção, exportação/importação e consumo de carvão nos vários<br>setores da economia brasileira entre o período de 1998 à 2002..... | 121 |
| Tabela 3.14- Produção de ROM por Estado produtor em toneladas.....                                                                                | 121 |
| Tabela 3.15- Produção de carvão vapor vendável em toneladas.....                                                                                  | 122 |
| Tabela 3.16- Evolução dos preços do carvão energético – 1994 – 2000.....                                                                          | 123 |
| Tabela 3.17- Preço real médio do carvão energético-USA período de 1996 - 2000<br>(Dólares/tonelada curta).....                                    | 125 |
| Tabela 3.18- Evolução dos preços do carvão vapor entre o período 1987 – 2001<br>– (US\$/t).....                                                   | 126 |
| Tabela 3.19- Preços do carvão vapor para a indústria em US\$/mt.....                                                                              | 127 |
| Tabela 3.20- Preços do carvão vapor para geração de eletricidade em US\$/mt.....                                                                  | 128 |
| Tabela 3.21- Preços médios correntes de fontes de energia (1).....                                                                                | 129 |
| Tabela 3.22- Principais usinas do tipo UTE em operação no Sul do Brasil.....                                                                      | 129 |
| Tabela 3.23- Síntese do estado da arte de tecnologia de combustão eficiente do<br>carvão.....                                                     | 132 |
| Tabela 5.1- Publicação ambiental (situação dos anos de 1998, 1999 e 2000).....                                                                    | 179 |
| Tabela 6.1- Características gerais da unidade térmica Drax 6.....                                                                                 | 183 |
| Tabela 6.2- Propriedades termodinâmicas dos fluxos da unidade térmica Drax 6...                                                                   | 192 |
| Tabela 6.3- Definição F (insumo), P (produto) e R (resíduo) para a unidade<br>Térmica Drax 6.....                                                 | 193 |
| Tabela 6.4- Matriz de incidência (A) da unidade térmica Drax 6.....                                                                               | 194 |
| Tabela 6.5- Equações para a unidade térmica Drax 6.....                                                                                           | 195 |
| Tabela 6.6- Matriz de incidência expandida (A) para a unidade térmica Drax 6.....                                                                 | 198 |
| Tabela 6.7- Vetor externo ( Y*) para a unidade térmica Drax 6.....                                                                                | 198 |
| Tabela 6.8- Custo exergético e custo exergético unitário da unidade térmica Drax 6                                                                | 199 |

|                                                                                                                                                                     |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabela 6.9- Matriz dos insumos $A_F$ da unidade térmica Drax 6.....                                                                                                 | 200 |
| Tabela 6.10- Matriz dos produtos $A_P$ da unidade térmica Drax 6.....                                                                                               | 200 |
| Tabela 6.11- Custos exergéticos e custos exergéticos unitários dos insumos e produtos dos equipamentos da unidade térmica Drax 6.....                               | 201 |
| Tabela 6.13- Rendimentos, custos exergéticos unitários, irreversibilidades e fração de irreversibilidade percentual dos equipamentos da unidade térmica Drax 6..... | 204 |
| Tabela 6.14- Parâmetros exergéticos dos equipamentos da unidade Drax 6.....                                                                                         | 204 |
| Tabela 6.15- Custos de geração para os três preços do combustível.....                                                                                              | 207 |
| Tabela 6.16- Custos exergoeconômicos, $\Pi$ , em US\$/s referentes ao preço médio de US\$26,00/t.....                                                               | 209 |
| Tabela 6.17- Custos exergoeconômicos, $\Pi$ , em US\$/s referentes ao preço médio de US\$45,00/t.....                                                               | 210 |
| Tabela 6.18- Custos exergoeconômicos, $\Pi$ , em US\$/s referentes ao preço médio de US\$50,00/t.....                                                               | 211 |
| Tabela 6.19- Custos exergoeconômicos unitários, $c$ , em US\$/GJ referentes ao preço médio de US\$ 26,00/t de combustível.....                                      | 212 |
| Tabela 6.20- Custos exergoeconômicos unitários, $c$ , em US\$/GJ referentes ao preço médio de US\$ 45,00/t de combustível.....                                      | 213 |
| Tabela 6.21- Custos exergoeconômicos unitários, $c$ , em US\$/GJ referentes ao preço médio de US\$ 50,00/t de combustível.....                                      | 214 |
| Tabela 6.22- Custos exergoeconômicos finais da unidade térmica Drax 6 em US\$/MWh para uma geração de eletricidade de 660 MW.....                                   | 215 |
| Tabela 6.23- Custos exergoeconômicos finais da unidade térmica Drax 6 em R\$/MWh para uma geração de eletricidade de 660 MW.....                                    | 215 |
| Tabela 6.24- Tarifa média internacional classe residencial US\$/MWh corrente de países pertencentes a OECD.....                                                     | 216 |
| Tabela 6.25- Tarifa média internacional classe industrial US\$/MWh corrente de países pertencentes a OECD.....                                                      | 217 |
| Tabela 6.26- Tarifa média internacional classe residencial US\$/MWh corrente de países não pertencentes a OECD.....                                                 | 218 |
| Tabela 6.27- Tarifa média internacional classe industrial US\$/MWh corrente de países não pertencentes a OECD.....                                                  | 218 |
| Tabela 6.28- Tarifa média internacional classe residencial US\$/MWh corrente desenvolvida pela OLADE/SIEE .....                                                     | 219 |
| Tabela 6.29- Tarifa média internacional classe industrial US\$/MWh corrente desenvolvida pela OLADE/SIEE.....                                                       | 220 |
| Tabela 6.30- Tarifa média por classe de consumo – Brasil ano 2004 - R\$/MWh.....                                                                                    | 220 |
| Tabela 6.31- Preços de energia elétrica ao consumidor em diversos países do mundo em US\$/MWh.....                                                                  | 221 |
| Tabela 6.32- Valores econômicos de fontes alternativas de energia elétrica (Proinfa)                                                                                | 222 |

## CAPÍTULO 1

### 1 Introdução

A utilização da força motriz para ajudar o homem em seus mais duros trabalhos tem sido, historicamente, o principal aportador de progresso na vida humana. Em particular, referindo-se ao uso do vapor, Gaffert (1946) relata que a primeira experiência foi o equipamento criado por Hero de Alexandria chamado de Eolípila (150 a.C.), que utilizava o mesmo princípio das atuais turbinas de reação.

Após a queda do Império Romano, o Ocidente entrou em um período de estagnação em quase todas as áreas do conhecimento, inclusive na tecnologia. Apesar de haver existido alguns momentos de evolução, este quadro só passou realmente a reverter-se a partir do século XVII. Neste período, várias condições estimularam o desenvolvimento da utilização do vapor na geração de calor e energia. Segundo as enciclopédias Barsa (1998), Mirador (1983) e Bizzo (1993), a primeira máquina a vapor, um sistema de bombeamento de água utilizando vapor como força motriz, de sucesso comercial, foi patenteada em 1698 pelo capitão Thomas Savery. A nova máquina foi sendo aperfeiçoada passando a funcionar com cilindro e êmbolo a partir de 1705 (Bellis, 2004; Barsa, 1998; Mirador, 1983).

Em 1712, Newcomen junto com John Calley construiu sua primeira máquina, com a mesma finalidade que a de Thomas Savery (Bellis, 2004). A caldeira de Newcomen era apenas um reservatório esférico, com aquecimento pelo fundo, também conhecida como caldeira de Haycock.

Em 1765, James Watt, ao consertar um modelo de máquina de Newcomen, na Universidade de Glasgow, acabou por inventar seu próprio tipo, patenteado em 1769, mas que veio funcionar com sucesso em 1775, com participação de Matthew Boulton (BBC, 2004).

O mesmo escocês, Watt modificou um pouco o formato esférico da caldeira de Newcomen em 1769, desenhando a caldeira Vagão, a precursora das caldeiras utilizadas em locomotivas a vapor.

Mais tarde, em 1782 Watt patenteou novo modelo, uma máquina de movimento rotativo. Esta máquina permitiu o aproveitamento do vapor para impulsionar toda espécie de mecanismos (Bellis, 2004).

Depois de Watt, em volta de 1800, Richard Trevithick na Inglaterra e Oliver Evans na USA, observando a importância e entendendo o fenômeno da alta

pressão, aperfeiçoaram ainda mais o motor a vapor. Entre 1801 – 1804 Richard Trevithick construiu dois modelos de locomotiva a vapor. É possível que George Stephenson tenha se inspirado nos trabalhos de Trevithick quando construiu sua primeira locomotiva em 1813 (Bellis, 2004).

Na década de 1830, tanto Michael Faraday, no Reino Unido, como Joseph Henry, nos Estados Unidos, demonstraram, cada um a seu modo, a possibilidade de transformar energia mecânica em energia elétrica. Cerca de 50 anos depois surgiria o gerador elétrico (Mirador, 1983; Barsa, 1998).

As primeiras caldeiras desenvolvidas nada mais eram que grandes vasos esféricos fechados aquecidos pela parte inferior.

Seguiram-se a estas primeiras caldeiras as caldeiras flamotubulares e posteriormente as caldeiras aquatubulares. O modelo de John Stevens movimentou um barco no rio Hudson. Stephen Wilcox, em 1856, patenteou uma caldeira com tubos d'água inclinados, e da associação com George Babcock, onze anos depois, tais caldeiras passaram a ser produzidas, com grande sucesso comercial (Bellis, 2004).

Em 1880, Alan Stirling desenvolveu uma caldeira de tubos d'água curvos, cuja concepção básica é ainda utilizada em grandes caldeiras nos tempos atuais.

Ainda segundo Gaffert (1946) e Sousa e Moreira (2002), a primeira central elétrica dos Estados Unidos da América, Pearl Street, foi construída pelo glorioso inventor Thomas A. Edison também em 1880, para a New York Edison Company. Esta central estava dotada de seis alternadores bipolares, com capacidade para 10.000 lâmpadas cada um, introduzindo a utilização das caldeiras aquatubulares Babcock & Wilcox - B&W que desde então, tornaram-se as clássicas para usinas devido as suas maiores pressões e grande produção de vapor superaquecido. Em 1882 a central de Pearl Street já fornecia eletricidade para 85 edifícios.

Edison construiu mecanismos para a alimentação de carvão e eliminação das cinzas, assim como condutos de gases e chaminés de chapas de aço e motores que podiam trabalhar em paralelo para ventilar e resfriar eficazmente o rotor e o estator dos alternadores (Gaffert, 1946; Sousa e Moreira, 2002).

Nos Estados Unidos, desde a montagem da Central de Pearl Street, o avanço tem sido decisivo para o crescimento de sua matriz energética, pois a energia é uma fonte de conforto e um vetor de desenvolvimento. Ao longo do século XX, as caldeiras aquatubulares atingiram um grau elevado de desenvolvimento, nas quais as fornalhas são revestidas de paredes d'água tipo membrana ou tangenciais que

eliminam a utilização de refratários e aumentam a área superficial de troca térmica por radiação, elevando assim, a taxa de evaporação.

Possuem superaquecedores convectivos e radiantes (primário e secundário) que elevam a temperatura do vapor vivo, tornando-o superaquecido a várias pressões e temperaturas requeridas. Essas caldeiras são dotadas também de reaquecedores que promovem o ressuperaquecimento do vapor extraído da turbina de alta pressão. São ainda elementos integrantes dessas caldeiras, o economizador, que faz o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, e o preaquecedor de ar. Queimadores de baixo  $\text{NO}_x$ , fornalhas ciclônicas e sistemas de injeção de ar por estágios também foram desenvolvidos para queima de carvões de baixa qualidade. Nas décadas de 1980 e 1990, foram intensificadas as tecnologias de gaseificação e utilização das caldeiras com queima de combustível em leito fluidizado, que se constituíram em grande equipamento para o controle de emissões provenientes da queima do carvão mineral, biomassa e lixos sólidos urbanos combustíveis. Existem centenas de caldeiras de leito fluidizado e centenas monotubulares instaladas, atualmente, no mundo, sendo que mais de 1000 unidades são do tipo Benson (Siemens, 2004a). Hoje, a eletricidade está presente numa grande parte daquilo que fazemos, a qual utilizamos cada vez mais. As caldeiras predominantemente utilizadas em centrais de grande porte em países da América do Norte, Europa, África e Ásia continuam, na atualidade, sendo as aquatubulares com circulação natural ou forçada, subcríticas, atingindo pressões acima dos (18,0 MPa) e temperaturas que chegam a 560°C ou supercríticas que podem atingir até (31,0 MPa) de pressão e temperaturas de até 650°C (tipo Benson), devido as novas tecnologias metalúrgicas desenvolvidas para os materiais de construção mecânica (Siemens, 2004). Dessa forma o carvão mineral, energético de maior abundância no Planeta, foi o pioneiro na geração de eletricidade e mesmo com a evolução das usinas termelétricas a vapor após a primeira guerra mundial continua sendo utilizado nas mais modernas usinas termelétricas a vapor do mundo.

Mesmo as modernas usinas a ciclo combinado podem utilizar o carvão mineral gaseificado ou liquefeito. O IEA em seu *World Energy Outlook 2002*, diz que entre o período de 2000 e 2020 a participação do carvão na produção mundial de energia deve cair, mas mesmo assim, o recurso apresentará crescimento anual de 2,2% em 30 anos e continuará sendo o maior responsável pela geração mundial de energia, que está atualmente próxima dos 40%. A participação do carvão mineral na matriz energética do Brasil é pequena, mas pode ser aumentada, tendo em vista as tecnologias de queima

limpa disponíveis hoje em dia e as reservas existentes de carvão mineral na região sul do país que representam um grande potencial energético que não pode ser simplesmente descartado.

## **1.1 Motivação do Presente Trabalho**

Tendo em vista o aumento acentuado da demanda por energia elétrica no Brasil e em outros países do mundo, desenvolvidos e em desenvolvimento, e aliado a isto um esforço cada vez maior na conscientização do uso mais racional e sustentável da energia, advindas do consumo das fontes não renováveis e também renováveis, faz-se necessária a melhoria e otimização das instalações de potência visando obter o máximo de eficiência dos equipamentos, menores gastos com manutenção, maior confiabilidade e vida útil de forma a se minimizar os custos com consumo de combustíveis, operação e de geração da energia elétrica, nas já em funcionamento quanto nos futuros projetos térmicos. Não se pode perder de vista que o desenvolvimento global com sustentabilidade envolve uma boa e saudável qualidade de vida para a atual e futuras gerações. Por isso, a utilização da energia, em suas várias formas, e o controle da poluição ambiental, precisam ser encarados de forma responsável e competente. Assim, as termelétricas queimando grandes quantidades de combustíveis fósseis necessitam de atenção especial para que possam ter melhores eficiências térmicas e menores emissões de poluentes para a atmosfera. A termoeconomia, que conjuga a análise exergética e a análise econômica, vem demonstrando ser uma ferramenta poderosa na análise e avaliação de processos e instalações térmicas de potência. A técnica termoeconômica ilustra a formação do custo exergético e monetário (exergoeconômico) em um sistema de energia. As fontes reais de custos são identificadas, avaliadas e feitas mais visíveis e comparáveis com cada um dos outros níveis de componentes do sistema. Esta informação, aliada com a intuição e julgamento do engenheiro, fornece inestimável auxílio na redução dos custos dos produtos em sistemas de energia. Decisões com respeito ao projeto, operação e reparo ou reposição de equipamento são consideravelmente facilitadas. Além disso, a termoeconomia fornece uma distribuição de custo objetiva para mais do que um produto pelo mesmo processo.

Por exemplo, na produção simultânea de eletricidade e vapor para fim de aquecimento (planta de cogeração), uma análise termoeconômica fornecerá o custo do vapor e o custo da eletricidade separadamente usando informação relativa ao processo

de formação de custo e para uso em cada um dos componentes (equipamentos) da instalação. A razão entre o custo do vapor e da eletricidade calculado por esta análise não necessariamente tem que ser refletida no preço de venda da eletricidade e vapor.

A companhia responsável pela operação da instalação, contudo, conhecerá o custo real interno de cada forma de energia. Além disso, a análise estabelece quanto combustível é requerido para produzir cada corrente energética no sistema.

Finalmente, a termoeconomia permite a identificação dos pontos ou equipamentos de uma instalação que devem merecer especial atenção na operação ou no projeto, com base na sua contribuição para a formação dos custos dos produtos. Ela permite que o engenheiro estime o efeito do custo capital, custo do combustível, e o número de horas anuais que o componente da instalação é usado com eficiência ótima, permitindo ainda conhecer os parâmetros limites que garantam uma boa eficiência da instalação.

## **1.2 Objetivo do Presente Trabalho**

Neste trabalho pretende-se apresentar a Teoria do custo exergético de modo organizado e de aplicação imediata, especialmente voltado aos ciclos térmicos de potência a vapor de grande porte, de forma a identificar os equipamentos com maiores ineficiências (maiores destruições exergéticas) e determinar os custos adicionais associados às ineficiências de conversão energética destes equipamentos nas instalações de potência. A avaliação termoeconômica permite prever, por exemplo, se é aconselhável a redução (aumento) da superfície de um trocador de calor com o aumento (redução) da diferença de temperatura e, portanto reduzir (aumentar) assim a eficiência na transferência de calor. O objetivo último é encontrar a combinação mais adequada entre os custos de capital e o rendimento dos equipamentos principais da instalação.

## **1.3 Contribuição do Presente Trabalho**

A principal contribuição do presente trabalho foi o desenvolvimento de um estudo termoeconômico aplicado a uma unidade pertencente a uma instalação termelétrica de grande porte.

A unidade em estudo é complexa, pois envolve nove aquecedores da água de alimentação, totalizando dezessete subsistemas e quarenta e quatro fluxos de massa e/ou energia.

Neste contexto, o presente trabalho analisa os custos exergéticos e o custo exergoeconômico do fluxo de eletricidade em quatro situações de retorno dos investimentos, bem como apresenta os custos exergoeconômicos de todos os subsistemas envolvidos na unidade.

Este trabalho também deixa evidente que a maior reserva de combustível fóssil do planeta ainda é a de carvão mineral e que mesmo com as restrições ambientais, este grande potencial energético pode ser utilizado, pois há na atualidade tecnologias limpas que garantem o controle dos poluentes antes, durante ou após a queima do carvão, assim como avançadas tecnologias para a extração e transporte.

## **1.4 Delineamento do Presente Trabalho**

O presente trabalho está dividido em sete capítulos. No Capítulo 2, é feita uma discussão sobre os ciclos termodinâmicos tradicionais de Rankine, superaquecido e com reaquecimento, e o ciclo regenerativo com reaquecimento que atingiu um elevado grau de maturidade no mundo. Discutem-se as unidades térmicas de grande porte operando em ciclos convencionais subcríticos e supercríticos. Os ciclos combinados básicos são apresentados e outras opções são discutidas de forma a obterem-se melhores eficiências, segurança e confiabilidade. Apresentam-se também exemplos de tecnologias mais avançadas que estão em pesquisa e testes. Descreve-se também o funcionamento e as principais características construtivas de cada equipamento que faz parte de uma usina termelétrica de grande porte. Algumas tecnologias para obtenção de menores emissões de poluentes são, aqui também discutidas. O Capítulo 3 é destinado ao carvão mineral, onde é feita uma breve abordagem sobre a origem do carvão e as análises necessárias à sua caracterização e determinação de suas propriedades. Mostra-se a classificação do carvão pelo grau de carbonificação sofrido ao longo do tempo (Rank), as reservas, localização e produção do mesmo no mundo, assim como no Brasil, através de mapas e tabelas. Apresenta-se também a evolução dos preços do carvão em vários países do mundo ao longo destes últimos anos. Termina falando sobre as características e propriedades técnicas das usinas termelétricas a carvão do sul do País, em funcionamento e outras que possivelmente estarão concluídas até 2007. O Capítulo 4 está totalmente dirigido à Termoeconomia e

se destina a apresentação de equações necessárias à avaliação da exergia dos vários fluxos que aparecem em uma usina termelétrica de grande porte, além do equacionamento que define vários parâmetros para a análise exérgica e a apresentação das proposições da Teoria do custo exérgico para a atribuição dos custos exérgicos e exergoeconômicos para uma instalação térmica. Um roteiro para aplicação da metodologia também é apresentado neste capítulo.

O Capítulo 5 destina-se a apresentação da instalação de potência de Drax, na Inglaterra, que teve as três primeiras unidades inauguradas em 1974 e as outras três concluídas e disponibilizadas em 1986. A localização da estação, a descrição e as características principais dos equipamentos utilizados em cada uma de suas seis unidades, são discutidos, assim como, os sistemas de controle dos poluentes e o sistema de recepção e preparação do carvão para uso nas caldeiras. A política ambiental da estação Drax é aqui também apresentada.

O Capítulo 6 é dirigido a um estudo de caso, onde se faz a análise exérgica e exergoeconômica da unidade Drax 6, pertencente a estação térmica de Drax, em Selby, na Inglaterra, finalizada em 1986, utilizando a teoria termoeconômica a partir dos dados fornecidos à Tabela 6.1 e da aplicação da metodologia proposta pela Teoria do custo exérgico discutida no Capítulo 4. Ainda neste capítulo se faz a discussão dos resultados obtidos a partir das análises exérgica e exergoeconômica realizadas.

O Capítulo 7 é destinado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros. No Apêndice A são apresentadas as equações de balanço de calor e massa, empregadas para cálculo e obtenção das vazões mássicas de sangrias das turbinas e que entram nos aquecedores de água de alimentação de baixa e alta pressão.

No Apêndice B são apresentadas as equações usadas para o cálculo e determinação das eficiências e irreversibilidades dos equipamentos constituintes da unidade Drax 6, analisada no estudo de caso.

## CAPÍTULO 2

### USINAS TERMELÉTRICAS DE GRANDE PORTE

#### 2.1 - Introdução:

O século XX ficou marcado pelos grandes avanços tecnológicos em várias áreas do conhecimento. A tecnologia de geração termelétrica foi uma delas. Mas mesmo com o desenvolvimento dos sistemas de potência nessas últimas décadas, o ciclo de potência básico usado em sistemas água-vapor, com tecnologia marcada pelo alto grau de maturidade, segurança e com aplicação desde o final do século XIX, permanecem sendo o ciclo termodinâmico de Rankine. A Figura 2.1 mostra um ciclo básico teórico de Rankine superaquecido em linha contínua e com reaquecimento em linha tracejada.

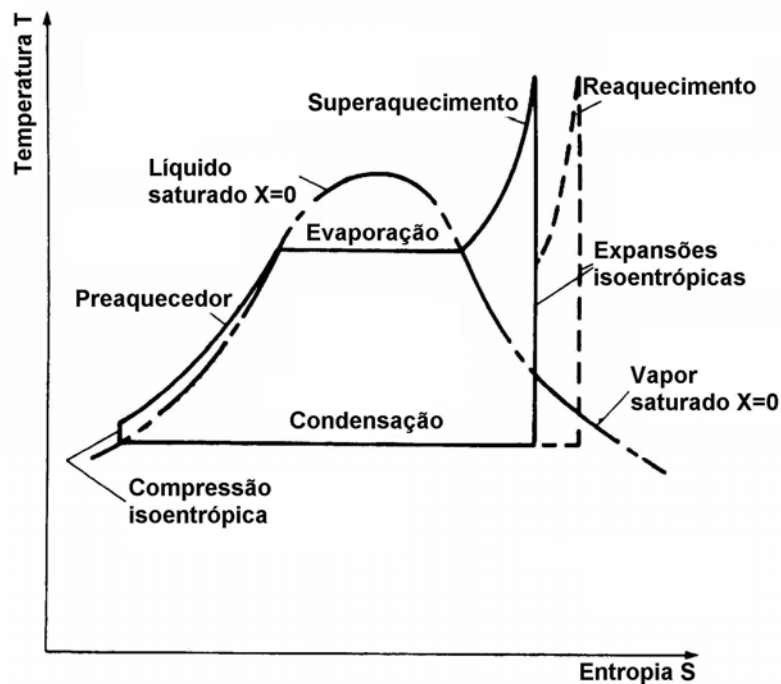


Figura 2.1: Ciclo básico teórico de Rankine com a adição do reaquecedor (linha tracejada). Fonte: Adaptado de Saad (1997).

O rendimento térmico de um ciclo a vapor melhora quando a pressão e a temperatura do vapor na saída da caldeira aumentam e a pressão no condensador diminui. Contudo, o aumento da pressão e temperatura do vapor vivo eleva o investimento de capital da instalação devido à utilização de materiais com melhores condições metalúrgicas e mecânicas, aliado a equipamentos com maiores espessuras

e robustez. Por outro lado, a pressão no condensador está ligada às condições climáticas dos recursos naturais do local onde se instala a usina termelétrica (temperatura de entrada da água de resfriamento). As instalações de potência mais modernas operam com uma modificação do ciclo de Rankine que incorpora aquecedores para o aquecimento da água de alimentação da caldeira, promovido pelo vapor que é extraído de diferentes locais do corpo de uma turbina com vários estágios, chamado ciclo regenerativo ou carnotização do ciclo de Rankine, associado a um ou dois reaquecimentos a pressão constante. Este pré-aquecimento da água de alimentação promove o aumento da temperatura média no qual o calor é fornecido.

O número de aquecedores da água de alimentação usado é baseado em considerações econômicas, para as quais cada incremento de aumento na eficiência térmica conseguida com cada aquecedor adicionado deve justificar o custo de capital empregado (aquecedor, tubulações, bomba, extrações da turbina, etc.) conforme Wark (1983), Kakaç (1991), Faires (1983), Wylen et al. (1995) e Ileno e Negro (2004).

A Figura 2.2 mostra a economia devida ao aquecimento regenerativo, refletida na taxa de calor em relação ao ciclo Rankine correspondente. As curvas reproduzidas se aplicam às condições indicadas. Para um dado número de aquecedores, a economia é máxima para uma certa elevação de temperatura da água de alimentação.

No projeto de uma instalação de potência a vapor usa-se um programa computacional para simular o desempenho termodinâmico e econômico de diferentes sistemas para auxiliá-los a decidir sobre o número de aquecedores a serem usados, os tipos de aquecedores, e as pressões em que eles devam operar, de acordo com Moran e Shapiro (1998) e Smith et al. (2000). Haywood (1967) apresenta em seu livro, *Analysis of Engineering Cycles*, um estudo para escolha do número de estágios de aquecimento da água de alimentação da caldeira. Vale dizer que a melhoria adicional no rendimento térmico de um ciclo com adição de um segundo aquecedor já não é tão grande quanto o do primeiro, com lucros progressivamente decrescentes à medida que se aumenta o número de aquecedores (Faires, 1983). A temperatura de saída da água de alimentação do último aquecedor de alta pressão, antes da entrada na caldeira, é uma variável de projeto, que é fixada preliminarmente com base na temperatura de saturação do vapor d'água na caldeira. Este valor preliminar corresponde a aproximadamente 75% do valor da temperatura de saturação do vapor d'água na caldeira. Vale ressaltar, também, que em unidades com grandes turbinas operando com pressões de vapor relativamente altas, a potência absorvida pela bomba de alimentação da caldeira é bastante considerável, fazendo cair o valor da relação de

trabalho e com isso a eficiência do ciclo. Para uma pressão de vapor de cerca de (10,2 MPa) manométricos o consumo na bomba de alimentação pode variar de 1,5 a 2% da produção da turbina, no caso da pressão de vapor ser de (15,98 MPa) manométricos este consumo pode ser de cerca de 2,5 a 2,9%, segundo Kearton (1964).

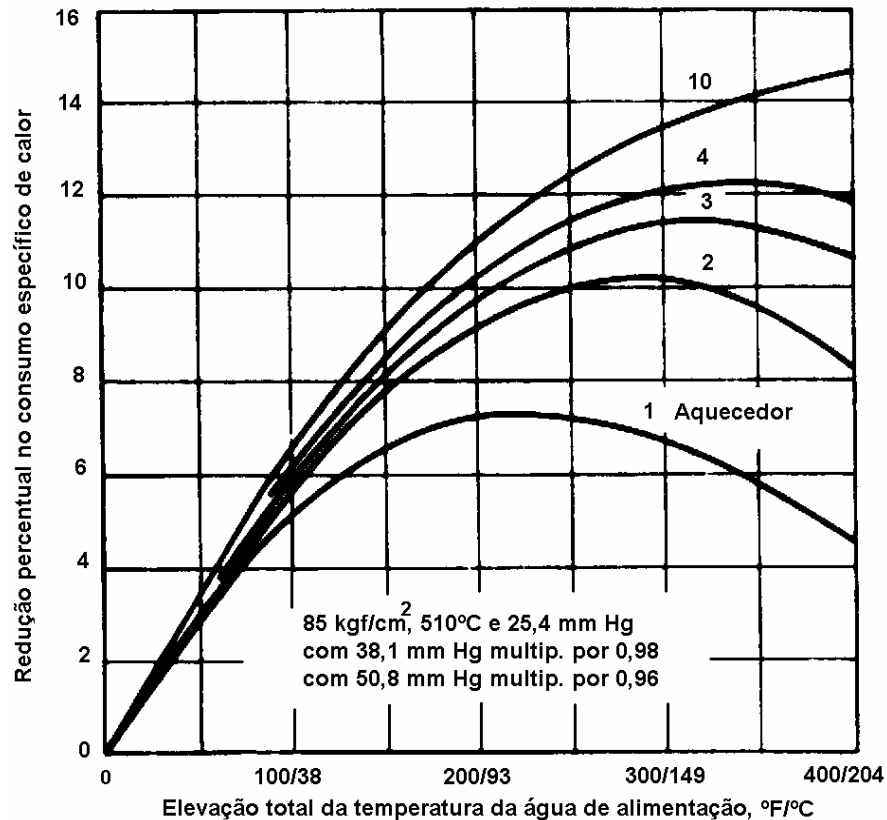


Figura 2.2: Redução percentual no consumo específico de calor com o número de aquecedores da água de alimentação.  
Fonte: Faires (1983).

Para que seja factível a aplicação de um dado ciclo motor é preciso que o mesmo apresente uma alta relação de trabalho, isto é, o trabalho consumido no acionamento das bombas seja uma fração pequena do trabalho total produzido nas turbinas. Dessa forma, uma importante modificação pode ser feita usando-se uma bomba de água de alimentação da caldeira acionada por turbina de contrapressão, e as extrações e exaustão do vapor, usados para alimentação dos aquecedores da linha de alta pressão, como mostrado nas Figuras 2.3 e 2.4, ou usando uma turbina de condensação, na qual o vapor úmido que sofreu exaustão vai para o condensador principal, como mostram as Figuras 2.6 e 2.7.

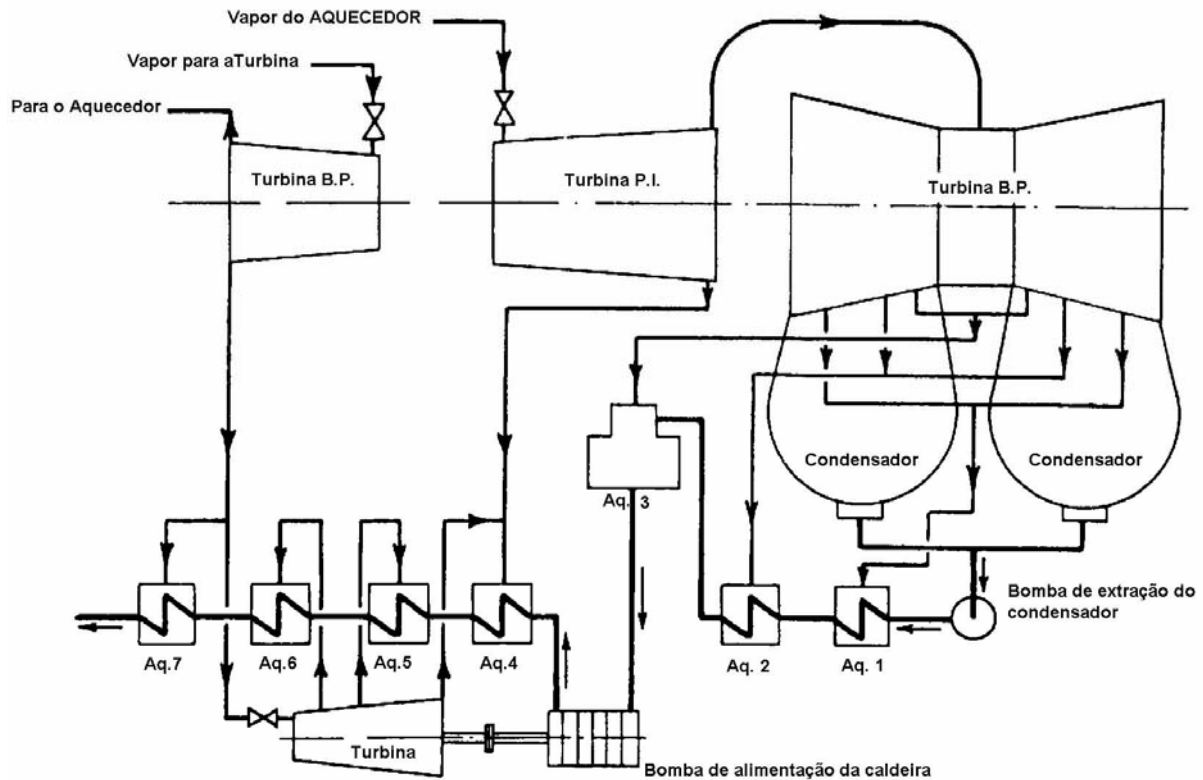


Figura 2.3: Ciclo incorporando bomba de alimentação acionada por turbina.  
Fonte: Kearton (1964).

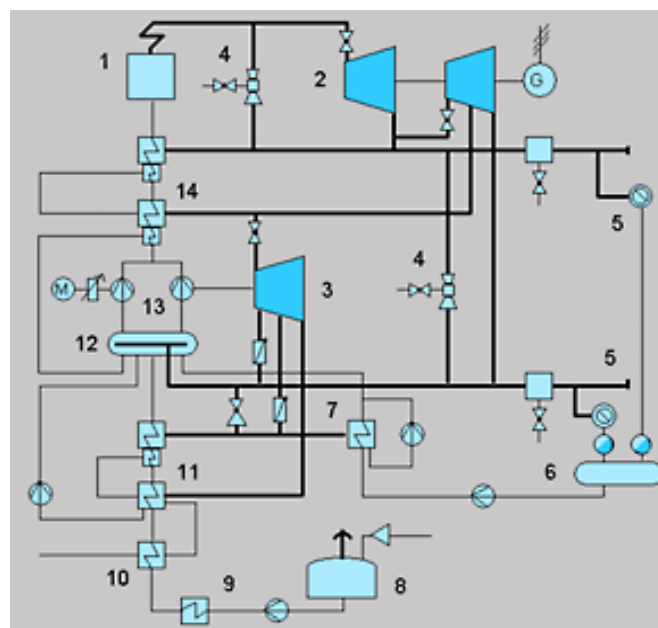


Figura 2.4: Ciclo de uma planta de potência com bomba acionada por turbina de contra pressão. Fonte: Siemens (2003). 1- Gerador de vapor 2- Turbina-Gerador, 3- Turbina de acionamento da bomba, 4- Estações de conversão de vapor, 5- Processo de carga de vapor, 6- Tanque de armazenagem de condensado, 7- Preaquecedor de condensado, 8- Planta de desmineralização, 9- Resfriador de ar do gerador 10- Drenagem para o condensador de vapor, 11- Preaquecedor de água, 12- Desaerador, 13- Bombas de alimentação do gerador de vapor, 14- Aquecedor de alta pressão da água de alimentação.

## 2.2 - Ciclos Termodinâmicos

Usualmente em usinas termelétricas de grande porte adota-se o ciclo de Rankine regenerativo com reaquecimento. A Figura 2.5 mostra um diagrama “temperatura x entropia” de um ciclo regenerativo com um único reaquecimento e dois estágios de aquecimento da água de alimentação. O diagrama da Figura 2.5 se apresenta em forma bidimensional, mais prática, porém, deve-se tomar bastante cuidado em sua interpretação, pois a quantidade de fluido de trabalho não é constante ao longo de todo o ciclo. A rigor, o ciclo regenerativo idealmente deve ser representado num sistema de coordenadas tridimensionais, em que a terceira dimensão indica a fração em massa do fluido de trabalho. Em grandes instalações, o reaquecimento torna possível uma melhora de aproximadamente 5% no rendimento térmico e reduz substancialmente o calor rejeitado à água de resfriamento do condensador, que é usada para aquecimento distrital, em algumas usinas existentes e para fabricação industrial. As características operacionais e econômicas de instalações modernas justificam a instalação de somente um estágio de reaquecimento, exceto para unidades operando com pressão supercrítica ou bem próximas da pressão crítica da água, conforme ciclo na Figura 2.6.

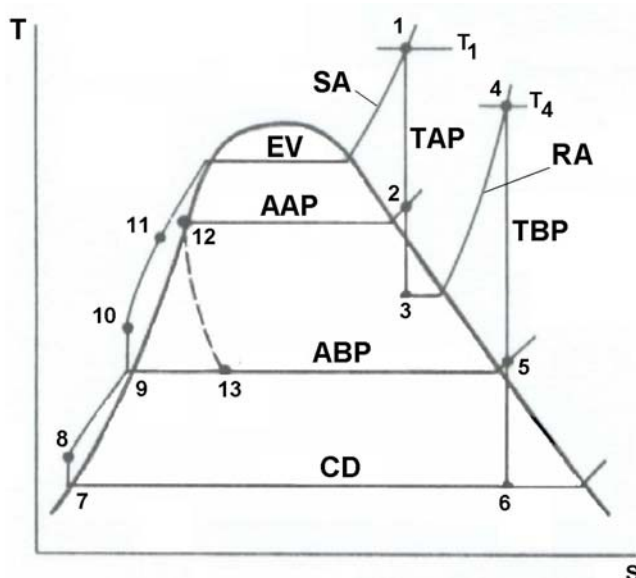


Figura 2.5: Diagrama teórico de um ciclo regenerativo com reaquecimento e dois estágios de aquecimento da água de alimentação da caldeira. Fonte: Moran e Shapiro (1998). SA – superaquecimento, EV – evaporação, AAP – aquecedor de alta pressão, ABP – aquecedor de baixa pressão, CD – condensação, TAP – turbina de alta pressão, RA – reaquecimento, TBP – turbina de baixa pressão.

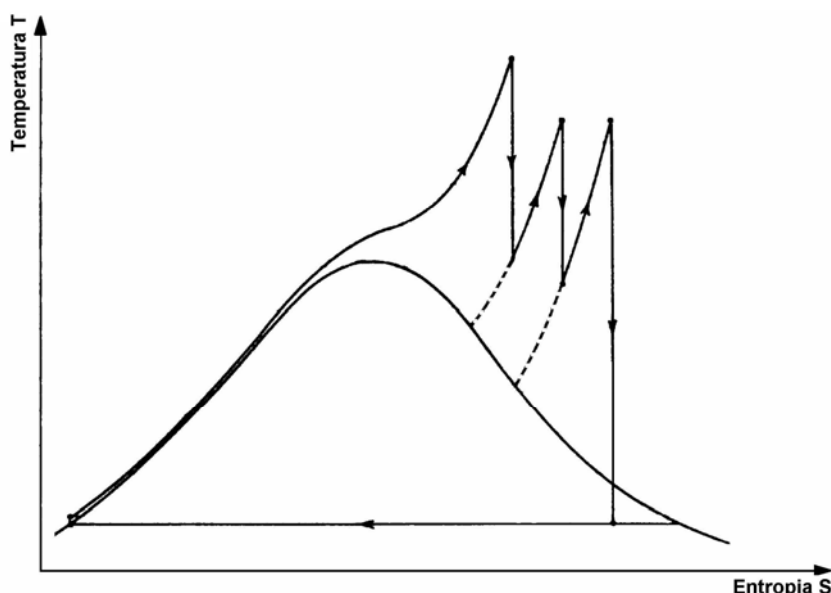


Figura 2.6: Ciclo termodinâmico supercrítico teórico com dois estágios de reaquecimento. Fonte: Moran e Shapiro (1998).

### 2.2.1 – Unidades Operando em Ciclo Termodinâmico em Pressão Subcrítica

Unidades subcríticas são caracterizadas pelas pressões no evaporador da caldeira que ficam abaixo da pressão crítica da água (22,09 MPa). Sob esta condição real a ebulição pode ocorrer, permitindo a separação do vapor e água, tipicamente, em um tubulão de vapor. Tais unidades têm vantagens de operação no qual a temperatura da mistura água-vapor do lado interno das paredes d'água permanece constante enquanto a ebulição está ocorrendo. Unidades subcríticas com carvão pulverizado, possuem uma longa história de satisfatórias operações. Em variadas dimensões, e em lugares onde o controle restrito da poluição é requerido, elas são opções de menor custo de capital, além de sua comprovada confiabilidade e segurança. Instalações queimando carvão pulverizado subcríticas são úteis para uma faixa de potência elétrica de 50 MW a 1000 MW. A Figura 2.7 mostra o fluxograma e o balanço térmico de uma unidade subcrítica com reaquecimento para 600 MW queimando combustível fóssil projetado para condições de entrada na turbina a vapor de (17,35 MPa) e 537,8 °C.

Seis aquecedores da água de alimentação são supridos pela exaustão de vapor da turbina de alta pressão e extrações de vapor das turbinas intermediárias e de baixa pressão. Excetuando o aquecedor desaerador (3º aquecedor), todos os outros aquecedores mostrados são de superfície. Três bombas são mostradas, sendo:

(1) A bomba de condensado que bombeia o condensado através dos resfriadores de óleo e gás de hidrogênio, condensador de ventilação, ejetor de ar, 1º e 2º aquecedores e desaerador.

- (2) A bomba de alta pressão que bombeia o condensado através do 4º e 5º aquecedores.
- (3) A bomba de alimentação da caldeira que bombeia o condensado através do 6º aquecedor ao economizador e caldeira. Os fluxos mássicos são apresentados em kg/s para operação a plena carga.

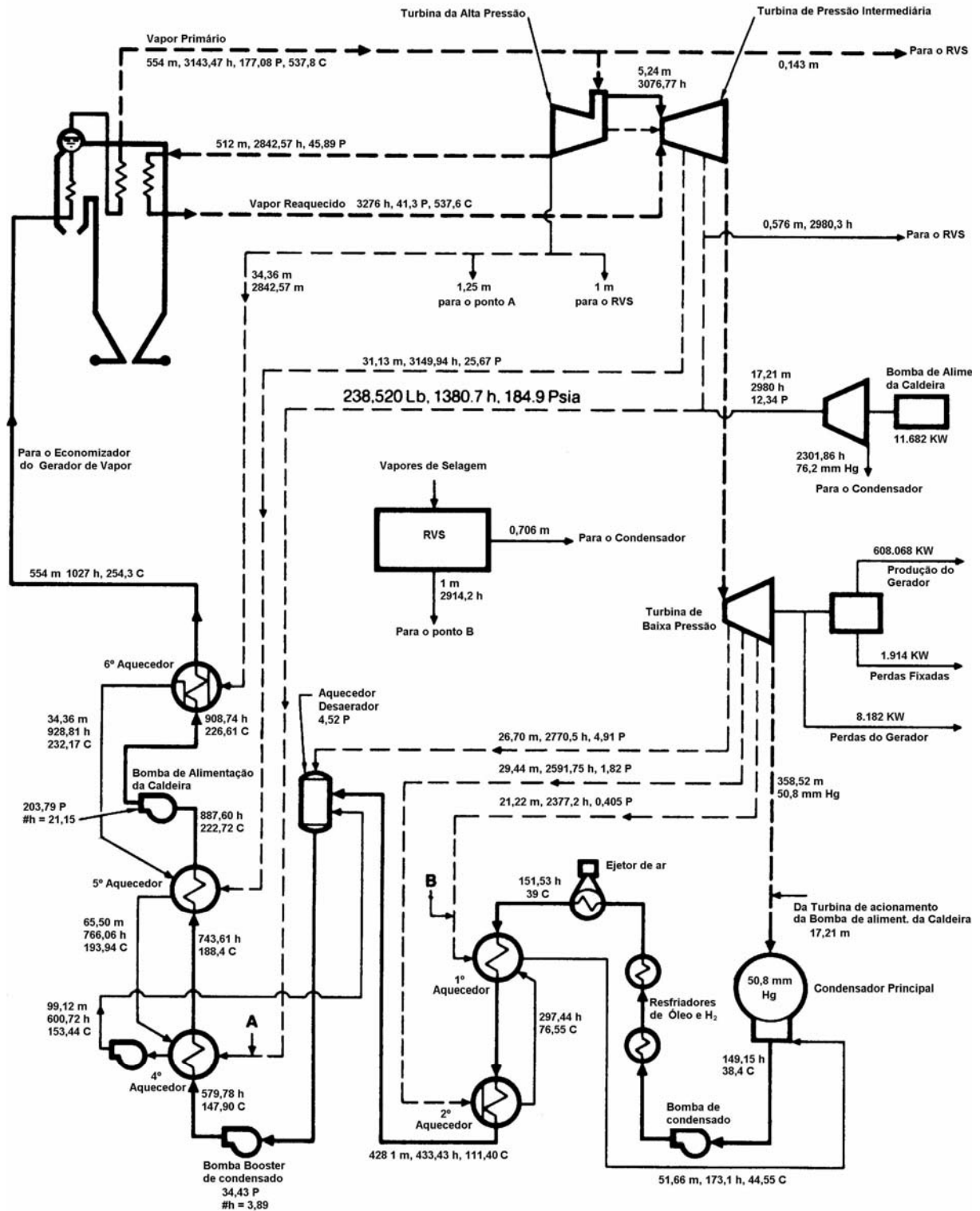


Figura 2.7: Ciclo regenerativo com reaquecimento, instalação de potência fóssil com pressão subcrítica, geração de 600 MW. Fonte: Singer (1981). m= fluxo de massa (kg/s); h= entalpia (kJ/kg); P= pressão (kgf/cm<sup>2</sup>); C= graus centígrados (°C); RVS= Reservatório de vapores de selagem.

### 2.2.2 – Unidades Operando em Ciclo Termodinâmico a Pressão Supercrítica

Como existe uma relação definida entre temperatura de operação e pressão ótima de um sistema, o ciclo a pressão supercrítica está em uso geral para se obter as maiores eficiências termodinâmicas possíveis com equipamentos de geração de vapor queimando combustíveis fósseis, com maiores pressões e temperaturas do vapor vivo.

O uso de reaquecimento é necessário para se evitar 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 na turbina, que pode comprometer a integridade das pás do rotor nos últimos estágios de expansão e a eficiência da mesma. O ciclo supercrítico é uma boa opção para se alcançar menores emissões, isto por causa da melhora na eficiência de conversão de energia do combustível. Um ciclo regenerativo com reaquecimento é usado com 6 a 9 estágios de aquecimento da água de alimentação e, devido à temperatura e pressão altas de entrada, dois estágios de reaquecimento podem ser justificados e tem sido usado em várias instalações no Japão e USA. Segundo Vieira (1997), pode-se chegar a 10 estágios de aquecimento, quando se desejam altos parâmetros do vapor e altos fatores de capacidade associados a combustíveis de custo elevado. A Figura 2.8 mostra o fluxograma e um típico balanço térmico de um ciclo a vapor com pressão supercrítica. Sete aquecedores da água de alimentação são mostrados e os suprimentos de vapor vindos das extrações nos corpos das turbinas (de alta, intermediária e de baixa pressão) suprimindo energia para o processo de aquecimento regenerativo. Instalações com pressão supercrítica têm excedido a 40% de eficiência do ciclo, chegando hoje a mais de 45% em países como China, Japão, África do Sul, Índia e continente Europeu, com menores taxas de emissões de  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_x$  e particulados. Atualmente, mais de 1000 instalações supercríticas monotubulares do tipo Benson estão em operação no mundo (Siemens, 2004). Com respeito às emissões, o  $\text{NO}_x$  gerado pela combustão do carvão pode ser dividido em dois:  $\text{NO}_x$  do combustível que deriva do nitrogênio “N” contido no carvão e o  $\text{NO}_x$  térmico que deriva do nitrogênio “ $\text{N}_2$ ” do ar. De acordo com Kazuyoshi et al. (2001) e Macintyre (1990), o  $\text{NO}_x$  do combustível pode ser reduzido pelo uso de carvão contendo menos nitrogênio e o  $\text{NO}_x$  térmico, diminuindo a temperatura de combustão, reduzindo as concentrações de oxigênio e reduzindo o tempo de residência em alta temperatura. Quase todo o  $\text{NO}_x$  gerado em uma caldeira ( $\text{NO}$  e  $\text{NO}_2$ ) pode ser reduzido pelo método de aperfeiçoamento da combustão ou pelo uso de equipamento de desnitrificação dos gases de chaminé. Usualmente ambos são usados em

combinação. O aperfeiçoamento do método de combustão objetiva principalmente a redução do  $\text{NO}_x$  do combustível pelo abaixamento da temperatura de chama na fornalha da caldeira. Dois, três ou mais estágios de combustão, circulação dos gases e queimadores de baixo  $\text{NO}_x$ , têm sido colocados em uso prático. Bruce Partlow et al. (2003) reportam que em unidades queimando carvão, cerca de 75% do  $\text{NO}_x$  é  $\text{NO}_x$  do combustível e que um mecanismo efetivo para reduzir o  $\text{NO}_x$  do combustível é a redução no suprimento de oxigênio na zona de combustão. Outra técnica igualmente efetiva para redução do  $\text{NO}_x$  do combustível é o estágio vertical do ar de combustão na fornalha pela inclinação do ar e combustível dentro da fornalha (tipo queimador basculante). Nesse trabalho utiliza-se também o sistema de combustão com queimador tangencial de “ultra-baixo  $\text{NO}_x$ ”.

A Babcock & Wilcox (B&W) desenvolveu um queimador que proporciona um máximo de redução na emissão do  $\text{NO}_x$  em aplicações onde se queima carvão. Este queimador é o “DRB – 4Z Burner” (BABCOCK, 2004). Para o processo de desnitrificação dos gases de chaminé, a redução catalítica seletiva (SCR-“Selective Catalytic Reduction”) tem sido usada. O SCR é um processo em que amônia é adicionada aos gases e o  $\text{NO}_x$  é decomposto em nitrogênio e água através de um leito catalítico (óxido de titânio ou óxido de vanádio) a 300 – 400°C. O equipamento é simples, não gera subproduto e trata uma grande quantidade de gases de chaminé. A injeção é normalmente feita entre o economizador e o preaquecedor de ar, na caldeira.

Laux, Grusha e Rosin (2004), discutem a melhoria na combustão e emissões em sistemas que queimam carvão pulverizado, quando se usa a tecnologia “Electric Charge Transfer” – ECT, desenvolvida pela Foster Wheeler. O ECT é um sistema que promove o balanço estequiométrico no fluxo de ar e combustível para cada queimador da fornalha via “on-line”. Assim, pode-se alcançar uma maior eficiência da caldeira, uma baixíssima emissão de  $\text{NO}_x$ , menor consumo de amônia no processo SCR, redução no carbono não queimado, dentre outros benefícios. Com respeito à redução seletiva não catalítica, ela não é comumente usada em usinas de grande porte.

### **2.2.3 - Ciclos Combinados**

Apesar de Macchi (1991) ter dito que o desenvolvimento dos ciclos de Rankine com turbinas a vapor tinha atingido um ponto limite de rendimento em torno de 38 a 40% em termelétricas com centenas de MW de potência e complexas configurações com temperaturas de vapor na faixa dos 540 a 560°C, Dreier (1996) cita que os



No entanto, está emergindo como uma melhor tecnologia disponível os ciclos combinados. Um ciclo combinado (Brayton/Rankine) é qualquer uma de várias combinações de turbina a gás, gerador de vapor ou caldeira de recuperação de calor, turbina a vapor e condensador, montados para a redução de custos em instalações ou melhoria do rendimento do ciclo no processo de geração de potência (exclusivamente) e diminuição dos impactos ambientais. Para isto, o calor existente nos gases de exaustão da turbina a gás (de combustão interna) é recuperado, produzindo o vapor necessário ao acionamento da turbina a vapor (de combustão externa). Este tipo de ciclo vem sendo adotado em todo o mundo, desde a década de 1980, podendo vir a ser uma opção para as possíveis termelétricas brasileiras, a gás natural, a serem construídas nos próximos anos, de acordo com a portaria MME nº 84 de 17 de abril de 2000.

O único ponto desfavorável causado pelo arranjo (ciclo Brayton) é o trabalho requerido pelo compressor da turbina a gás, já que ambos estão ligados ao mesmo eixo. No ciclo combinado há a possibilidade de uso do carvão mineral gaseificado para queima nas turbinas a gás, chamada plantas de potência IGCC de acordo com Benito (1996) e Hurtado (1993) ou CIG/CC “Coal Integrated Gasifier with Combined Cycle” segundo Williams e Larson (1992). A gaseificação baseia-se em princípios físico-químicos bem conhecidos, como secagem, pirólise, redução e combustão, cujas reações são apresentadas na Tabela 2.1. O gaseificador pode ser construído junto à central ou nas proximidades das jazidas e o gás produzido pode ser transportado por gasodutos. Esse sistema é usado nos Estados Unidos, França e Inglaterra. Pode-se optar também pelo uso do processo de liquefação do carvão, para transporte a longas distâncias (transporte hidráulico), com tecnologia bem dominada pelos Estados Unidos.

Tecnologias de geração de potência em ciclo combinado com célula combustível e gaseificação e tecnologias de plantas IGCC com caldeiras de leito fluidizado estão sendo estudadas na atualidade, como podem ser vistas nos trabalhos de Yamaguchi et al. (2001), Bozzuto et al. (2001) e Benito (1996), que levam o nome de sistemas híbridos, pois combinam duas ou mais tecnologias de fontes de geração; os países com estudos mais avançados nessa área e já com plantas piloto e de demonstração são os Estados Unidos e o Japão.

De acordo com Corrêa Neto e Tomasquim (2001), o rendimento global dos ciclos combinados comerciais atinge valores em torno dos 55 a 60%.

### 2.2.3.1 – Configurações Básicas de Ciclos Combinados

A nova tecnologia contempla quatro configurações básicas de ciclos combinados dependentes principalmente de como o gerador de vapor de recuperação de calor (HRSG) é usado em conjugação com a turbina a gás.

Devido a sua grande flexibilidade, os ciclos combinados admitem uma variedade de configurações através da introdução de equipamentos adicionais. Esta diversidade de opções melhora o rendimento térmico, diminui os impactos ambientais e também contribui na conversão de instalações antigas para a modalidade combinada.

O gerador de vapor que tem a função de integrar a turbina a gás e o ciclo a vapor pode gerar vapor em um, dois ou até três níveis de pressão, conforme Wunsch (1978), Gyarmathy (1989) e Cunha (2000).

| Tabela 2.1 Reações por zonas dos Gaseificadores |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |
|-------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Zona de combustão                               | $\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$ <p>Na presença de Hidrogênio:</p> $\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O (gasoso)}$                                                                                                                                                      |
| Zona de Redução                                 | $\text{C} + \text{CO}_2 \rightarrow 2 \text{CO}$ $\text{C} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO} + \text{H}_2$ $\text{C} + 2 \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2$ $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$ $\text{C} + 2 \text{H}_2 \rightarrow \text{CH}_4$ |
| Zona de Pirólise                                | → H <sub>2</sub> O (gasoso) + Metanol + Ácido Acético + Alcatrões                                                                                                                                                                                                                                                    |
| Zona de Secagem                                 | → H <sub>2</sub> O (gasoso)                                                                                                                                                                                                                                                                                          |

Fonte: D' Ávila (1984).

Nesse ciclo a energia térmica contida nos gases quentes que sofreram exaustão na turbina a gás é utilizada em um HRSG para produzir vapor, que em seguida é expandido em uma turbina a vapor. Dessa forma, tem-se geração de energia elétrica no gerador da turbina a gás e no gerador da turbina a vapor. Após a expansão na turbina a vapor o vapor úmido é então dirigido ao condensador, um grande trocador de calor de superfície, onde é condensado. Através de uma bomba o condensado formado retorna em ciclo fechado ao HRSG. Os quatro ciclos básicos são os seguintes:

- 1- Turbina a gás mais HRSG sem queima suplementar, Figura 2.9.
- 2- Turbina a gás mais HRSG com queima suplementar, Figura 2.10.
- 3- Turbina a gás mais HRSG com queima em fornalha, Figura 2.11.
- 4- Turbina a gás mais HRSG superalimentado com queima em fornalha, Figura 2.12.

A opção por uma única turbina a gás limita a capacidade total da usina termelétrica e causa problemas sérios de funcionamento da instalação se uma das máquinas apresentar defeitos. Dessa forma, a preferência é para as instalações com mais de uma turbina a gás, como apresentado na Figura 2.9. Um modelo clássico é composto com duas turbinas a gás iguais, cada uma com seu HRSG, e uma turbina a vapor de mesma capacidade.

A combinação não se limita ao arranjo citado, podendo haver mais turbinas a gás, associadas a uma só a vapor. Há também a possibilidade de se ter um eixo comum ligando a turbina a gás com a turbina a vapor. Isto é mostrado na Figura 2.13.

O rendimento térmico das CCPS's (Estações de Potência a Ciclo Combinado), queimando gás natural, combustível fóssil menos poluente, é melhor que da maioria das mais modernas usinas termelétricas a carvão mineral ou a óleo.

A Figura 2.14 apresenta um esquema simplificado de uma instalação de potência em ciclo combinado com um único eixo e dois níveis de pressão no HRSG.

A turbina a vapor pode apresentar estágios de alta, media e baixa pressões, com uma ou mais de uma extração para aquecimento da água de alimentação que vai para o HRSG. As CCPS's mais antigas já ultrapassavam os 47% de rendimento térmico enquanto as mais modernas são capazes de ultrapassarem os 56% de rendimento térmico. Kwak et al. (2001) fazem uma análise exergética e termoeconômica de uma planta de potência em ciclo combinado na qual o HRSG possui três níveis de pressão, a turbina a vapor composta por estágios de alta intermediária e baixa pressão, no mesmo eixo, e uma turbina a gás. No aspecto ambiental as CCPS's não necessitam das onerosas instalações de dessulfurização, eliminação de cinzas e precipitadores eletrostáticos e/ou filtros de manga "baghouse" que são necessárias nas termelétricas a carvão mineral e a óleo. Em contrapartida o problema ambiental mais acentuado nas instalações CCPS's a gás natural é o da emissão de  $\text{NO}_x$  e conseqüentes, chuva ácida e *smog*, além da emissão de  $\text{CO}_2$  e da possibilidade de  $\text{SO}_x$  devido à presença esporádica de enxofre no gás natural.

A emissão de  $\text{NO}_x$  ocorre devido ao fato de maiores relações ar/combustível serem necessárias na câmara de combustão da turbina a gás. Os últimos desenvolvimentos técnicos prevêem a utilização de queimadores com injeção de vapor, vindo da HRSG, na zona de combustão das câmaras, o que além de reduzir a formação de  $\text{NO}_x$ , ainda eleva a potência de eixo da turbina, possível através do aumento do fluxo mássico e da injeção de um fluido de maior calor específico do que o dos gases de combustão, conforme Royo et al. (1992), Walter e Nogueira (1997) e

Saad (1997), e também, através do uso de caldeiras de leito fluidizado que diminuem o  $\text{NO}_x$  térmico e o  $\text{SO}_x$  dos produtos da combustão.

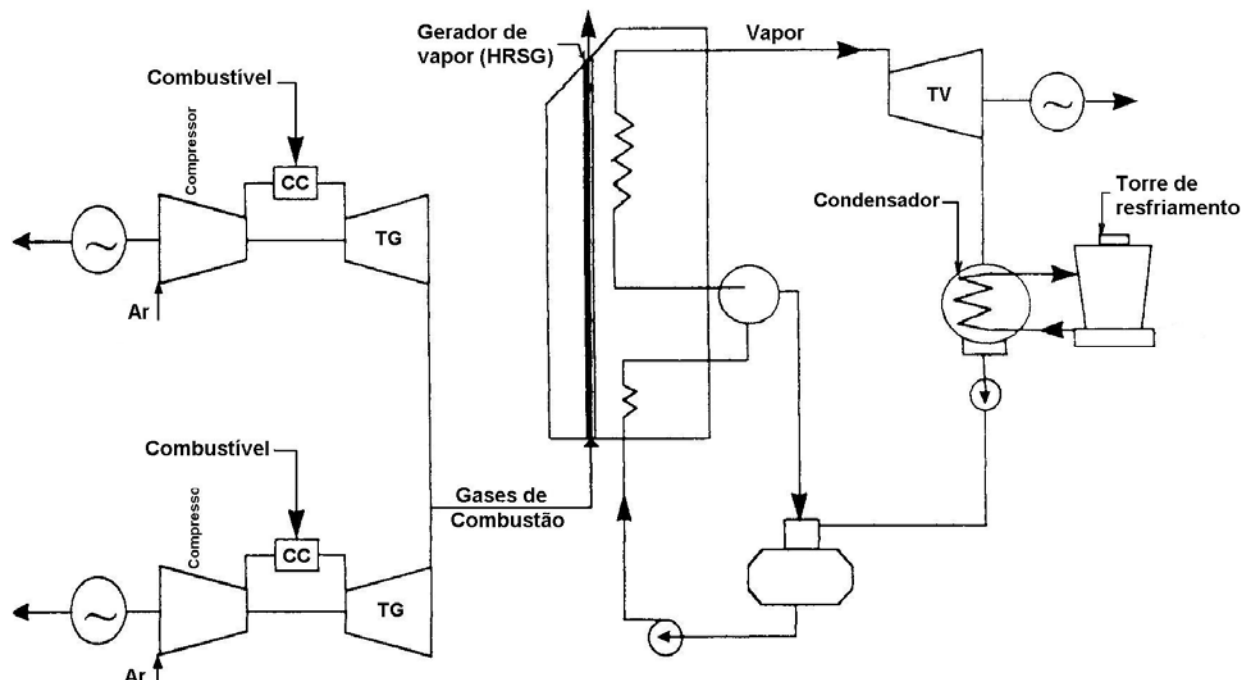


Figura 2.9: Turbina a gás mais HRSG sem queima suplementar.  
Fonte: Modificado de Cunha (2000).

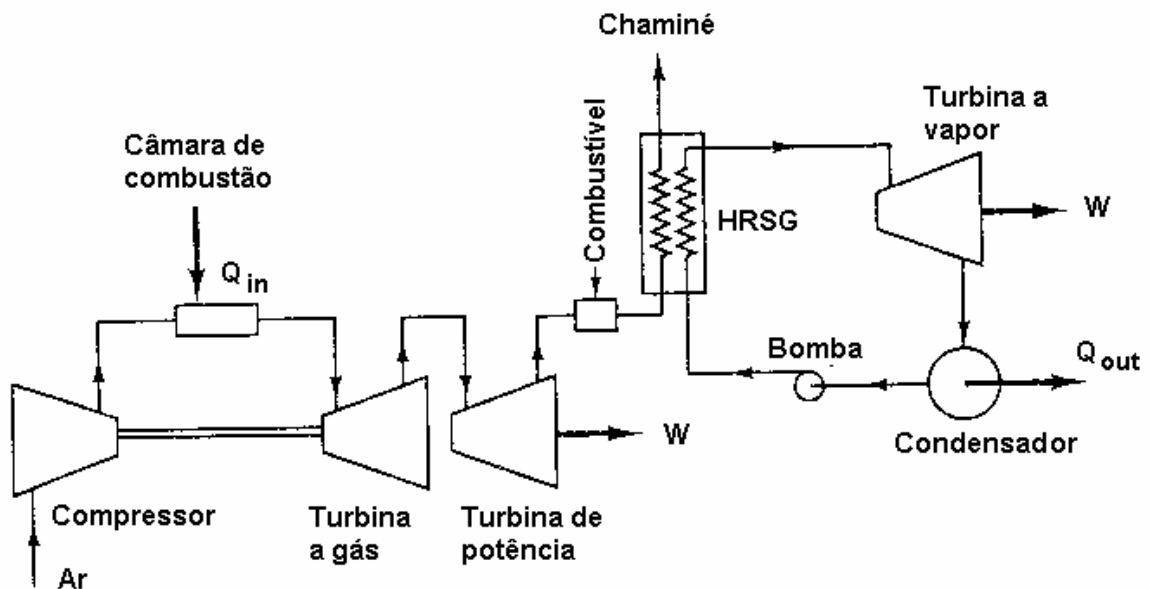


Figura 2.10: Turbina a gás mais HRSG com queima suplementar.  
Fonte: Saad (1997).

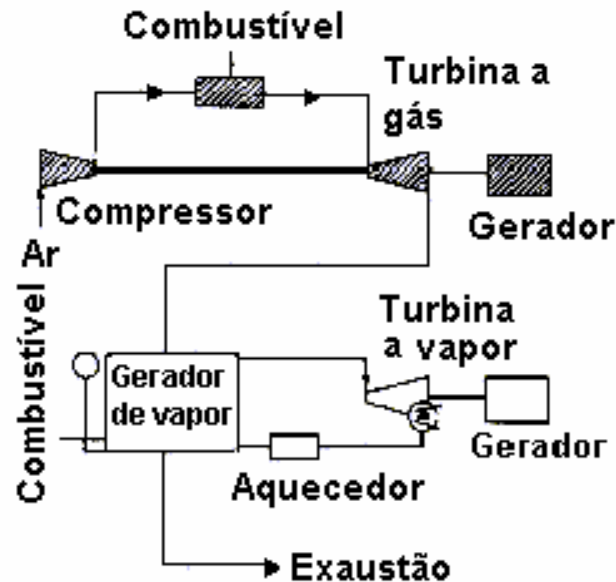


Figura 2.11: Turbina a gás mais gerador HRSG com queima em fornalha.  
Fonte: Singer (1981).

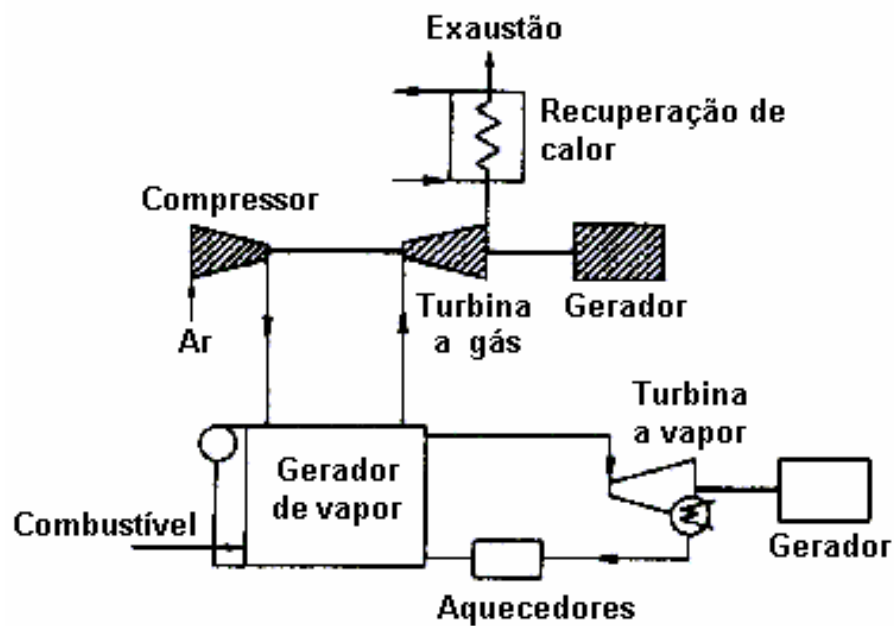


Figura 2.12: Turbina a gás mais HRSG superalimentado com queima em fornalha.  
Fonte: Singer (1981).

Segundo a ANEEL, a tecnologia de combustão em leito fluidizado permite a redução de enxofre em cerca de 90% e de  $\text{NO}_x$  entre 70 e 80% (ANEEL, 2003). Ainda segundo a ANEEL, a tecnologia de gaseificação integrada do carvão, possibilita a remoção de cerca de 95% do enxofre e a captura de aproximadamente 90% do nitrogênio (ANEEL, 2003). A técnica de injeção já é utilizada no ciclo chamado Cheng ou STIG.

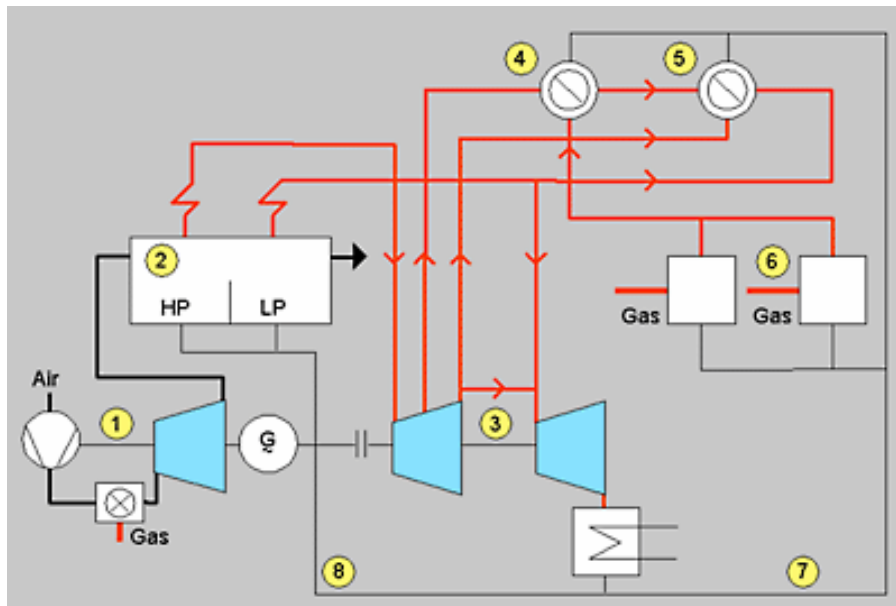


Figura 2.13: Termelétrica de ciclo combinado com um único eixo ligando a turbina a gás com as duas turbinas a vapor. Fonte: Siemens (2003). 1- Turbina a Gás; 2- HRSG com dois níveis de pressão; 3- Turbinas a Vapor de condensação; 4 e 5- válvulas.

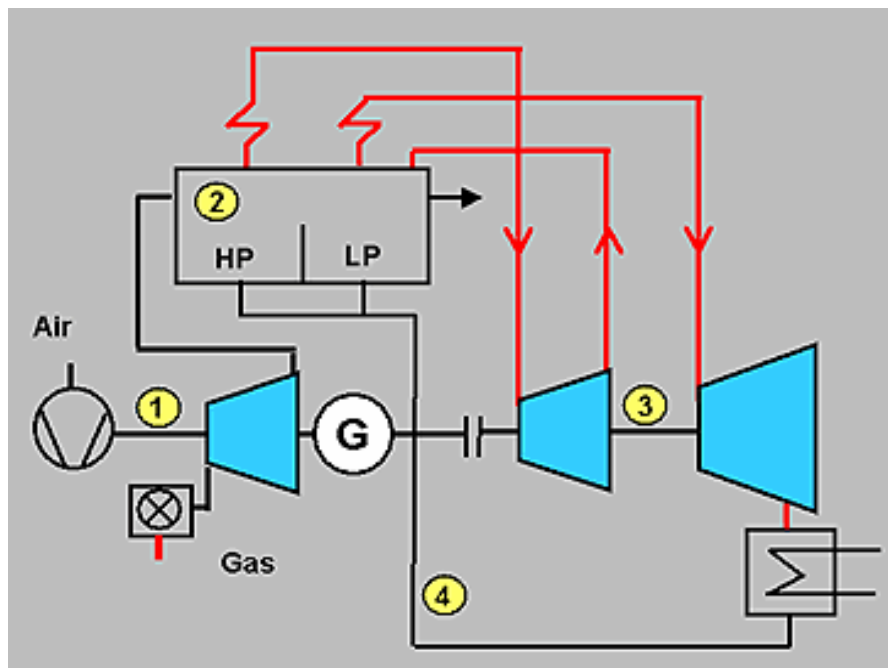


Figura 2.14: Esquema simplificado de uma instalação de potência em ciclo combinado com um único eixo e dois níveis de pressão no HRSG. Fonte: Siemens (2003). 1- turbina a gás, 2- HRSG com dois níveis de pressão, 3- turbinas a vapor de condensação, 4- linha de condensado.

Essa técnica é mais adequada às turbinas a gás aeroderivativas que trabalham com maiores relações de compressão. Guarinelo Jr. et al. (1999) fazem a análise energética, exergética e termoeconômica, usando a Teoria do Custo Exergético para

um sistema simples de cogeração e um STIG, onde se determinam os custos de produção de eletricidade e vapor e se discutem os resultados.

Traverso (2003) faz em seu trabalho a análise termoeconômica dos ciclos STIG, RWI e HAT. Kwak et al. (2001) realizam a análise exergética e termoeconômica de uma planta de potência em ciclo combinado com turbinas de alta, intermediária e de baixa potência utilizando um HRSG de alta, intermediária e de baixa pressão, gerando 500 MW. No caso da emissão de CO<sub>2</sub>, Bolland e Ertesvag (2004), da Universidade de Ciências e Tecnologia da Noruega, apresentam uma análise exergética de um ciclo combinado queimando gás natural com queima suplementar apresentando um conceito de captura de CO<sub>2</sub> usando o processo ATR.

Outros processos como o de absorção química, adsorção física, e combustão estequiométrica com oxigênio quase puro, têm sido sugeridos para a captura do CO<sub>2</sub> de instalações de potência proporcionando menores emissões do mesmo, que juntamente com o vapor d'água, CFC's e o metano intensificam o efeito estufa ou aquecimento global. Segundo Kashiwahara e Tagushi (2003), as tecnologias avançadas de plantas de potência queimando carvão, USC (*Ultra-Super Critical*), PFBC (*Pressurized Fluidized Bed Combustion*), IGCC e MCFC (*Molten Carbonate Fuel Cell*) contribuirão para a melhoria do rendimento térmico e diminuição das emissões de CO<sub>2</sub> ao ambiente. A instalação de potência ELCOGAS em Puertollano, na Espanha, é a maior planta IGCC operando com sucesso no mundo (Peña et al., 2004)

Segundo Altafini (1999) o rendimento da instalação IGCC de Puertollano ultrapassa os 60%. Ela conta com o sistema TDG "Thermoeconomic DiaGnosis system" desenvolvido pela ELCOGAS em parceria com a CIRCE da Universidade de Zaragoza, Espanha (Peña et al., 2004). Outras informações e tecnologias sobre a captura de CO<sub>2</sub> podem ser encontradas nos trabalhos de Corti et al. (1998), Corti (2001), Groscurth et al. (1990), Groscurth e Kümmel (1989) e Sabugal et al. (2004).

Depois de capturado e comprimido o CO<sub>2</sub> necessita ser armazenado em local separado da atmosfera. As opções consideradas para o armazenamento são: fundo do oceano, poços vazios de petróleo, poços vazios de gás, reservatórios de "saline waters" e armazenagem geológica. Maiores informações sobre seqüestro de CO<sub>2</sub>, que envolvem a captura e armazenamento, podem ser obtidas da associação "Greenhouse Gás R&D Programme", controlada pela IEA "International Energy Agency" ou podem ser obtidas, ainda, no "Technology Roadmap and Program Plan – 2004" que fala também sobre sistemas avançados de captura.

A Figura 2.15 apresenta um esquema básico de uma planta de potência IGCC e seu fluxograma e a Figura 2.16 um esquema do sistema combinado híbrido, que combinam distintas modalidades de geração de energia, desenvolvido pelo Programa do Departamento de Energia Fóssil dos Estados Unidos “Department’s Fossil Energy Program” que integra um gaseificador de leito fluidizado pressurizado, um combustor de leito fluidizado circulante, dois purificadores de gás (um para o gás sintético e o outro para os gases de combustão) e os ciclos combinados, Brayton/Rankine. Testes mostram rendimentos superiores a 55% e emissões dentro dos restritos limites ambientais do país. Há, também sistemas híbridos como o solar / fotovoltaico, sistemas CAES, eólica / solar, e outros de pequenas potências.

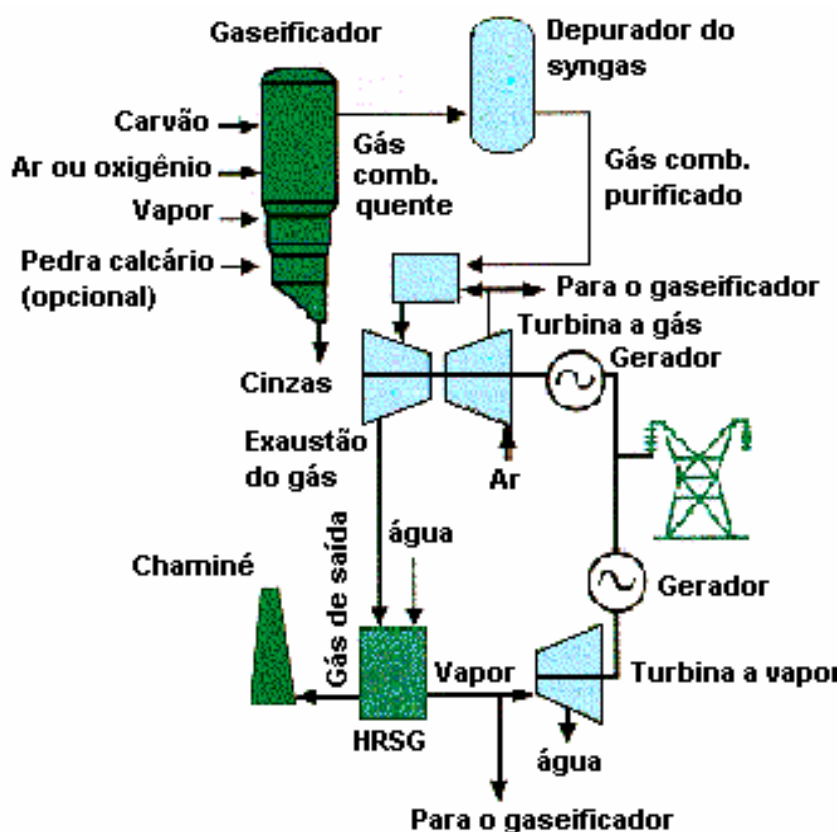


Figura 2.15: Esquema básico de uma planta de potência IGCC.

Fonte: Instituto de Estudos Avançados – Centro Tecnológico Aeroespacial (2003).

Richards et al. (2004), trabalharam com ciclos que produzem correntes concentradas de  $\text{CO}_2$ , utilizando gerador de vapor avançado no qual a queima é realizada através do processo “oxyfuel” com injeção de vapor ou água como diluente.

Com oxigênio aproximadamente puro (*oxyfuel*) para a combustão uma corrente de  $\text{CO}_2$  concentrada pode ser produzida, favorecendo seu posterior seqüestro e diminuindo os custos de captura.

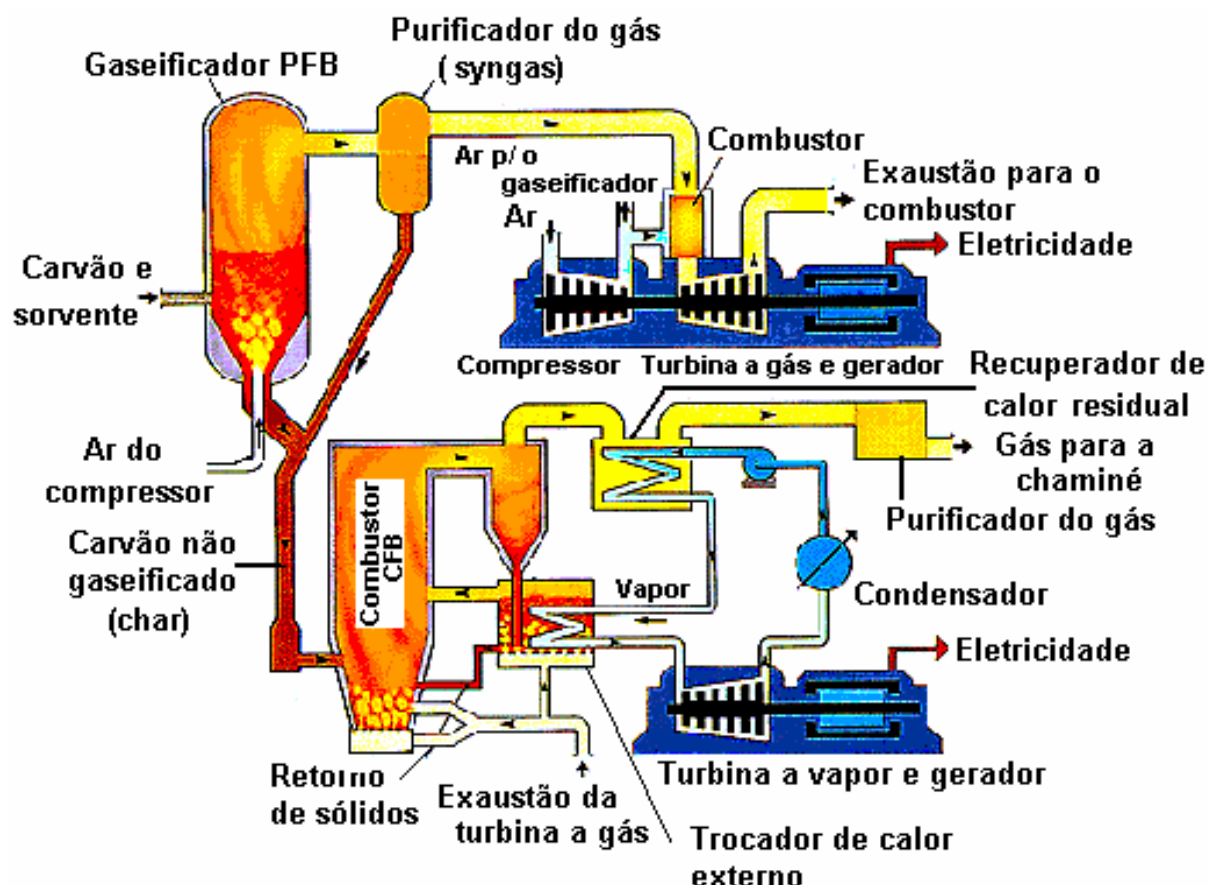


Figura 2.16: Esquema de um sistema combinado híbrido para geração de eletricidade. Fonte: U.S. Department of Energy (2002).

O potencial de formação do  $\text{NO}_x$  é muito reduzido pela separação do ar e pela temperatura moderada de combustão devido ao vapor d'água como diluente. Esta tecnologia faz parte do projeto geração com emissões “zero”.

A Universidade do Texas e a Austin desenvolveram um evolutivo aperfeiçoamento na tecnologia baseada em solvente para captura do  $\text{CO}_2$ , do gás de chaminé. O processo aperfeiçoado usa um solvente altamente reativo que absorve o  $\text{CO}_2$  três vezes mais rápido que o MEA (monoethanolamine) e requer cerca de 40% a menos de energia por unidade de  $\text{CO}_2$  capturado. Este sistema integrado está sendo usado em uma planta de teste (NETL, 2004). Estudos avançados estão também na área das membranas, tal como a membrana seletiva de  $\text{CO}_2$  para reação de substituição Gás-água com recuperação simultânea do  $\text{CO}_2$  e o TOM – “Thermally Optimized Membrane” (PROJECT-FACTS, 2004).

## 2.3 - Componentes Principais das Usinas Termelétricas de Grande Porte

Os componentes comumente encontrados nas usinas termelétricas de grande porte são:

- a) Caldeira
- b) Reguladores (válvulas)
- c) Turbinas a vapor (de alta, intermediária e de baixa pressão)
- d) Gerador
- e) Condensador
- f) Bomba(s) de condensado (de baixa pressão)
- g) Aquecedores da água de alimentação da linha de baixa pressão
- h) Desaerador
- i) Bomba(s) de alimentação da caldeira (de alta pressão)
- j) Aquecedores da água de alimentação da linha de alta pressão
- k) Torre(s) de resfriamento;

Mais sistemas que efetuam o tratamento dos gases de combustão e particulados.

## 2.4 - Funcionamento das Usinas Termelétricas a Vapor

O calor liberado na fornalha pela combustão de combustíveis, derivados do petróleo ou carvão, ou nuclear é transmitido à água de alimentação circulando a alta pressão através das superfícies dos tubos do evaporador, superaquecedor(s) produzindo vapor superaquecido a altas temperaturas e pressões. Este vapor é conduzido à turbina (s) onde se expande, disponibilizando trabalho mecânico que é transformado em potência elétrica através de um gerador acoplado a turbina. Da turbina, o vapor passa ao condensador onde circula água de resfriamento. A água condensada retorna, sob pressão, por efeito do sistema de bombas, percorrendo os aquecedores (*feedwater heaters*), até a caldeira. O vácuo no condensador é conseguido por uma bomba de vácuo ou por um ejetor. Em algumas usinas existe ainda a possibilidade de queima mista. As principais diferenças entre os tipos de usinas reside na forma de preparação do combustível até ser injetado nos queimadores da fornalha bem como da necessidade de processamento dos resíduos sólidos da combustão, como ocorre na usina a carvão, e do número de aquecedores da água de alimentação da caldeira. A parte referente ao circuito de água é geralmente bastante

semelhante. O calor liberado pela queima do combustível na fornalha da caldeira é transmitido à água que circula a alta pressão nos tubos do evaporador e superaquecedor, à exceção de caldeiras que trabalham com pressões próximas à crítica da água, onde após expansão na turbina de alta pressão uma parcela retorna a caldeira para ser superaquecida através do reaquecedor, porém com uma pressão de saída bem menor. Além das usinas termelétricas convencionais e nucleares há também usinas solares térmicas e usinas geotérmicas. Geralmente a passagem do vapor na turbina realiza-se em várias fases, nos 2 ou 3 corpos da turbina. Todos os corpos da turbina estão montados sobre o mesmo eixo que é também o eixo do rotor do gerador. Tem-se também o desaerador (aquecedor de contato direto), que operando em uma pressão maior que a atmosférica, promove a retirada de  $O_2$  livre ou outros gases da água de alimentação evitando assim a corrosão por *pitting* na caldeira, além de cumprir a função de tanque de armazenamento de água, e de aquecedor em alguns modelos. Vale dizer que quanto maior for a pressão do vapor de alimentação do desaerador maior será a quantidade retirada de  $O_2$  livre, ficando a pressão limitada às condições técnicas de projeto e fabricação do desaerador. As válvulas reguladoras controlam a velocidade de rotação das turbinas, e as torres de resfriamento promovem o abaixamento da temperatura da água de alimentação da caldeira que deixa o condensador, podendo ser de via úmida, semi-seca ou seca, segundo Torreira (1995), Gaffert (1946), Haywood (1967), Lindsley (1991) e Ieno et al. (2004).

## **2.5 - Características Construtivas dos Componentes Principais das Usinas Termelétricas a Vapor**

### **2.5.1 - Caldeira**

As caldeiras atuais para queima de combustíveis fósseis são de projetos muito variados dependendo dos requerimentos sobre o uso do vapor, combustível e necessidades do processo. Apresentam capacidades que variam de 0,1 kg/s à 1260 kg/s de fluxo de vapor (Kakaç, 1991).

As pressões vão de um pouco mais de (0,1 MPa) à maiores que a pressão crítica da água (aproximadamente 31,0 MPa nas caldeiras monotubulares tipo Benson).

O projeto é basicamente orientado por oito fatores:

- a- Eficiência
- b- Segurança

- c- Custo
- d- Proteção ambiental
- e- Alta pressão do vapor
- f- Alta temperatura do vapor
- g- Extração para aquecimento da água de alimentação
- h- Reaquecimento

Estes quatro primeiros fatores aliados às aplicações específicas produzem a diversificação dos projetos na atualidade. Alta pressão do vapor significa alta temperatura de saturação e baixa diferença de temperatura média. A alta temperatura do vapor significa alta temperatura inicial e usualmente reaquecimento a alta temperatura para reuso do vapor, sangrias com menores diferenças de temperatura média para aquecimento da água de alimentação e aumento da temperatura do gás deixando o economizador. O preaquecedor de ar é então usado, não apenas para baixar a temperatura final dos gases de chaminé, mas para fornecer ar quente para a combustão na fornalha.

Assim, com o aumento da pressão do vapor, a temperatura do vapor também aumenta requerendo proporcionalmente maior superfície de superaquecimento e menos superfície de evaporação. Quando as pressões excedem (7,0 MPa), é usualmente mais econômico repor a superfície de evaporação através do aquecedor de superfície. Todo vapor é produzido na fornalha, paredes d'água do superaquecedor, economizador, anteparo da caldeira, placas e paredes de divisões, conforme Kern (1980), Torreira (1995) e Babcock & Wilcox (1978).

Os três tipos de caldeiras mais usadas em usinas termelétricas de grande porte são:

- Caldeiras aquatubulares de tubos curvos
- Caldeiras monotubulares (ou de circulação forçada)
- Caldeiras de leito fluidizado

#### **2.5.1.1- Caldeiras aquatubulares de tubos curvos**

A principal característica deste tipo de caldeira é a instalação dos tubos curvos que se unem aos tubulões ou tambores por solda ou mandrilamento, o que representa grande economia na fabricação e facilidade na manutenção. São construídas de forma que a água circule por dentro de diversos tubos de pequeno diâmetro e dispostos na

forma de paredes d'água e de feixe de tubos. Possibilitam a produção de grande quantidade de vapor e apresentam maiores rendimentos térmicos. A Figura 2.17 mostra uma caldeira aquatubular de dois tubulões, construída com paredes d'água e feixes de tubos. As paredes d'água são localizadas na fornalha, onde é predominante a troca de calor por radiação. Os feixes tubulares são suportados pelos tubulões e localizados na parte posterior da caldeira onde a troca de calor ocorre por radiação gasosa e convecção. Na Figura 2.18 é mostrado o modelo de caldeira Stirling com três tubulões de vapor superiores e um tubulão inferior. Nas Figuras 2.19, 2.20 e 2.21 são mostradas novas caldeiras que foram projetadas a partir da Stirling com o objetivo de se aproveitar melhor o calor irradiado na fornalha, criando-se assim as paredes d'água em volta da fornalha, o que serviu também de meio de proteção ao refratário da fornalha da caldeira e menores perdas por radiação. Nas Figuras 2.22 e 2.23 são mostrados os dois tipos construtivos de paredes d'água mais usados. A Figura 2.24 apresenta uma caldeira radiante para queima de carvão pulverizado projetada pela B & W.

A caldeira Stirling para queima de carvão em fornalha ciclônica apresentada na Figura 2.25 trabalha a pressão de (10,78 MPa), temperatura de 482° C e produção de vapor de 247,5 t/h. A Figura 2.26 mostra uma caldeira radiante com duas fornalhas ciclônicas para queima de carvão moído com apenas um tubulão. As caldeiras monotubulares de um único tubulão para operação a altas pressões apresentam menos componentes sobre pressão, o que favorece o desempenho e segurança da caldeira. Caldeiras aquatubulares de tubos curvos de grande porte são sempre montadas em campo e normalmente suspensas, a partir de uma estrutura principal, de modo a permitir livre dilatação térmica do sistema. Em usinas de grande porte as caldeiras aquatubulares de tubos curvos (caldeiras de utilidade operando normalmente com pressões acima de 12,4 MPa), apresentam um conjunto de equipamentos numa configuração complexa de circuitos termohidráulicos como mostrado nas Figuras 2.21, 2.22 e 2.23 chamados:

- 1- Economizador (pré-aquecimento da água de alimentação)
- 2- Evaporador
- 3- Tubulão de vapor (separador água-vapor, onde necessário)
- 4- Superaquecedor de vapor (aumenta o conteúdo entálpico do vapor)
- 5- Reaquecedor de vapor (entre estágios da turbina, onde usado)
- 6- Atemperador de vapor ou dessuperaquecedor (faz o controle da temperatura do vapor superaquecido)

### 7- Preaquecedor de ar (pré-aquecimento do ar para a combustão).

Também incorporam equipamentos de preparação do combustível, de alimentação para queima, dutos de ventilação, controles, equipamentos de controle da poluição e outros controles auxiliares de forma a promover um completo sistema de suprimento de vapor, podendo, as mesmas serem de circulação natural, forçada ou assistida. Com respeito aos dois tipos de paredes d'água mais difundidos, o tipo paredes d'água com tubos aletados (parede membrana) minimizam a espessura da camada de isolamento na parede externa da caldeira e melhora a troca de calor por radiação e condução. Por outro lado, o tipo de paredes d'água com tubos tangentes apresentam o menor calor perdido por radiação por metro quadrado de área de parede d'água, segundo a Babcock & Wilcox (1978) e Bazzo (1995).

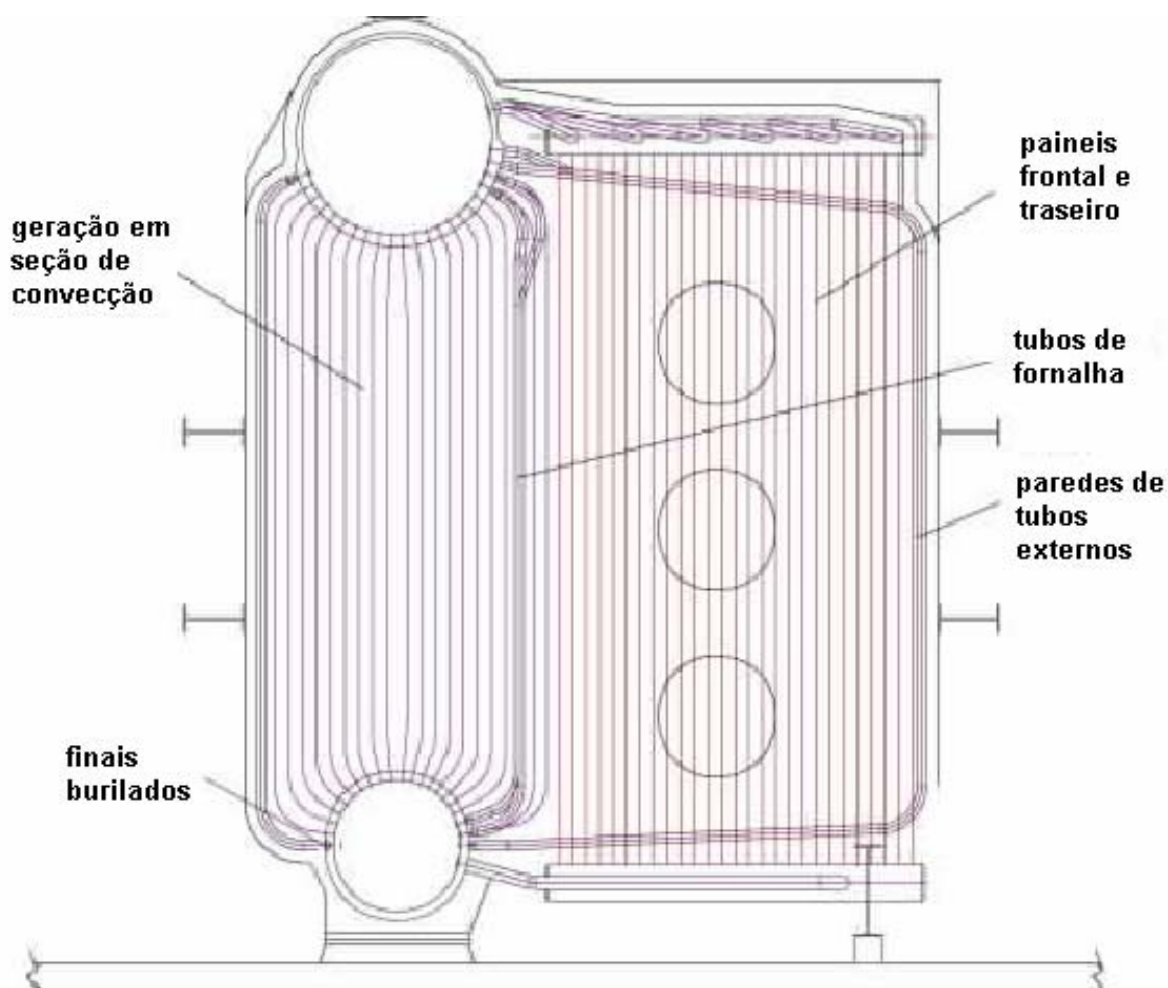


Figura 2.17: Esquema de uma caldeira integral aquatubular de dois tubulões e fornalha formada por paredes d'água.

Fonte: Boiler Tube Company of America (2001).

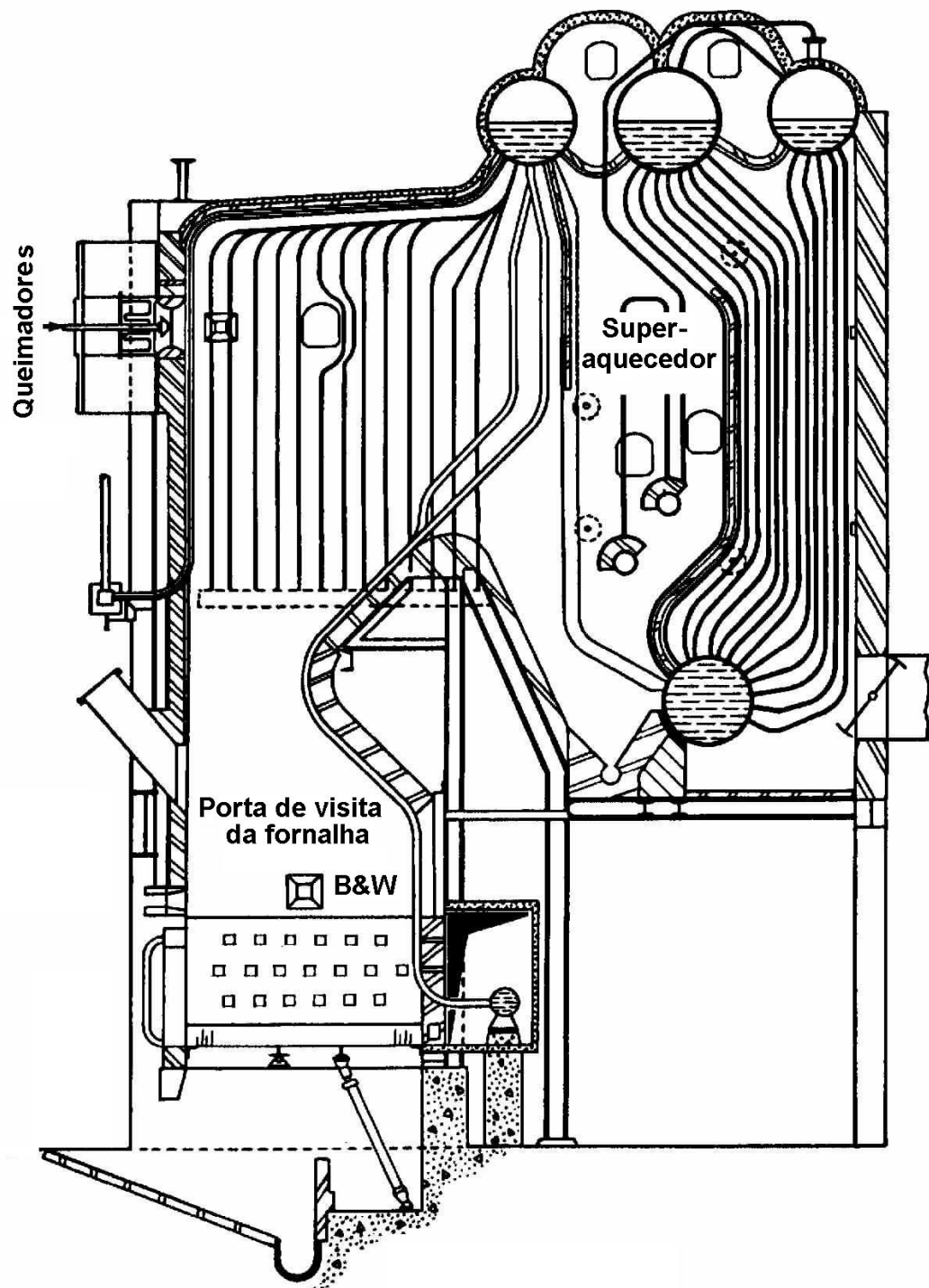


Figura 2.18: Caldeira Stirling com três tubulões superiores e um inferior.  
 Fonte: Babcock & Wilcox (1978).

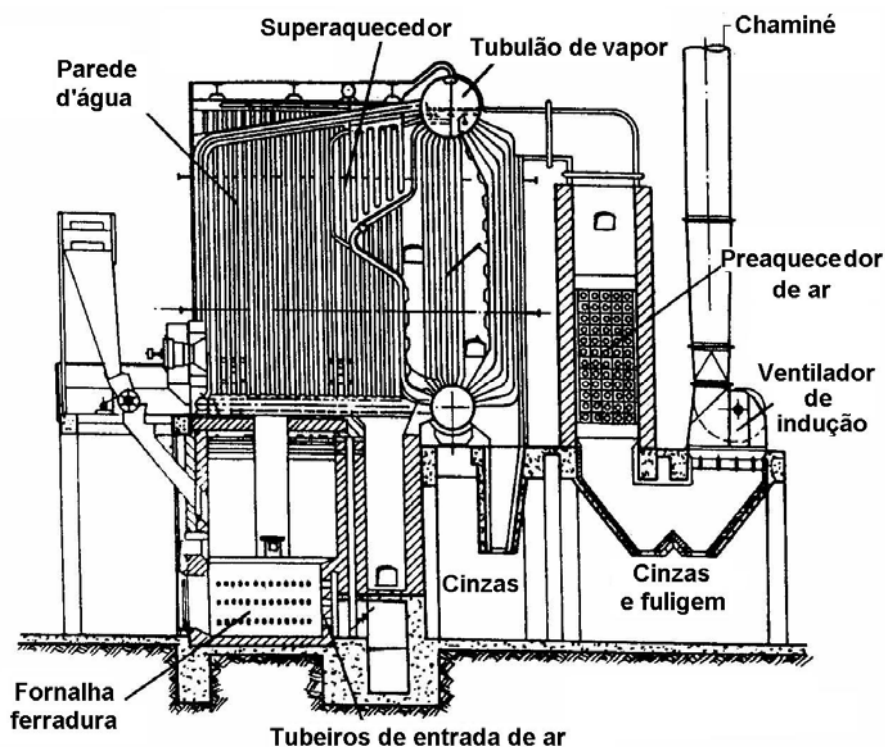


Figura 2.19: Caldeira vertical com fornalha ferradura, paredes d'água e preaquecedor de ar, produção de 80 t/h de vapor, pressão máxima de (12,74 MPa) e temperatura entre 350 e 510°C.  
Fonte: Senai (1994).

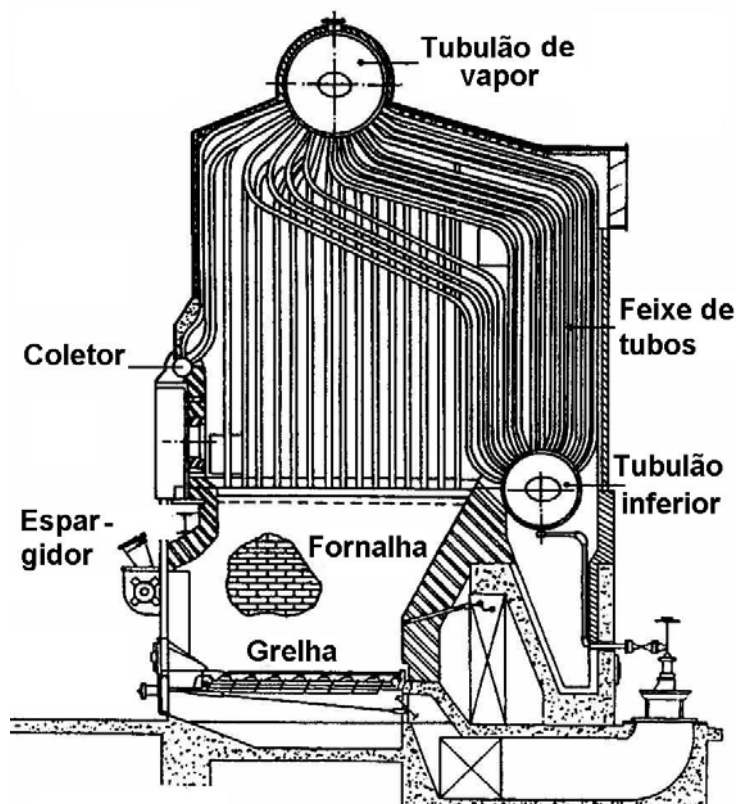


Figura 2.20: Caldeira vertical com feixe tubular curvado, com queima em suspensão e grelha.  
Fonte: Senai (1994).

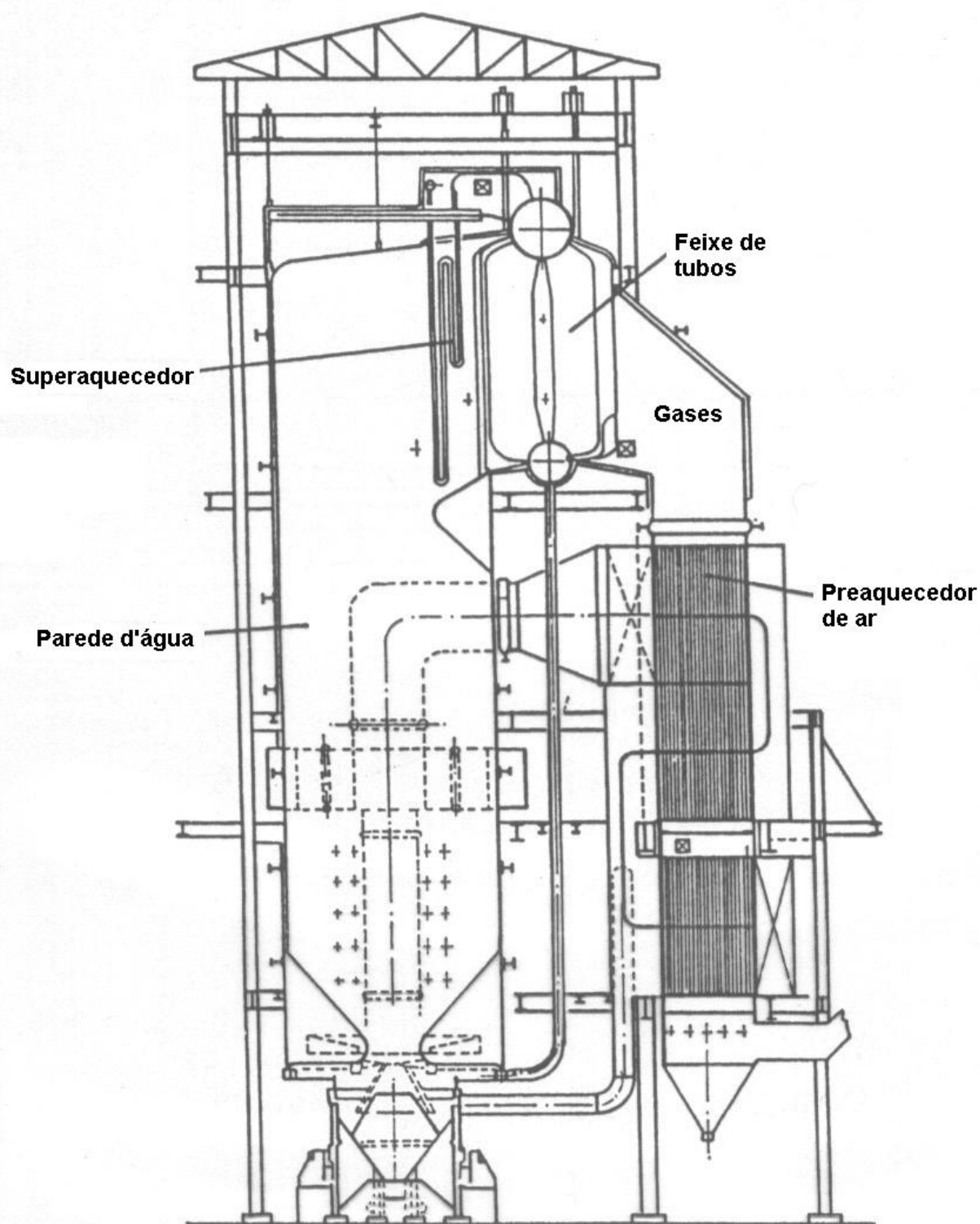


Figura 2.21: Caldeira vertical suspensa (VU-40) com paredes d'água, fornalha radiante com queimadores tangenciais e queima em suspensão, produção máxima de 500 t/h de vapor, pressão máxima de (12,74 MPa) e temperatura máxima de 540°C.  
 Fonte: Catálogo da CBC Indústrias Pesadas S.A.

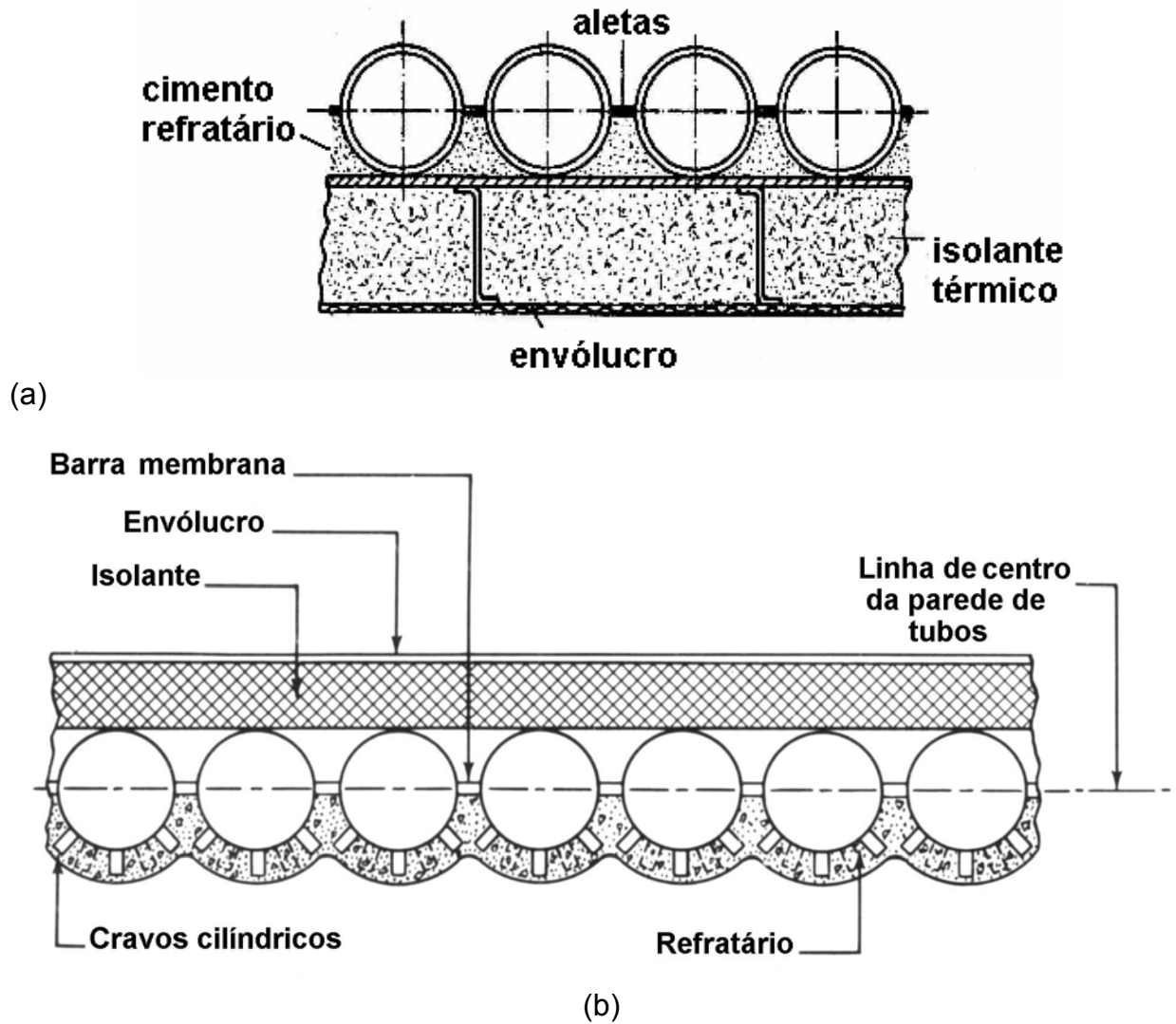


Figura 2.22: Paredes d'água: a - com tubos aletados (barra membrana) para uso geral, b - usada normalmente em fornalha ciclone.  
 Fonte: Senai (1994) e Babcock & Wilcox (1978).

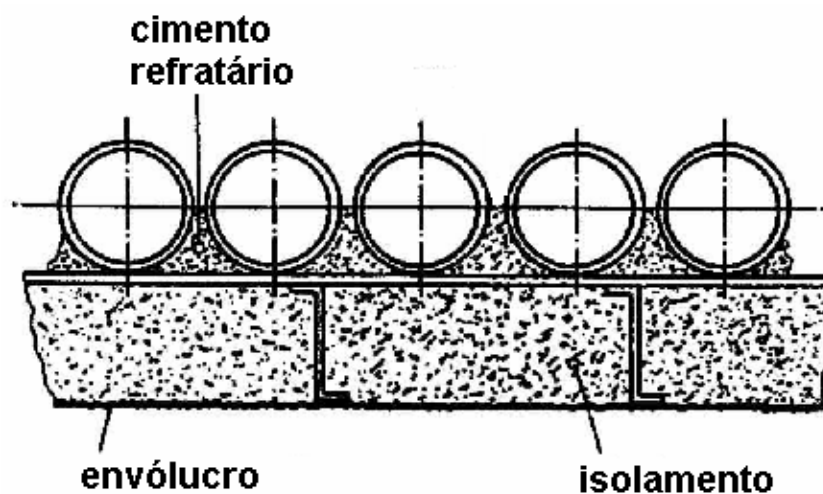


Figura 2.23: Exemplo de parede d'água com tubos tangenciais.  
 Fonte: Senai (1994).

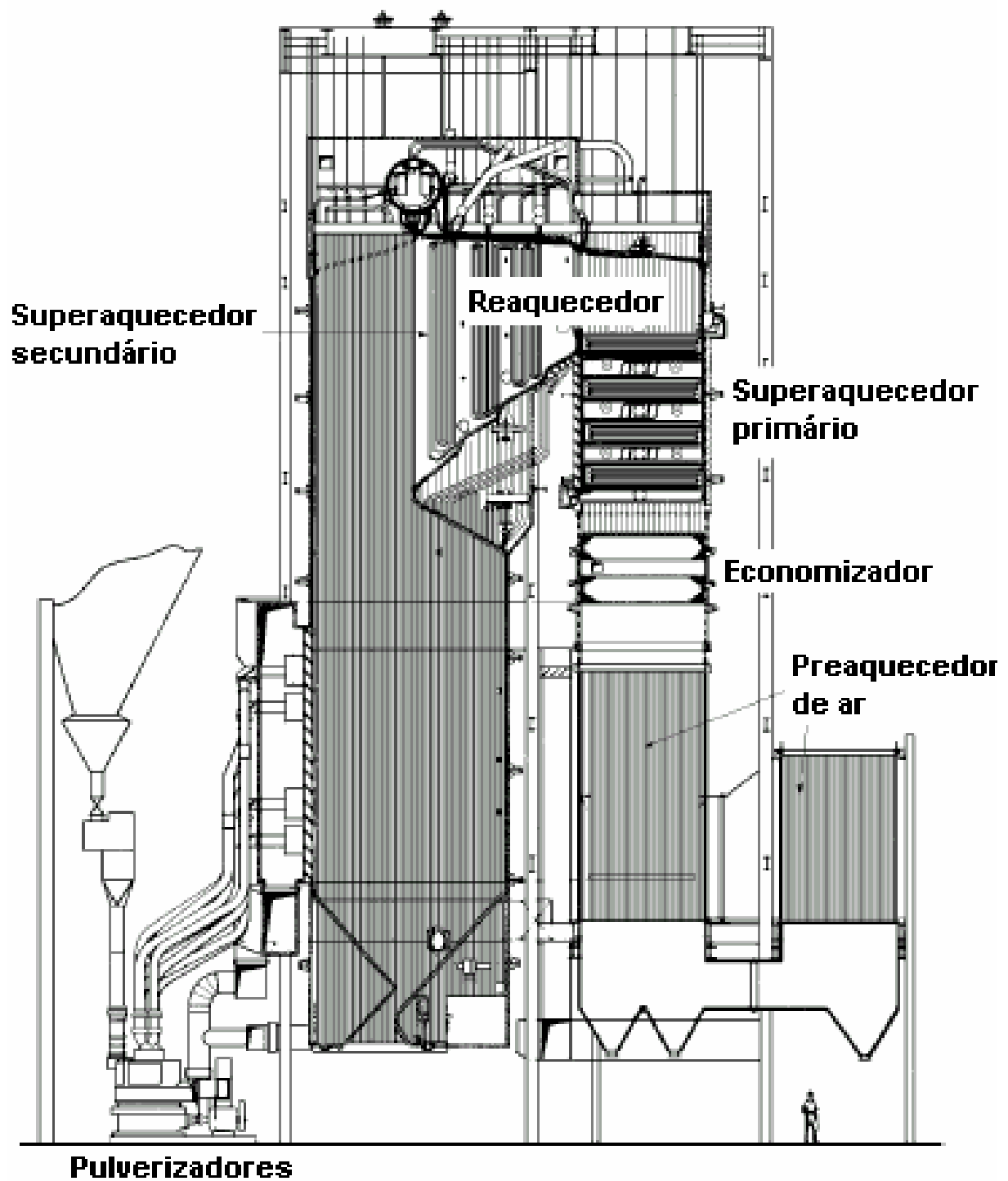


Figura 2.24: Caldeira radiante para queima de carvão pulverizado.  
Fonte: Díez (2003).

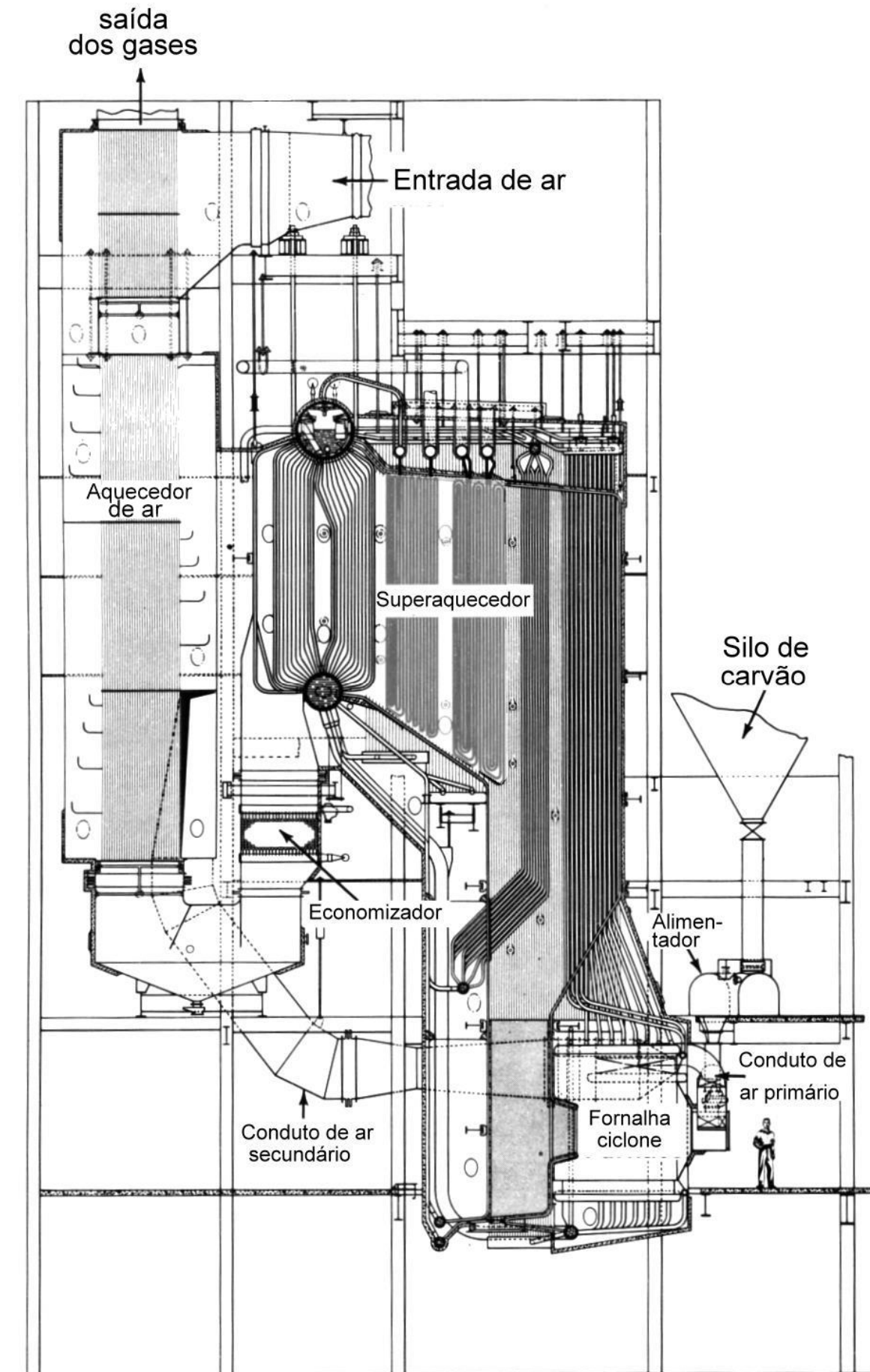


Figura 2.25: Caldeira Stirling de dois tubulões para queima em fornalha ciclone.  
 Fonte: Babcock & Wilcox (1978).

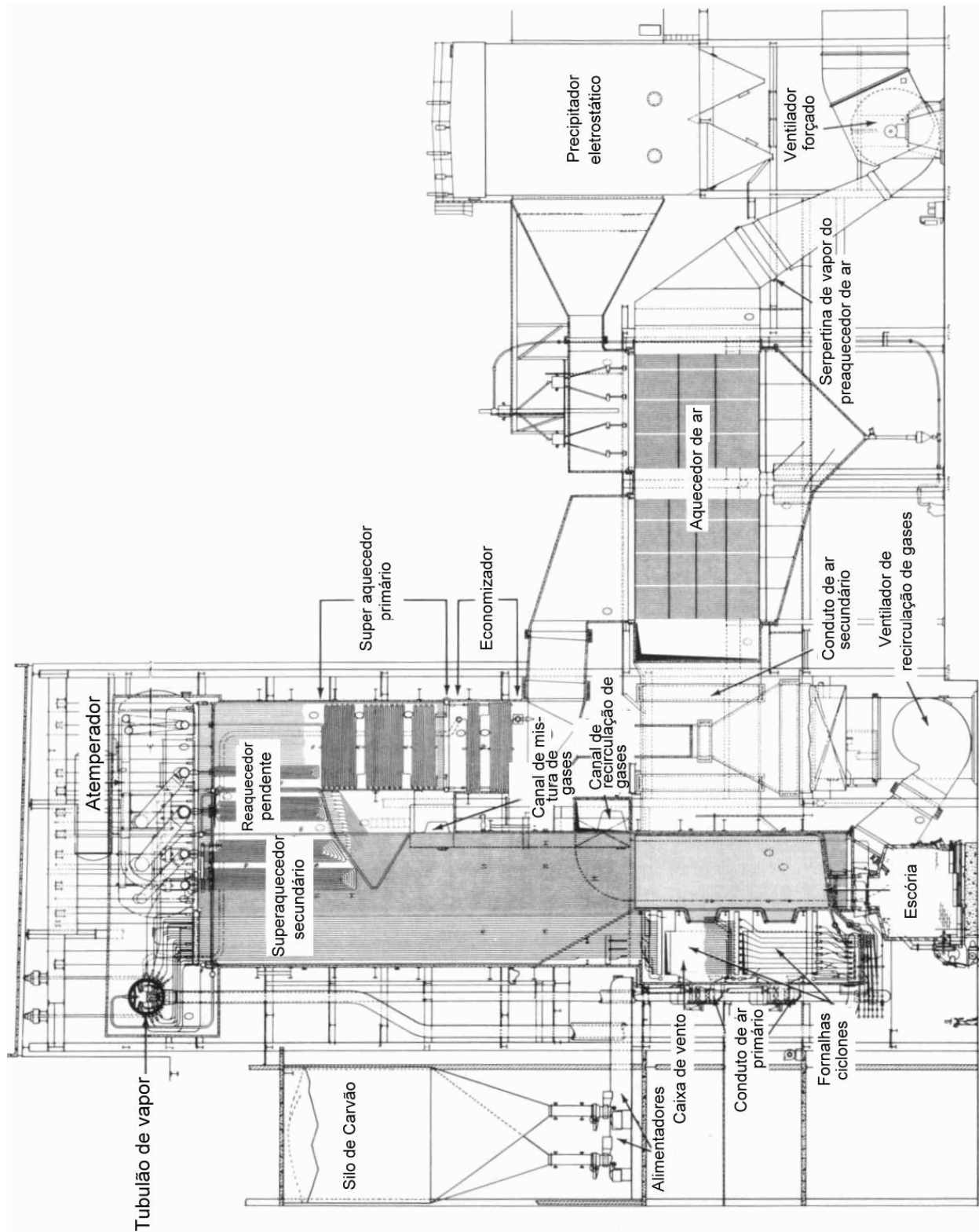


Figura 2.26: Caldeira radiante para queima de carvão com duas fornalhas ciclones e apenas um tubulão.

Fonte: Babcock & Wilcox (1978).

Em fornalhas o equipamento para queima de carvão pulverizado pode ser projetado para queimar praticamente qualquer carvão betuminoso ou linhito. O antracito pode ser queimado satisfatoriamente na forma pulverizada, mas a preparação

do combustível e arranjos dos queimadores requer especial atenção e despesa adicional. A queima em fornalha ciclone (ciclônica) é um método paralelo para queima de carvão pulverizado em suspensão, mas em geral, é usado com carvões de baixo ponto de fusão das cinzas. De acordo com Babcock & Wilcox (1978) a queima em fornalha ciclônica é correntemente útil em caldeiras com capacidade superior a 3.600 t/h de vapor.

Os arranjos de fornalhas mais usados para queima de carvão pulverizado em grandes caldeiras podem ser vistos na Figura 2.27 a seguir.

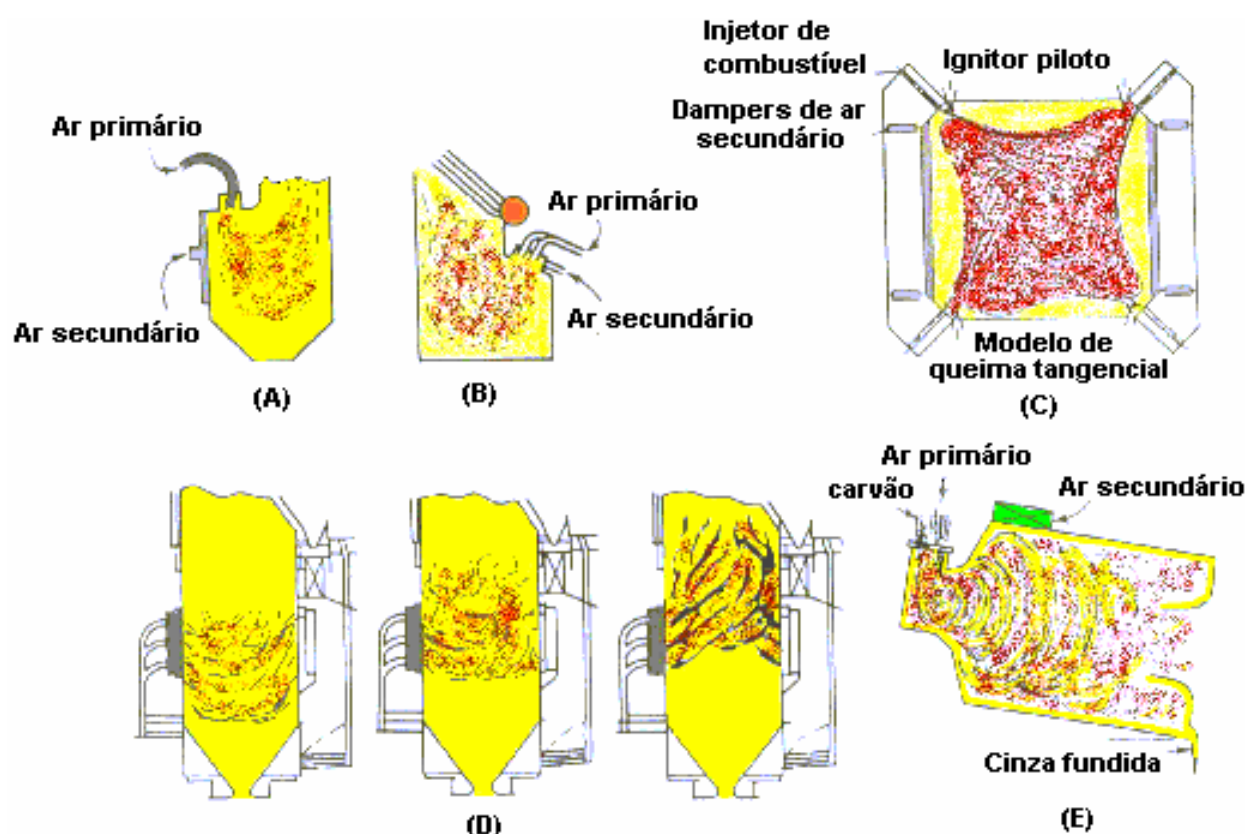


Figura 2.27: Métodos de queima do carvão pulverizado. Fonte: Kohan & Spring (1991). A- sistema de chama longa, B- sistema lateral, C- queima tangencial ou em corner, D- queima tangencial com queimadores basculantes, usado para cargas variáveis, E- fornalha ciclone.

#### 2.5.1.1.1- Superaquecedor e reaquecedor

Os superaquecedores e reaquecedores em caldeiras de utilidade aumentam a temperatura do vapor saturado ou próximo da saturação a fim de aumentar o rendimento termodinâmico do ciclo de potência a vapor ou para fornecer vapor nas condições desejadas ao processo, ou ainda, vapor vivo com alto valor entálpico. A disposição do superaquecedor em uma caldeira é muito importante, pois gera

diferentes condições do vapor que sai ali produzido. Para temperaturas mais altas é conveniente que estes sejam localizados o mais próximo possível da fornalha para maior absorção da radiação emitida. Dessa forma tem-se superaquecedores e reaquecedores radiantes e superaquecedores e reaquecedores convectivos. Em termos gerais, são trocadores de calor simples de uma fase com o vapor passando internamente aos tubos e os gases de combustão passando externamente aos tubos, geralmente em corrente combinada.

Os critérios primordiais no projeto destes trocadores de calor são:

- 1- Limitação da temperatura do metal do tubo abaixo de valores plausíveis para satisfazer os limites da tensão admissível e limites de corrosão e erosão,
- 2- Controle da temperatura de saída do vapor dentro da faixa de nível superior especificado para condições de operação da caldeira,
- 3- Manutenção da queda de pressão do lado do vapor dentro de limites admissíveis (especialmente para caldeiras subcríticas de alta pressão).

Como a temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina não deve sofrer variações para que a operação da mesma seja satisfatória, a combinação dos superaquecedores convectivos e radiantes faz-se necessária para evitar-se a incorporação de complexos sistemas de regulação da temperatura final do vapor, segundo Torreira (1995) e Irving Granet, (1995). A diferença principal entre os superaquecedores e reaquecedores está na pressão de operação. Em uma caldeira típica de tubulão de recirculação, a pressão de saída do superaquecedor é de (18,0 MPa) enquanto a pressão de entrada no reaquecedor é de apenas (4,0 MPa). A vazão volumétrica no reaquecedor é substancialmente maior que no superaquecedor, embora a vazão mássica no superaquecedor seja geralmente de 10% a 30% maior que no reaquecedor devido à sangria feita na turbina de alta pressão para pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira. O projeto mecânico e posição dos superaquecedores e/ou reaquecedores são fixados pela faixa de controle de operação, requerimentos da temperatura de saída, características totais do ciclo térmico, características da escória e cinzas do combustível e equipamentos de limpeza. Se altas temperaturas de saída do vapor ou altas absorções são requeridas, uma parte da superfície de transferência de calor pode ter que estar exposta à radiação da fornalha. Se um controle da condição (grau) de superaquecimento é requerido, normalmente em grandes caldeiras, um

atermperador é adaptado. Esse controle é obtido pela injeção de água ou vapor no vapor superaquecido. Assim, o superaquecedor é geralmente dividido em duas partes.

A primeira parte é chamada de superaquecedor primário. Depois o atemperador, seguido da segunda parte do superaquecedor chamado superaquecedor secundário, segundo a Babcock & Wilcox (1978), Bazzo (1995) e Torreira (1995). Há quatro arranjos gerais para os superaquecedores. A posição destes arranjos com exceção do invertido são mostrados na Figura 2.28; dimensões típicas dos tubos e espaçamento são fornecidos na Tabela 2.2.

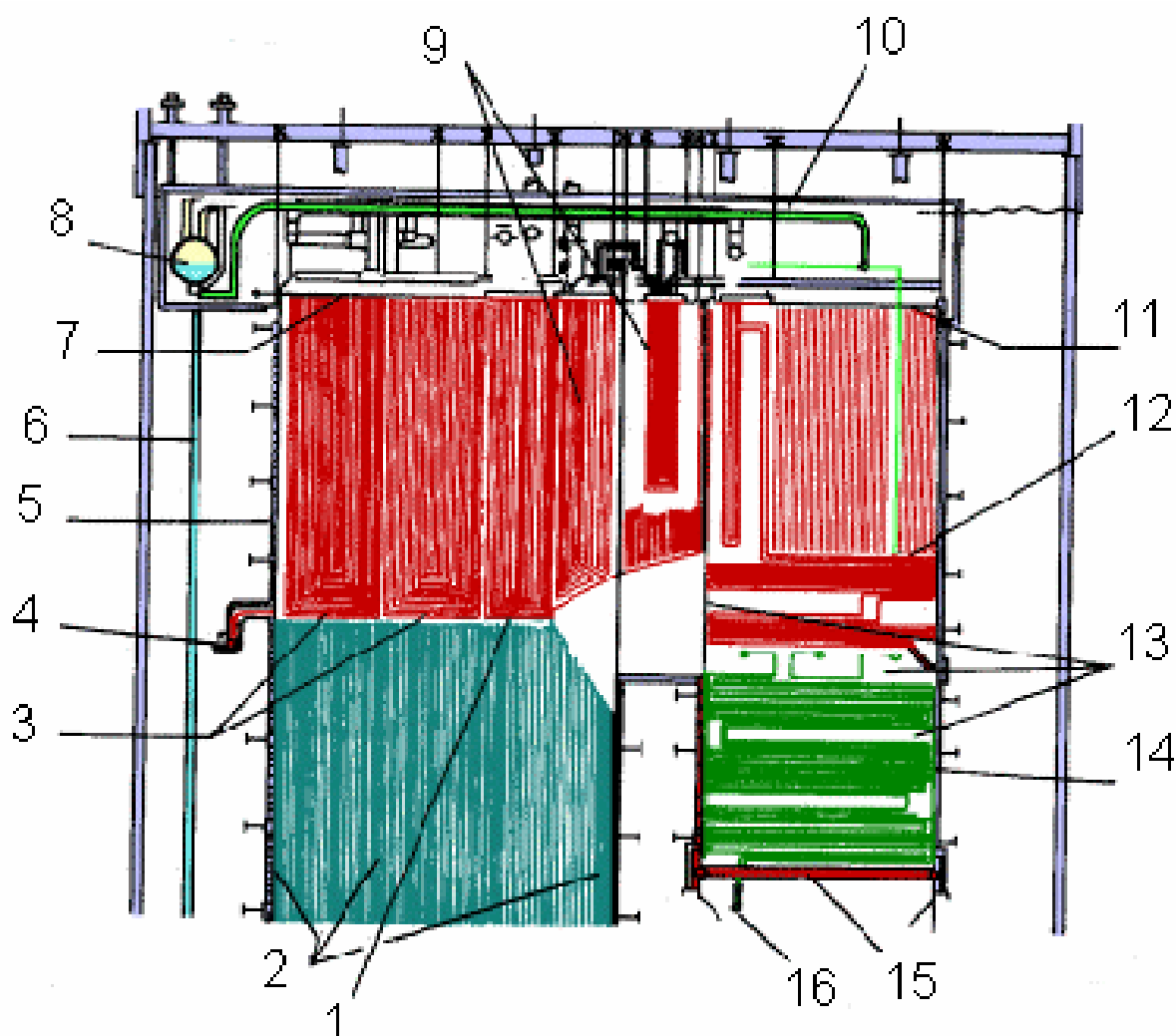


Figura 2.28: Superfícies de transferências de calor de uma caldeira aquatubular de um tubulão de vapor e suas posições típicas. Fonte: Modificado de Singer (1981).

1- superaquecedor ou reaquecedor tipo placa, 2- paredes da fornalha, 3- superaquecedor tipo painel, 4- entrada do reaquecedor, 5- reaquecedor de parede radiante, 6- tubos descendentes, 7- suporte, 8- tubulão de vapor, 9- superaquecedor ou reaquecedor convectivo pendente, 10- tubulação da água de alimentação para o tubulão, 11- teto do resfriador de vapor, 12- superaquecedor ou reaquecedor convectivo horizontal, 13- paredes de resfriamento do vapor superaquecido, 14- economizador, 15- coletor do superaquecedor, 16- entrada do economizador.

| <b>Tabela 2.2 Dimensões típicas dos componentes de uma caldeira</b> |                              |                                                  |                                                    |                                                        |                       |
|---------------------------------------------------------------------|------------------------------|--------------------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|-----------------------|
| Componente                                                          | Diâmetro externo do tubo, mm | Espaçamento entre linhas de centro dos tubos, mm | Espaçamento entre linhas de centro dos painéis, mm | Temperatura típica de entrada no Conduto de gases, ° C | Comentários           |
| <b>Fornalha de parede d'água</b>                                    |                              |                                                  |                                                    |                                                        |                       |
| Circulação térmica                                                  | 51,0 - 76,2                  | 63,5 – 95,3                                      | ...                                                | 1650 - 1900                                            | Parede de membrana    |
| Circulação forçada                                                  | 31,75 - 38,1                 | 44,5 – 50,8                                      | ...                                                | 1650 - 1900                                            | Parede de membrana    |
| <b>Monotubular</b> (tipo Benson)                                    | 22,2 – 34,9                  | 38,1 – 47,6                                      | ...                                                | 1650 - 1900                                            | Parede de membrana    |
| Fornalha com Divisão por parede                                     | 50,8 – 76,2                  | 60,3 – 76,2                                      |                                                    | 1650 - 1900                                            | Parede de membrana    |
| Superaquecedor                                                      | 50,8 – 76,2                  | ...                                              | $\geq 1200$                                        | ...                                                    | Placa radiante        |
| Superaquecedor                                                      |                              |                                                  | 305 - 610                                          | 1005 - 1215                                            | Convectivo pendente   |
| Superaquecedor                                                      |                              |                                                  | Velocidade de erosão                               | ...                                                    | Convectivo horizontal |
| Reaquecedor                                                         | 50,8 – 76,2                  | ...                                              | 240                                                | 940                                                    | Convectivo pendente   |
| Economizador                                                        | 44,5 - 70                    | 44,5 – 50,8                                      | Velocidade de erosão                               | 450 - 540                                              |                       |
| Economizador                                                        |                              | gap entre tubos                                  |                                                    | Saída 330 - 370                                        | Dependente do arranjo |

Fonte: Kakaç (1991).

Os tipos mais usuais de circuitos para o superaquecedor são os de contra fluxo (gás/vapor), os de fluxo paralelo e os de fluxo combinado. Os de contra fluxo necessitam de menor área e apresentam maior temperatura de metal, já os de fluxo paralelo são de características opostas, ficando os de fluxo combinado com características intermediárias. O projeto termodinâmico do superaquecedor é baseado num compromisso entre variáveis concorrentes incluindo requerimentos de material e estrutural a fim de fornecer um custo mínimo de projeto que satisfaça as necessidades de controle da temperatura do vapor.

As variáveis a serem otimizadas são:

- 1- Custo do material: área superficial, espessura do tubo, e custo da tubulação,
- 2- Queda de pressão do lado do vapor: limitado pelas possíveis condições do projeto da caldeira, custo de operação, e eficiência do ciclo,
- 3- Queda de pressão do lado do gás: custo operacional,

- 4- Espaçamento dos tubos para manuseio dos depósitos de cinzas do combustível,
- 5- Velocidades do vapor para minimizar a temperatura do tubo metálico,
- 6- Controle da temperatura de saída do vapor vivo.

A avaliação da transferência de calor dos superaquecedores e reaquecedores é relativamente imediata: Fluxo de gases sem mudança de fase sobre um banco de tubos de vapor saturado ou superaquecido. As equações de transferência de calor gerais, fatores e suposições para superaquecedores e reaquecedores são apresentadas no Kakaç (1991), Schlünder (1985) e Babcock & Wilcox (1978). Um fator de complicação na avaliação das temperaturas do metal do superaquecedor é a incidência de radiação da fornalha da caldeira sobre as primeiras fileiras de tubos na saída da fornalha e cavidades entre os bancos de tubos. O aquecimento não uniforme pode resultar em uma distribuição de temperatura não uniforme devido à radiação que incide sobre os primeiros poucos tubos do feixe de tubos do superaquecedor na saída da fornalha e nas cavidades entre os bancos de tubos resultando assim na não uniformidade da distribuição de temperatura da parede do tubo. Além disso, 40°C pode limitar o projeto ou requerer materiais de maiores custos.

O projeto termodinâmico do reaquecedor de vapor segue basicamente o do superaquecedor, com exceção, naturalmente, da menor pressão do vapor. As velocidades do fluxo são tipicamente mantidas suficientemente altas de tal maneira que a queda de temperatura através do filme seja de 80° C ou menor. Além disso, a limitação do projeto está na queda de pressão permissível. Normalmente, a perda total de pressão através do reaquecedor e suas guarnições é limitada em cerca de 5% a 10% da pressão de entrada, de acordo com Babcock & Wilcox (1978), Dubbel (1990) e Pera (1990). A Tabela 2.3 apresenta os valores das vazões mássicas do vapor por unidade de área recomendadas em superaquecedores e reaquecedores de vapor.

| <b>TABELA 2.3 Vazões mássicas do vapor por unidade de área no superaquecedor ou reaquecedor</b> |                                           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|
| <b>TIPO</b>                                                                                     | <b>VAZÃO MÁSSICA (kg/s.m<sup>2</sup>)</b> |
| RADIANTE                                                                                        | 1000 - 1500                               |
| SEMI-RADIANTE                                                                                   | 800 - 1000                                |
| CONVECTIVO DE MÉDIA PRESSÃO                                                                     | 250 - 400                                 |
| CONVECTIVO DE ALTA PRESSÃO                                                                      | 500 - 1000                                |

Fonte: Kakaç (1991).

A Figura 2.29 mostra os dois tipos mais usuais de sistemas para superaquecedores.

Estes sistemas, usados em caldeiras de utilidade, reduzem o sobre aquecimento dos tubos paralelos, devido a não uniformidade de absorção do calor em superaquecedores e reaquecedores causados pela não uniformidade dos campos de temperatura e velocidade dos gases de combustão na fornalha e ao longo dos condutos de gases quentes até a chaminé. A Figura 2.30 mostra as posições mais comuns dos superaquecedores radiantes e convectivos no interior de uma caldeira.

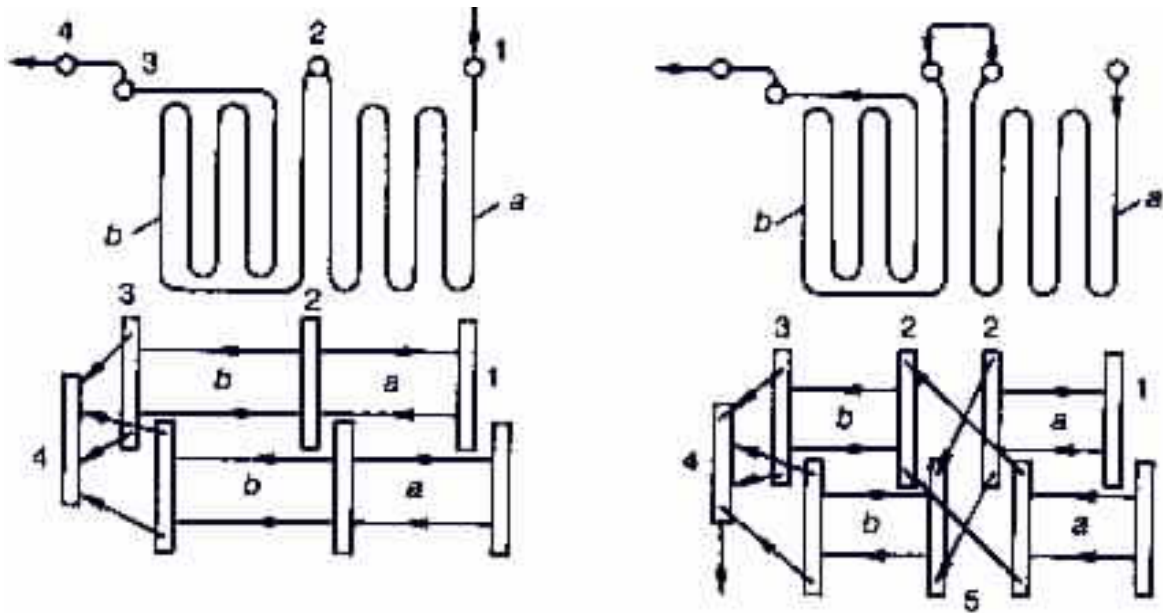


Figura 2.29: Dois tipos de sistemas usados em superaquecedores. Fonte: Kakaç (1991). (a) 1º estágio, (b) 2º estágio: 1- coletor de entrada, 2- coletor de mistura, 3- coletor de saída, 4-coletor de vapor, 5- tubos cruzados.

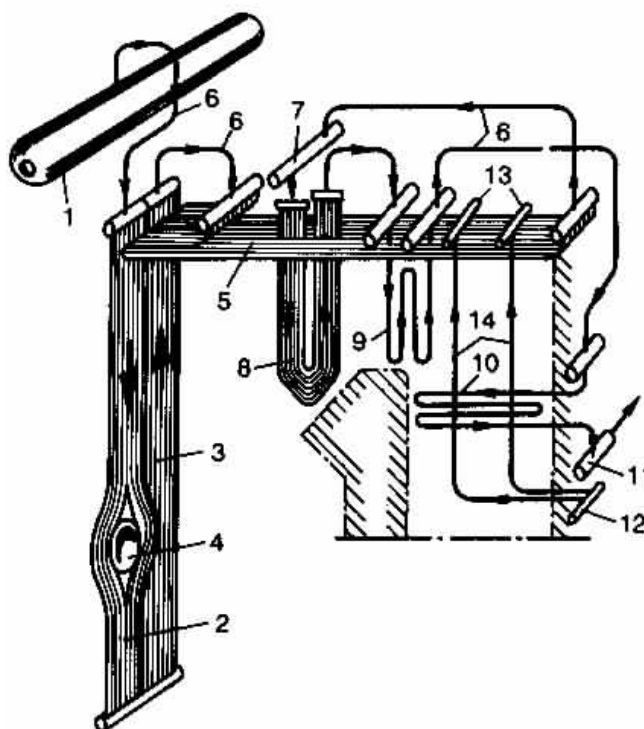


Figura 2.30: Esquema com os tipos mais comuns de superaquecedores. Fonte: Kakaç (1991). 1 tubulão, 2 , 3 – tubos descendentes e ascendentes de superaquecedores radiantes, 4 – orifício para colocação de queimador, 5 – superaquecedor de topo radiante, 6 – tubos de conexão, 7 – atemperador, 8 – superaquecedor do tipo placa, 9 , 10 – superaquecedor convectivo, 11 – coletor de saída do vapor superaquecido, 12 , 13 – coletores de tubos pendentes, 14 – tubos pendentes.

O arranjo do sistema de fluxo de um superaquecedor ou reaquecedor convectivo pode ser de fluxo contrário, fluxo paralelo, ou fluxo combinado. O fluxo contrário pode ter grande diferença média de temperatura, pequena superfície de aquecimento, e alta temperatura da parede do tubo; o fluxo paralelo é para uma situação contrária à anterior, enquanto a diferença média de temperatura, a área de superfície de aquecimento e a temperatura da parede do tubo de um fluxo combinado pode ficar em um nível médio. A Figura 2.31 mostra os componentes de uma caldeira queimando carvão pulverizado, de circulação natural, de uma instalação de potência a vapor e o diagrama de fluxos água-vapor, gases e ar.

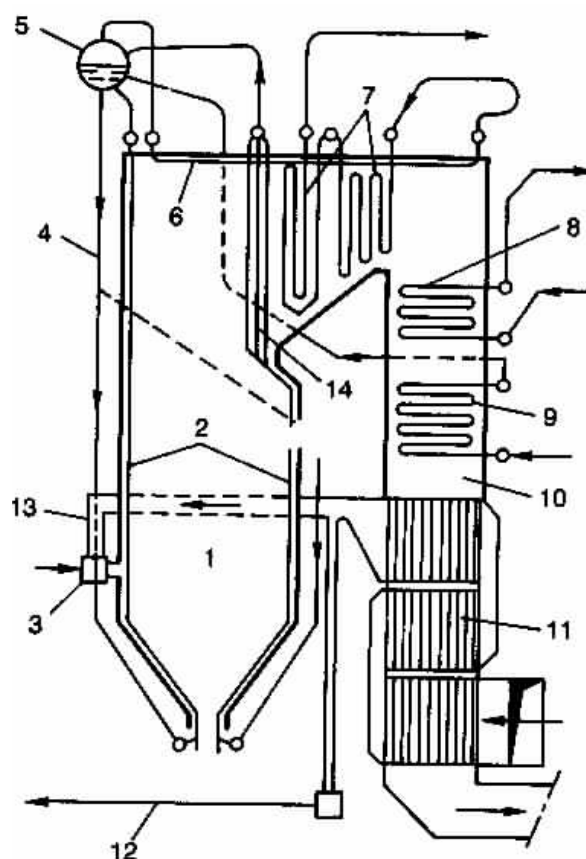


Figura 2.31: Esquema dos componentes e diagrama de fluxo de uma caldeira queimando carvão pulverizado. Fonte: Bazzo (1995). 1 – fornalha, 2 – paredes d’água, 3 – queimadores, 4 – tubos descendentes, 5 – tubulação de vapor, 6 – superaquecedor radiante, 7 – superaquecedores convectivos, 8 – reaquecedor, 9 – economizador, 10 – conduto de gases 11 – preaquecedor de ar, 12- ar primário, 13 – ar secundário, 14 – telas de escória.

A caldeira consiste de dois túneis verticais conectados ao topo por um conduto horizontal de gases. O túnel da esquerda serve como fornalha. As paredes d’água, formadas por painéis tubulares, são arranjadas ao redor de todo o perímetro da câmara da fornalha e são diretamente aquecidas pelo calor radiante da chama.

O reaquecedor, economizador, e preaquecedor de ar são arranjados no túnel direito enquanto o superaquecedor está situado no conduto horizontal de gases. Tais superfícies de aquecimento recebem calor por convecção e são chamadas de superfícies de aquecimento convectivas. Os superaquecedores e reaquecedores são expostos a temperaturas muito altas durante a partida da caldeira.

A Figura 2.32 apresenta o esquema de um superaquecedor do tipo serpentina pendente (ou suspenso) com espaçamento adequado entre os tubos que poderá ser instalado na região de alta temperatura dos gases de combustão da caldeira.

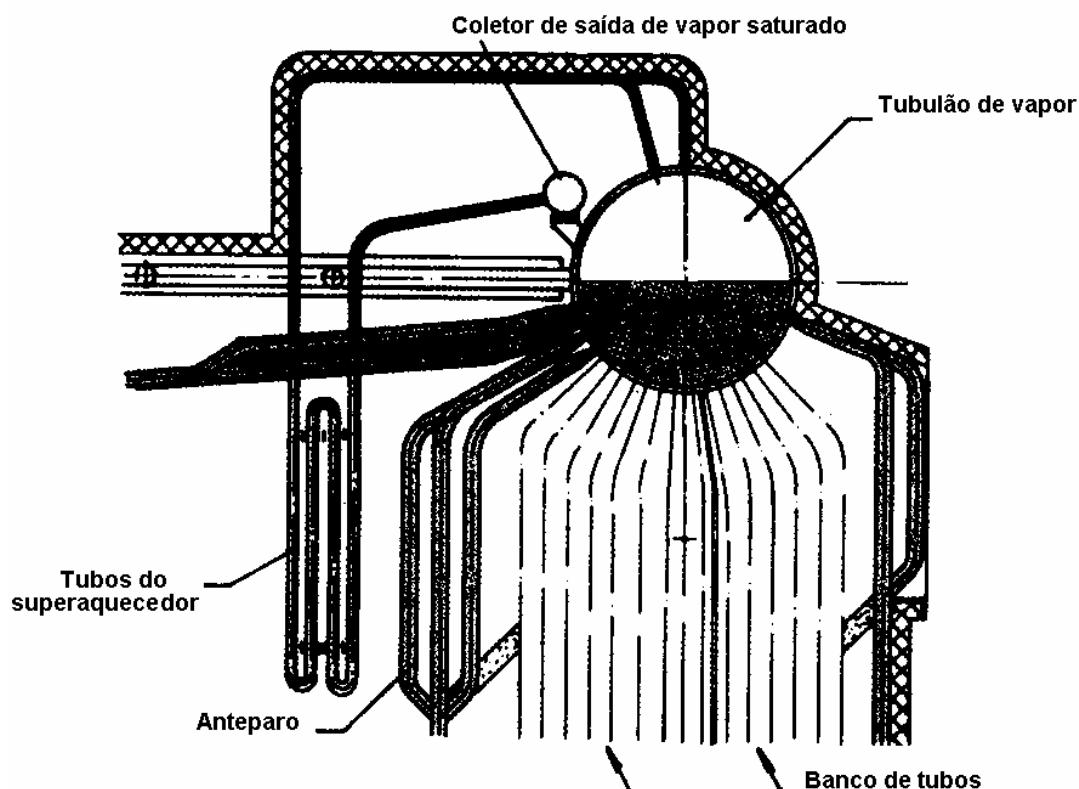


Figura 2.32: Esquema de um superaquecedor de serpentina tipo pendente. Fonte: Torreira (1995).

Falhas prematuras estão freqüentemente relacionadas ao mau projeto dos suportes e sistemas de alinhamento, bem como seleção inadequada dos materiais dos tubos para a temperatura as quais estão expostos. Os materiais dos tubos são de aços inoxidáveis, de altas ligas tais como, SA – 213 T5, SA – 213 T7, SA - 213 T9, SA - 213 T91 e ligas SA - 315 CK20 e SA- 315 CK40. A Figura 2.33 mostra a inspeção de um superaquecedor radiante tipo placa de uma grande caldeira a vapor.



Figura 2.33: Superaquecedor radiante tipo placa (platen) de uma grande caldeira sendo inspecionado. Fonte: Babcock Power Inc. (2003).

#### 2.5.1.1.2 - Economizador

Economizadores são simples trocadores de calor de fluxos contrários para recuperação adicional de energia dos gases da combustão após os superaquecedores e reaquecedores, mas antes do preaquecedor de ar, aumentando a temperatura da água depois do aquecedor final da água de alimentação, e minimizando a diferença de temperaturas entre a temperatura de saturação e a temperatura da água de alimentação. É posicionado numa região onde a temperatura dos gases se encontra entre  $450^{\circ}\text{C}$  e  $600^{\circ}\text{C}$ . O feixe de tubos é tipicamente um arranjo de tubos paralelos horizontais em forma de serpentina com conexões de entrada e saída bem como curvas de  $180^{\circ}$  expostas ao conduto de corrente dos gases. O fluxo de água é usualmente contrário ao fluxo do conduto de gases. A faixa típica de diâmetros dos tubos é apresentada na Tabela 2.2.

O espaçamento entre tubos é fixado para garantir altas velocidades dos gases, mas que não excedam as velocidades de erosão permissíveis. Os tubos usados são freqüentemente lisos, mas recentemente, alguns economizadores de superfícies estendidas têm sido usados. A Figura 2.31 ilustra a posição do economizador. O aço carbono é o material tipicamente usado para os tubos deste tipo de equipamento.

Os métodos de avaliação do desempenho de um economizador são similares aos dos superaquecedores e reaquecedores. Na Figura 2.34 pode se ver um

economizador de tubos de aço, que consiste de uma serpentina horizontal de tubos paralelos e cabeçotes (coletores). Os diâmetros externos dos tubos normalmente usados variam de 25 a 38 mm com uma espessura de parede entre 3 e 5 mm.

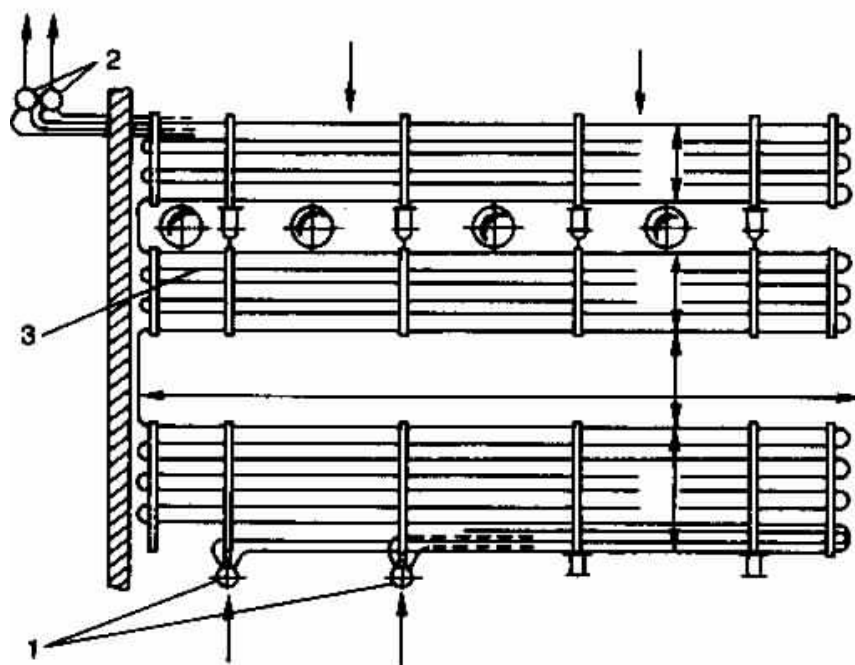


Figura 2.34: Esquema da metade de um economizador horizontal de tubos de aço. Fonte: Kakaç (1991). 1- coletor de entrada, 2- coletor de saída, 3- serpentina de tubos.

Em caldeiras de alta pressão, economizadores, nos quais a água sai quente (*nonsteaming*) são freqüentemente usados e a temperatura máxima de saída da água é limitada a uma temperatura que é abaixo da temperatura de saturação do vapor. As temperaturas do lado externo do metal dos tubos são normalmente fixadas em relação à temperatura do ponto de orvalho para as partículas ácidas dos produtos da combustão. Economizadores com tubos com aletas longitudinais e do tipo membrana estão sendo usados em modernas caldeiras. Um economizador pode ser projetado em um arranjo com um único estágio ou dois estágios. No arranjo em um único estágio, o economizador é sempre colocado à frente do preaquecedor de ar. A velocidade permissível no conduto de gases em economizadores de caldeiras queimando carvão é de cerca de 9 a 11 m/s, dependendo das características de abrasividade das cinzas arrastadas pelos gases de combustão na fornalha, conforme Babcock & Wilcox (1978), Kakaç (1991), Ganapathy (1991) e Garay (1995).

A velocidade da água de alimentação da caldeira no tipo de economizador *nonsteaming* varia usualmente de 0,3 a 1,5 m/s, para garantir uma queda de pressão

de cerca de 5% da pressão da caldeira para uma caldeira de alta pressão e cerca de 8% da pressão da caldeira para uma caldeira de média pressão.

#### **2.5.1.1.3 – Preaquecedor de ar**

Os preaquecedores de ar também são equipamentos trocadores de calor que elevam a temperatura do ar para a combustão na fornalha da caldeira, localizados no conduto dos gases após o economizador. O pré-aquecimento do ar para temperaturas acima de 150°C proporciona uma economia de combustível de 5 a 12%. Com o uso do preaquecedor de ar pode-se diminuir o excesso de ar, aumentar a eficiência da combustão e possibilitar maiores taxas de absorção de calor devido ao aumento da temperatura de chama na câmara de combustão. Em contrapartida, sua presença acarreta maior potência para a tiragem da caldeira devido à elevada perda de carga, tanto no conduto de gases como no de ar, necessidade de grandes superfícies de troca de calor por ser os fluidos mal condutores de calor. Há dois tipos principais de preaquecedores de ar de acordo com seus princípios de operação:

- Tubular
- Regenerativo

Os preaquecedores de ar tubulares são constituídos de um feixe tubular, fixado em espelhos, inserido em um invólucro de chapa metálico. Os gases circulam pelo interior dos tubos e o ar por fora dos tubos, em corrente cruzada ou paralela. Os tubos podem ser arranjados vertical ou horizontalmente. A Figura 2.35 mostra os diferentes arranjos que se aplicam nas instalações com preaquecedor, conforme Babcock & Wilcox (1978), Pera (1990) e Kohan & Spring (1991). A Figura 2.36 mostra uma unidade de pré-aquecimento de ar com dois estágios em um arranjo vertical dos tubos e a Figura 2.37 mostra um preaquecedor com três passes e tubos na vertical, com ar passando por fora dos tubos e gases pelo seu interior. Há dois tipos de preaquecedores de ar regenerativos:

- Tipo placa rotativa
- Tipo placa estacionária

O tipo placa rotativa, conforme Figura 2.38 é constituído de um motor que opera em baixa rotação, 1,5 a 4,0 rpm, girando um rotor inteiramente metálico, a superfície de aquecimento de elementos corrugados, permitem uma grande superfície de contato para transmissão de calor e pequena resistência ao fluxo de ar, que fica exposta alternadamente ao conduto de gases e ao ar de entrada. Em cada giro completo de um ciclo, o conjunto recebe calor dos gases quentes e cede calor ao ar frio. Este tipo é o mais difundido em caldeiras de grande porte, segundo Torreira (1995) e Babcock & Wilcox (1978).

O tamanho de um preaquecedor de ar depende da temperatura do ar quente para a combustão do combustível na fornalha. O diâmetro externo dos tubos de um preaquecedor tubular é usualmente de 40 mm e são arrançados em quicôncio. O espaçamento transversal relativo dos tubos ( $s_1/d$ ) varia usualmente de 1,5 a 1,9, enquanto o longitudinal ( $s_2/d$ ) de 1,0 a 1,2. O comprimento do tubo é usualmente inferior a 5 m. Para caldeira que queima combustível sólido a velocidade no conduto de gás de um preaquecedor de ar tubular vertical varia de 10 a 16 m/s, e a velocidade do ar é igual a metade da velocidade do gás e vice-versa se o preaquecedor é tubular horizontal. A Figura 2.39 apresenta um preaquecedor de ar do tipo placa estacionária.

Pode-se utilizar também, conforme Torreira (1995) preaquecedor de ar de placas que possui passagens estreitas e alternadas para gás e ar, como diafragmas cuja função é dirigir o ar para obter um melhor aproveitamento da superfície de transmissão de calor.

Na Figura 2.40 pode-se ver o esquema de um preaquecedor de ar tubular com arranjo horizontal dos tubos com fluxos cruzados dos fluidos e três passes do lado do ar. Na Figura 2.41 pode-se ver um preaquecedor de ar regenerativo de placa rotativa com as setas, em vermelho, indicando o circuito dos gases e as setas, em azul, o circuito de ar necessário à combustão. Trata-se de uma caldeira aquatubular de feixe tubular e paredes d'água para queima de combustível sólido picado através de um distribuidor e grelha rotativa, fabricada pela CBC Indústrias Pesadas S.A..

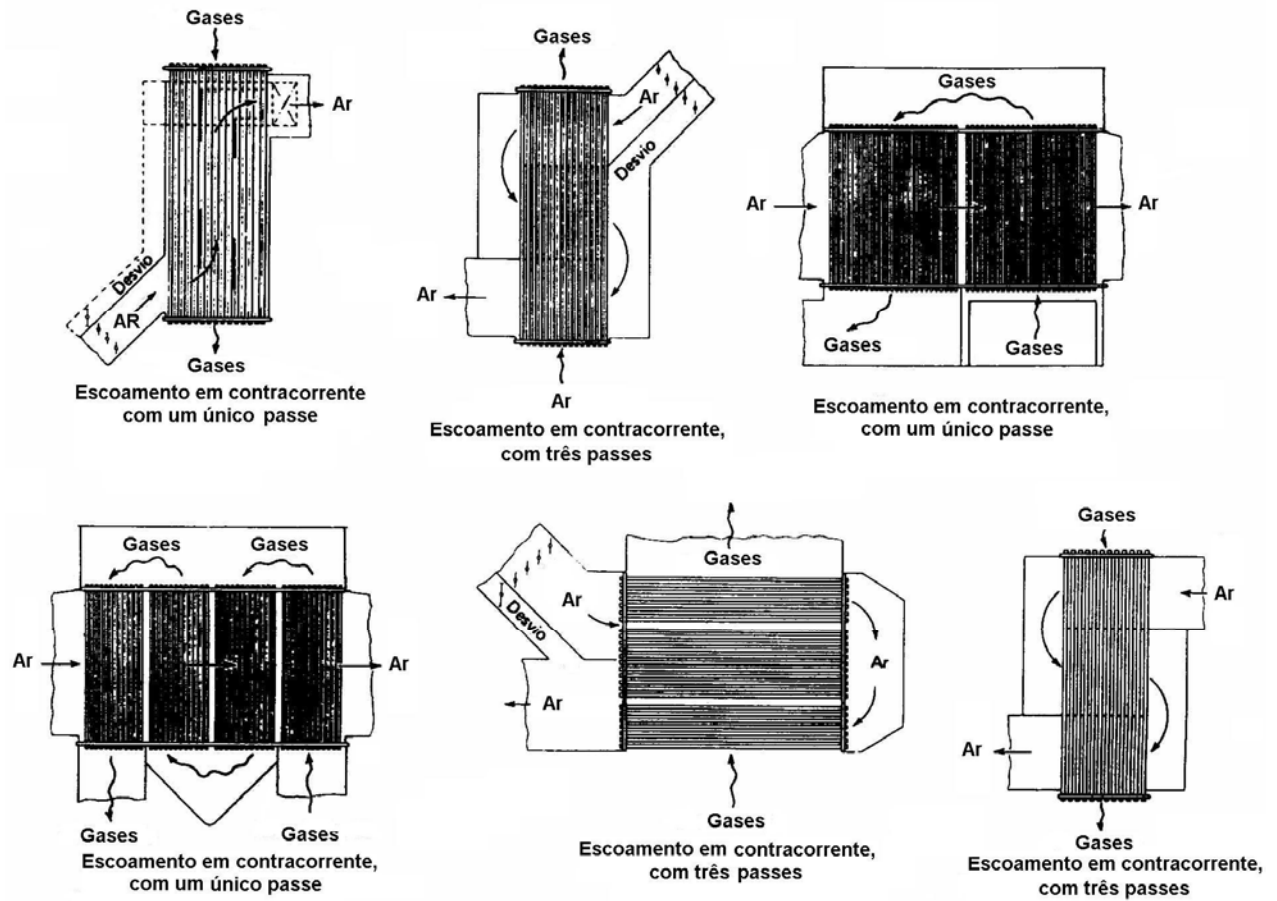


Figura 2.35: Diferentes tipos de arranjos dos preaquecedores de ar.  
Fonte: Kreith (1998).

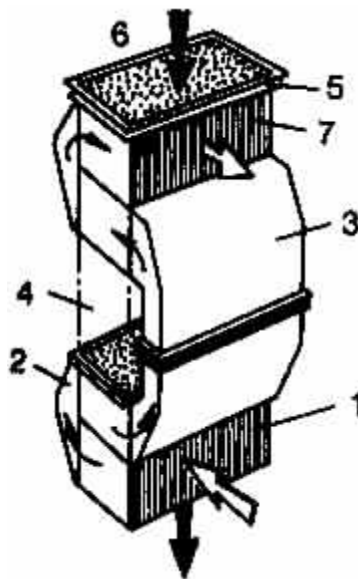


Figura 2.36: Preaquecedor de ar tubular de dois estágios. Fonte: Kakaç (1991). 1- estágio inferior, 2,3- dutos de conexão de ar, 4- espaço para colocação do economizador, 5- estágio superior, 6- entrada do conduto de gases, 7- saída dos gases quentes.

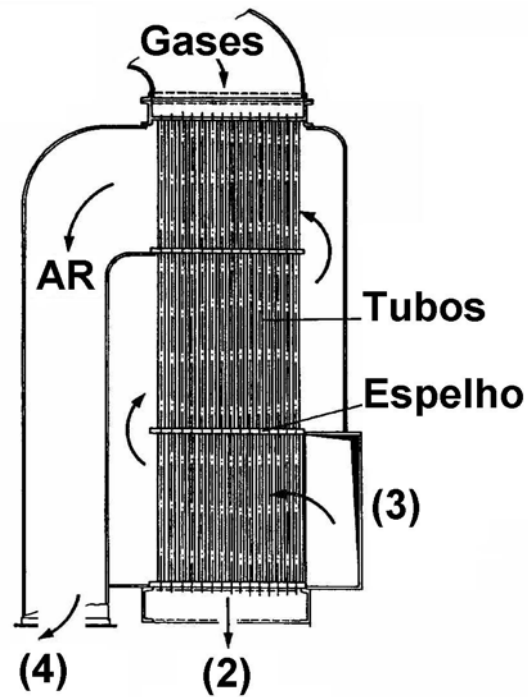


Figura 2.37: Preaquecedor de ar de feixe tubular vertical com três passes. Fonte: Babcock & Wilcox (1978). (2) – saída de gases, (3) – entrada de ar frio, (4) – saída de ar quente.

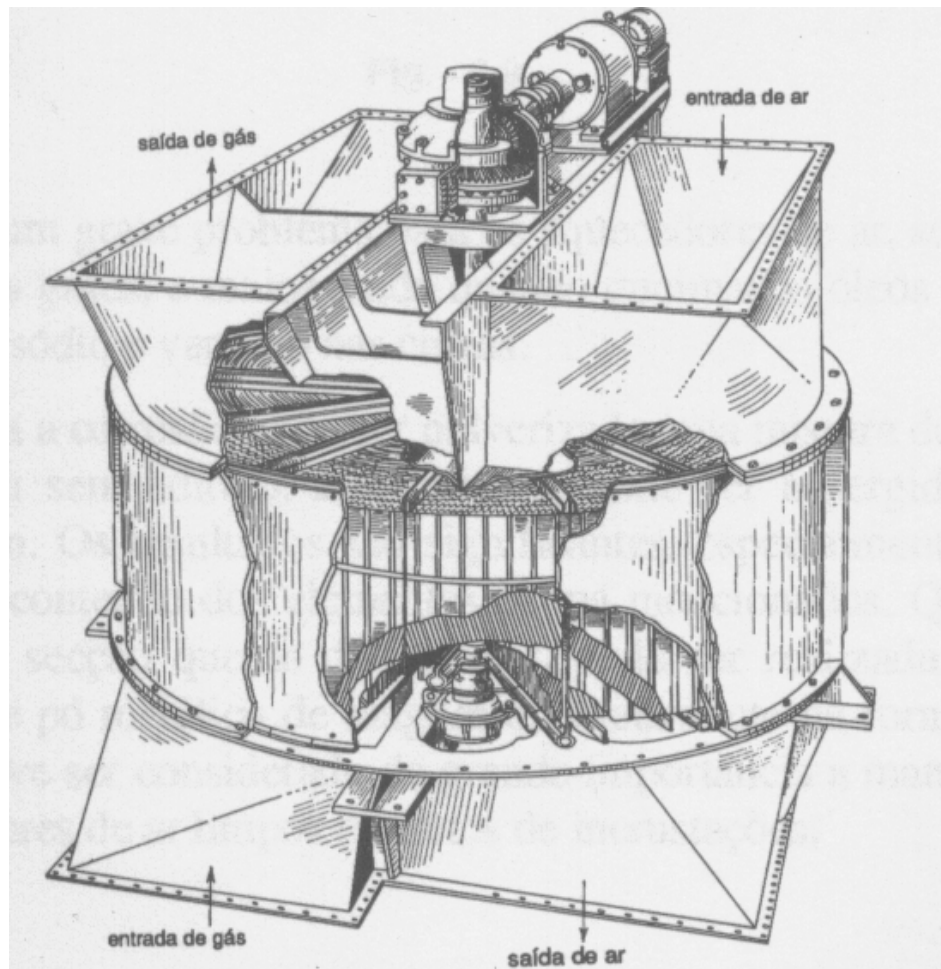


Figura 2.38: Preaquecedor de ar regenerativo de placa rotativa. Fonte: Torreira (1995).

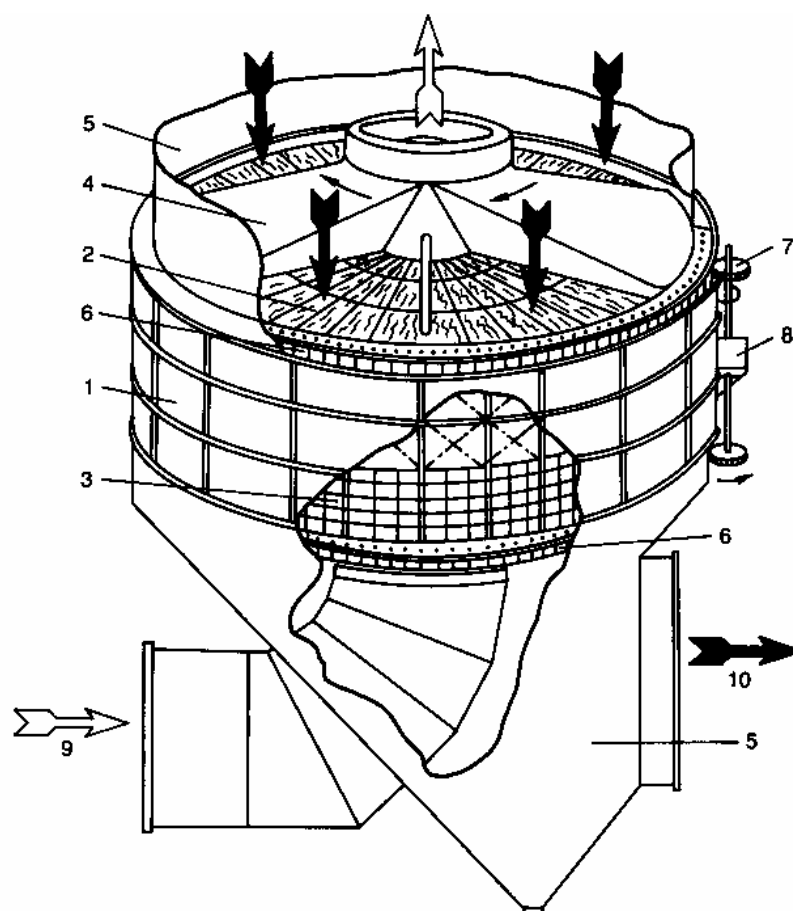


Figura 2.39: Preaquecedor de ar regenerativo de placa estacionária. Fonte Kakaç (1991). 1 – caixa exterior, 2 – placas, 3 – placas da região inferior de temperatura, 4 – conduto de ar rotativo, 5 – condutos de gás da chaminé, 6, 7 – acionador, 8 – motor e aparelhos do acionador, 9 – entrada de ar, 10 – saída de gás.

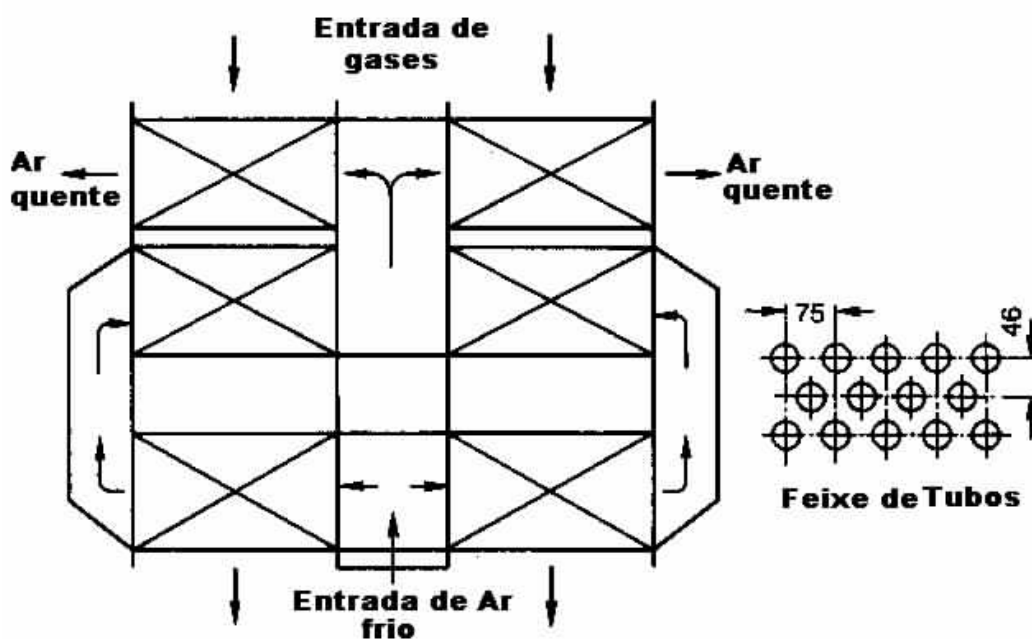


Figura 2.40 Esquema de um preaquecedor de ar tubular com arranjo horizontal. Fonte: Kakaç (1991).

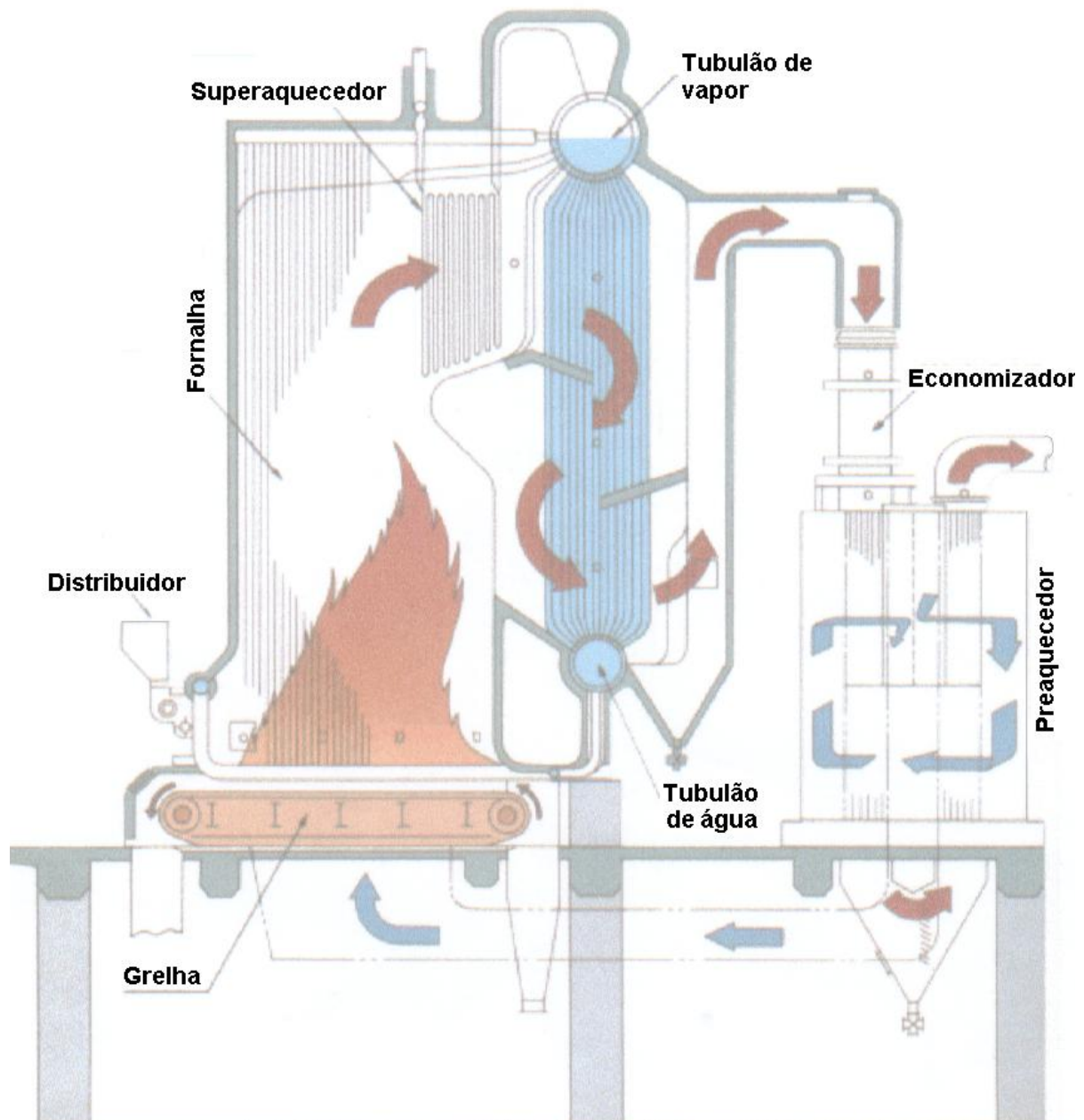


Figura 2.41: Caldeira aquatubular de feixe tubular (VU-60C), paredes d'água, tubulão transversal, economizador e preaquecedor com indicação dos circuitos de ar e de gases de combustão em fluxo transversal e grelha rotativa. Fonte: Catálogo da CBC Indústrias Pesadas S.A..

### 2.5.1.2- Caldeiras monotubulares (de circulação forçada)

Há basicamente dois tipos de caldeiras de circulação forçada monotubulares: a caldeira monotubular de passe único e a caldeira monotubular de recirculação.

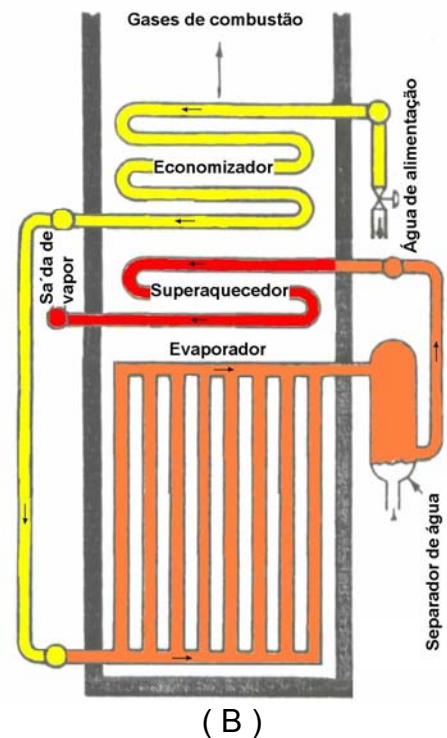
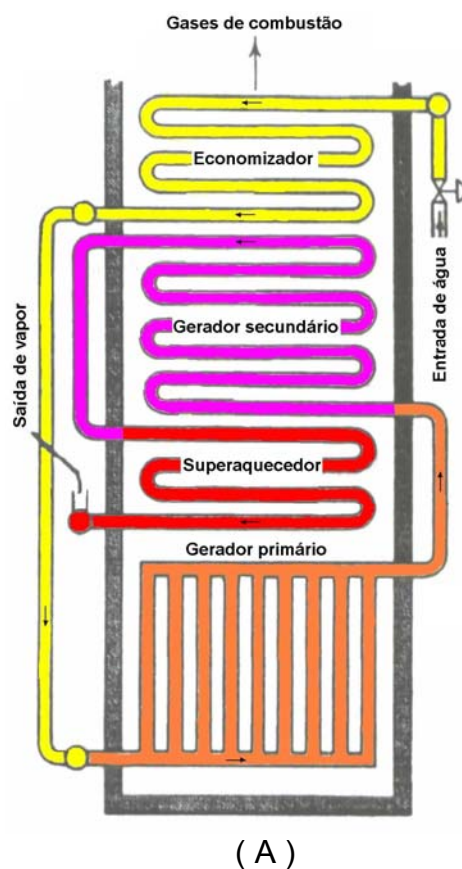
Na caldeira monotubular de passe único (tipo Benson) a água é pré-aquecida e evaporada e o vapor é subsequenteemente superaquecido em um único passe, isto é, toda a água introduzida na caldeira, circula uma só vez, através das superfícies de

troca de calor, transformando-se diretamente em vapor na qualidade desejada. Não há tubulão de vapor, componente presente nas caldeiras aquatubulares.

Dependendo das condições de operação, o ponto final da evaporação muda automaticamente para o interior de uma ou mais superfícies de aquecimento. O sistema pode ser operado em pressões subcríticas ou supercríticas. Na caldeira monotubular de recirculação a primeira bomba tem a função de bomba de alimentação e a segunda constitui a bomba de circulação forçada, existindo nesse caso um tanque de flash que atua como um tubulão de vapor. Pode-se ver na Figura 2.42 algumas concepções das caldeiras monotubulares de recirculação, sendo a Benson e a La Mont as mais bem sucedidas.

A Babcock & Wilcox também apresenta tecnologia de caldeira monotubular (*universal – pressure boiler*), de concepção parecida com a Benson, e sistema de queima com fornalha ciclônica.

A Figura 2.43 mostra as diferenças básicas entre uma caldeira tipo Benson, mais difundida, e uma aquatubular de circulação natural. Na Figura 2.44 são apresentados os diferentes sistemas de queima para a caldeira Benson.



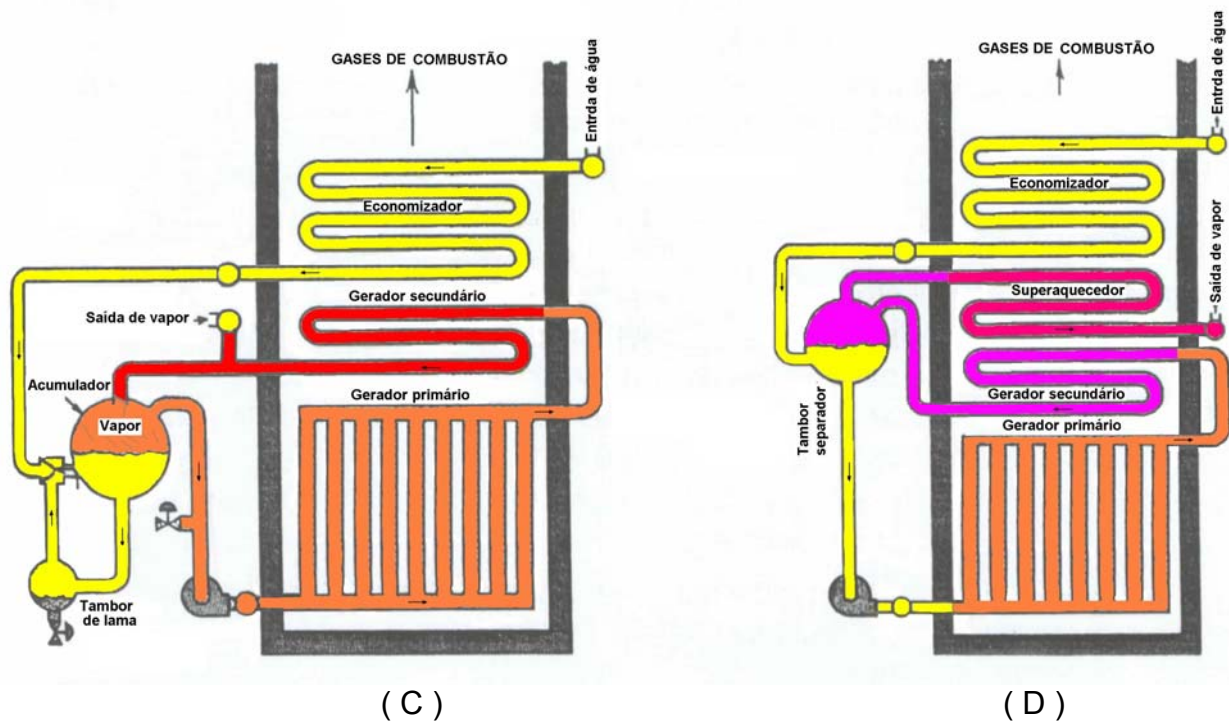


Figura 2.42: Esquemas de algumas concepções de caldeiras monotubulares. Fonte: Pera (1990). A- princípio Benson, B- princípio Sulzer, C- princípio Leoffer, D- princípio La-Mont.

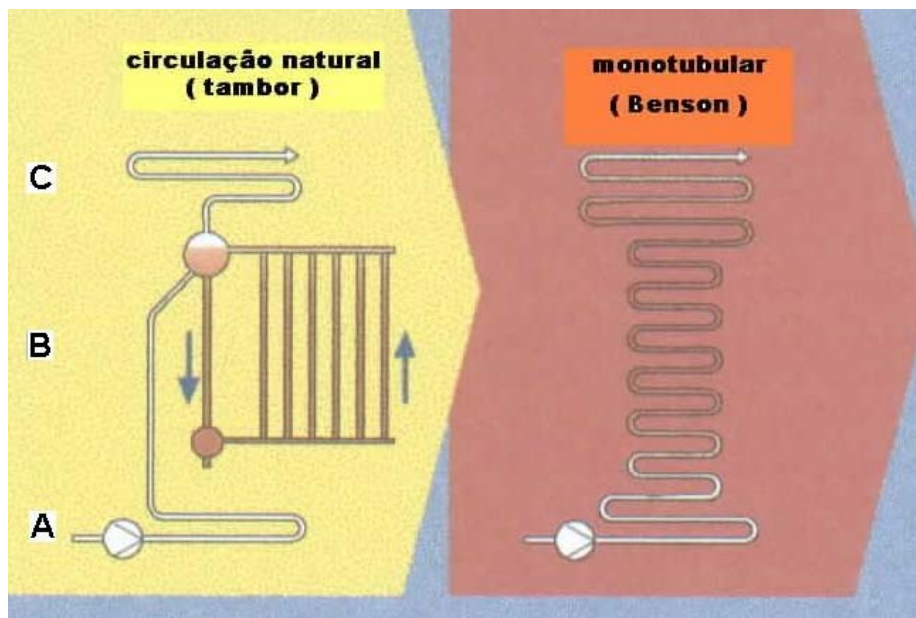


Figura 2.43: Esquema comparativo entre uma caldeira aquatubular de circulação natural e uma caldeira monotubular tipo Benson. Fonte: Siemens (2003). A- economizador, B- evaporador, C- superaquecedor.

O tamanho e geometria da fornalha de uma caldeira Benson pode ser otimamente comparada ao combustível sem restrições no lado água/vapor. Essas caldeiras são construídas com uma grande variação no sistema de queima, conforme pode ser visto na Figura 2.44. Na caldeira aquatubular de circulação natural a pressão pode variar de (1,0 a 18,0 MPa) e na monotubular tipo Benson de (2,0 a 31,0 MPa), com configuração da tubulação das paredes d'água em espiral ou vertical. Em caldeiras tipo Benson a transição da pressão de vapor da subcrítica para a supercrítica aumenta significativamente a eficiência do processo, com uma considerável diminuição no custo do combustível, como pode ser visto na Figura 2.45 onde a pressão passa de (16,7 MPa) para (25,0 MPa), com um aumento de 3% no rendimento líquido da instalação. A caldeira tipo Benson pode ser construída com essencialmente o mesmo projeto para pressões subcríticas e supercríticas.

Somente as dimensões e espessura das paredes dos tubos e coletores variam com o aumento da pressão, ou os limites dos materiais são elevados. As propriedades principais do vapor são selecionadas baseadas apenas nos aspectos de custo-eficiência.

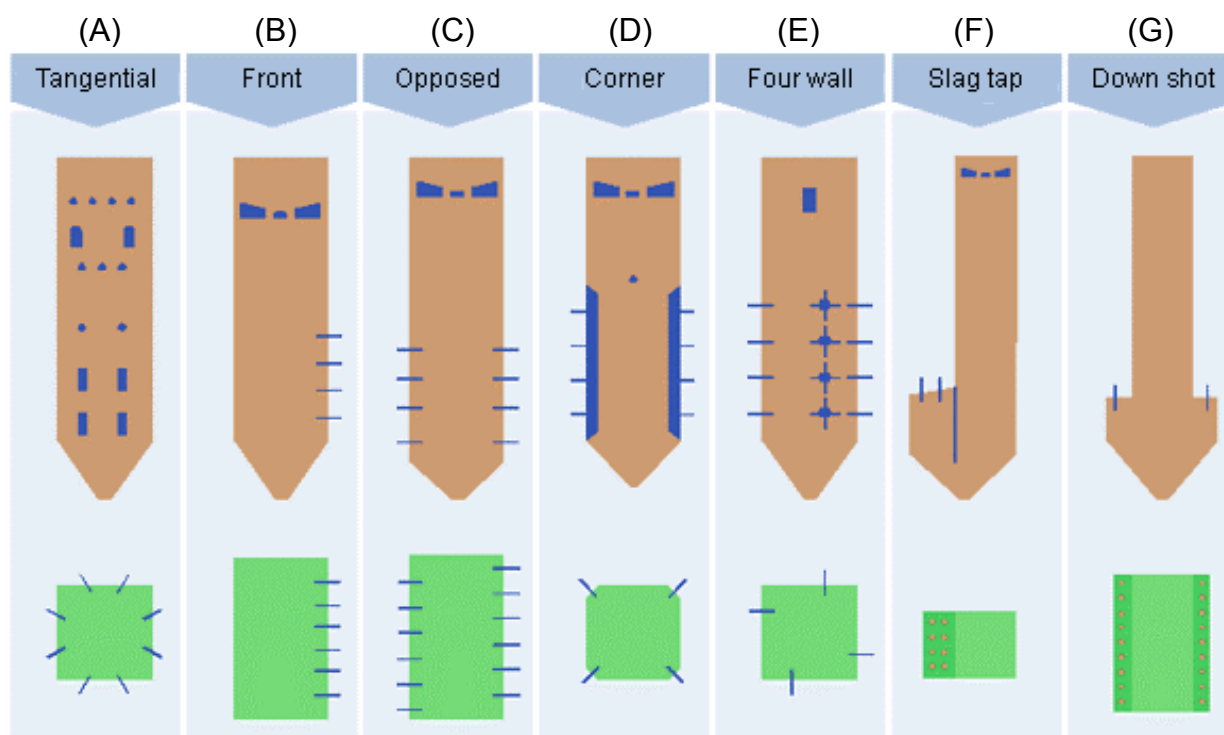


Figura 2.44: Diferentes sistemas de queima para as caldeiras tipo Benson.

Fonte: Siemens (2003). A- tangencial, B- frontal, C- oposto, D- de cantos, E- quatro paredes, F- slag tap e G- injeção descendente.

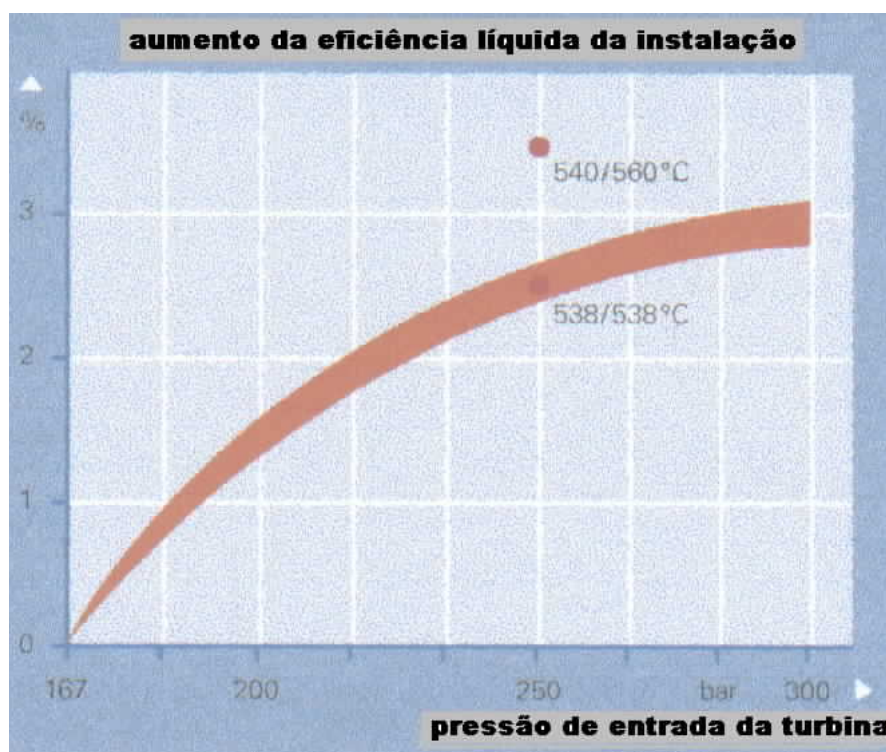


Figura 2.45: Gráfico pressão de entrada da turbina X eficiência líquida da instalação. Fonte: Siemens (2003).

A Figura 2.46 apresenta seis configurações de caldeiras monotubulares de seis instalações de potência em cinco países. As principais características são dadas a seguir:

A- Planta de Hekinan, Japão: 639 kg/s - carvão importado – 25,5 MPa/543°C/569°C

B- Planta de Hemweg, Países Baixos: 530 kg/s - carvão importado – 26,1 MPa / 540°C/540°C

C- Planta de Nordjyllandsvaerket, Dinamarca: 270 kg/s - carvão importado – 31,0 MPa/582°C/580°C

D- Planta de Agios Dimitrios , Grécia: 286 kg/s – linhito – 24,2 MPa/540°C/540°C

E- Planta de Ibbenbüren, Alemanha: 600 kg/s – antracito – 22,0 MPa/530°C/530°C

F- Planta de Lippendorf, Alemanha: 672 kg/s – linhito – 28,5 MPa/554°C/583°C.

Segundo o artigo “Clean Coal Technologies” (2003), os últimos projetos de vapor supercrítico estão reduzindo as emissões de CO<sub>2</sub> em mais de 10%, em relação a plantas convencionais mais modernas.

Como exemplo de segurança e eficiência, pode-se citar a caldeira monotubular da central de Baudour, na Bélgica, construída pela Sulzer, de 340 t/h, (12,45 MPa) à temperatura de 600°C, com reaquecimento a 570°C, apresentando um rendimento

global superior a 40%, considerando o consumo de todos os auxiliares necessários para a marcha normal.

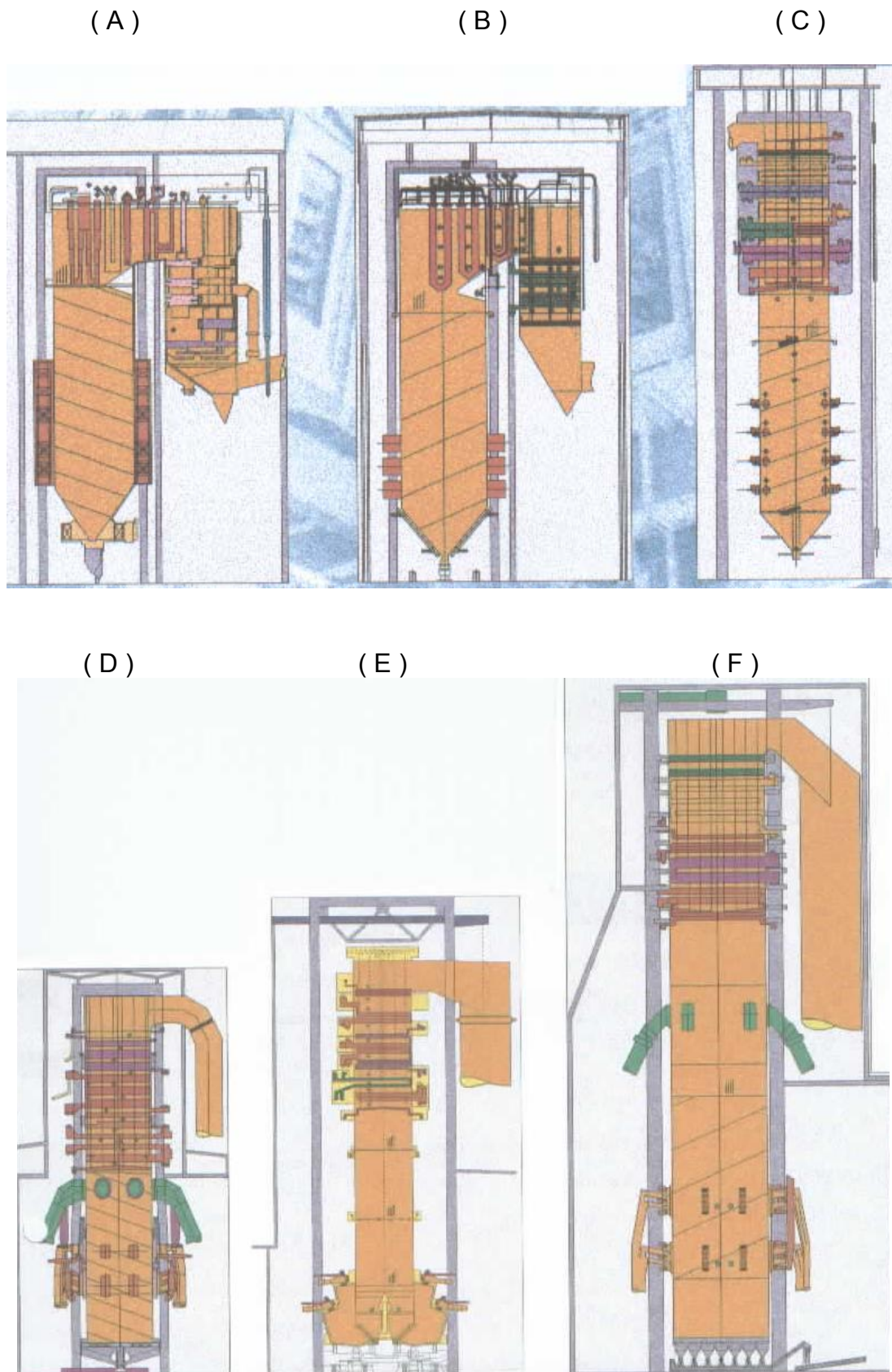


Figura 2.46: Caldeiras monotubulares de seis diferentes plantas de potência.  
Fonte: Siemens (2003).

### 2.5.1.3- Caldeiras de leito fluidizado

São em geral caldeiras aquatubulares, podendo ser também monotubulares, com um sistema de queima em fornalha de leito fluidizado a qual dá-se a abreviação FBC (*Fluidized Bed Combustion*) na literatura internacional. O sistema de combustão em leito fluidizado se desenvolveu a partir de esforços para se encontrar um processo de combustão eficiente para controlar as emissões de poluentes sem controle externo de emissões, tais como o  $\text{NO}_x$  e o  $\text{SO}_x$ . A tecnologia se baseia na queima do combustível a temperaturas inferiores a de formação dos óxidos de nitrogênio, ou inferiores ao núcleo da chama em fornalhas de queima em suspensão (Pera, 1990; Lora et al. 2001).

A ação contínua de agitação do material (combustível, calcário ou dolomita e cinzas) do leito fluidizado resulta na produção de gases de chaminé que em contato com o absorvente químico captura o enxofre. Tal leito é mantido em suspensão através da injeção de ar ascendente sob a base do leito. Uma reação química acontece e os gases de enxofre são transformados em um pó seco que pode ser facilmente removido da caldeira. Mais de 90% do enxofre contido no carvão mineral pode ser capturado no interior da caldeira pelo absorvente e emissões de  $\text{NO}_x$  inferiores a 100 ppm podem ser obtidas conforme a Babcock & Wilcox (2004). Este sistema de combustão é considerado a tecnologia de menor impacto ambiental, e constitui a base das chamadas “ **tecnologias limpas** ” para a utilização energética do carvão mineral, de acordo com Lora (2000), Pera (1990), Departamento de Energia dos Estados Unidos “DOE”, Broughton & Howard, (1983), Lindsley (1991) e Kohan e Spring, (1991).

Segundo a Thermax Babcock & Wilcox Limited (2004), as caldeiras FBC – B&W trabalham com temperaturas na fornalha de 843 a 899°C. O sistema FBC apresenta eficiências de combustão mais altas que qualquer outro processo, resultando em gases de chaminé que contêm baixas quantias de CO. Além do controle de  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$  pelo leito, pode-se diminuir, ainda mais, o teor de  $\text{NO}_x$  pela injeção de amônia no conduto dos gases antes do precipitador eletrostático ou no caso de caldeira dotada de separador de impacto com vigas em U, antes ou após o mesmo. Consegue-se queimar mais de 99% de material do combustível mesmo empregando combustíveis de qualidade inferior, como o carvão nacional (carvão vapor) de altos teores de cinzas e enxofre e com granulometria relativamente grossa, da ordem de 50 mm, pois apresenta menor sensibilidade às variações de poder calorífico. Há também redução na quantia de material inorgânico como cinzas leves. O restante do material consiste

principalmente em não combustíveis, como pedras, e arames trazidos com o combustível e areia como partículas neutras no caso de queima conjunta do carvão com resíduos sólidos urbanos e industriais, pneus e biomassa.

É importante ressaltar que a captura do enxofre é influenciada por vários fatores tais como propriedades do combustível, conteúdo de enxofre, razão molar cálcio enxofre, reatividade da pedra calcária, temperatura da fornalha, tempo de residência do gás e sólidos e tamanho das partículas de pedra calcária. Quanto ao  $\text{NO}_x$  as emissões são influenciadas pela quantidade de nitrogênio e matéria volátil do combustível, temperatura da fornalha, estequiometria do leito, excesso de ar e taxa de alimentação da pedra calcária. Já há mais de 300 caldeiras de leito fluidizado, instaladas no mundo.

Vale dizer que a gaseificação é um dos melhores métodos para limpar os poluentes do carvão, antes da queima na caldeira. O processo pode remover 99,9% do enxofre e partículas pequenas do gás de carvão (*syngas*). O gás pode ser queimado em usinas termelétricas de ciclo combinado para a produção de energia elétrica, com altos rendimentos, conforme Pera (1990), Energy Product of Idaho (2003) e Babcock & Wilcox (2004).

Nas usinas termelétricas de ciclo combinado há a necessidade de filtros cerâmicos especiais para evitar que partículas incandescentes alcancem as pás da turbina a gás provocando erosão, queda do rendimento e diminuição da vida útil da mesma (Jalovaara et al., 1994). A Figura 2.47 apresenta o esquema de quatro sistemas de leito fluidizado, sendo o mais eficiente o leito circulante que pode ser sub-classificado em atmosférico e pressurizado e na Figura 2.48 o esquema de um leito circulante pressurizado. Para o leito fixo as velocidades de injeção do ar estão entre 0,3 – 1,2 m/s, de leito borbulhante entre 1,2 – 3,6 m/s e de leito circulante 3,6 – 9,1 m/s, segundo Lora (2000).

As caldeiras de leito fluidizado circulante pressurizado possuem maior flexibilidade em relação à qualidade do carvão e a recirculação das partículas, que garante um maior tempo de residência com ótima queima e maior captura de enxofre, e isso se faz através de ciclone ou separador de impacto com vigas em U, conforme pode ser visto nos esquemas da Figura 2.49, de acordo com Belin e Flynn (1991). O separador de impacto com vigas em U é de uso exclusivo nas caldeiras da Babcock & Wilcox, onde o material separado retorna a parte inferior da fornalha por gravidade. O leito fluidizado circulante pressurizado é a mais eficiente tecnologia para queima do carvão mineral e as caldeiras de leito fluidizado circulante pressurizado estão sendo usadas para movimentar turbinas a gás e a vapor, em ciclos combinados de potência,

pois produz fluxo de gases de combustão a alta pressão. A Figura 2.50 mostra outro esquema de caldeira de leito fluidizado circulante, aquatubular, fabricada pela Babcock & Wilcox com separador de impacto com vigas em U e seus componentes principais e apenas um tubulão de vapor.

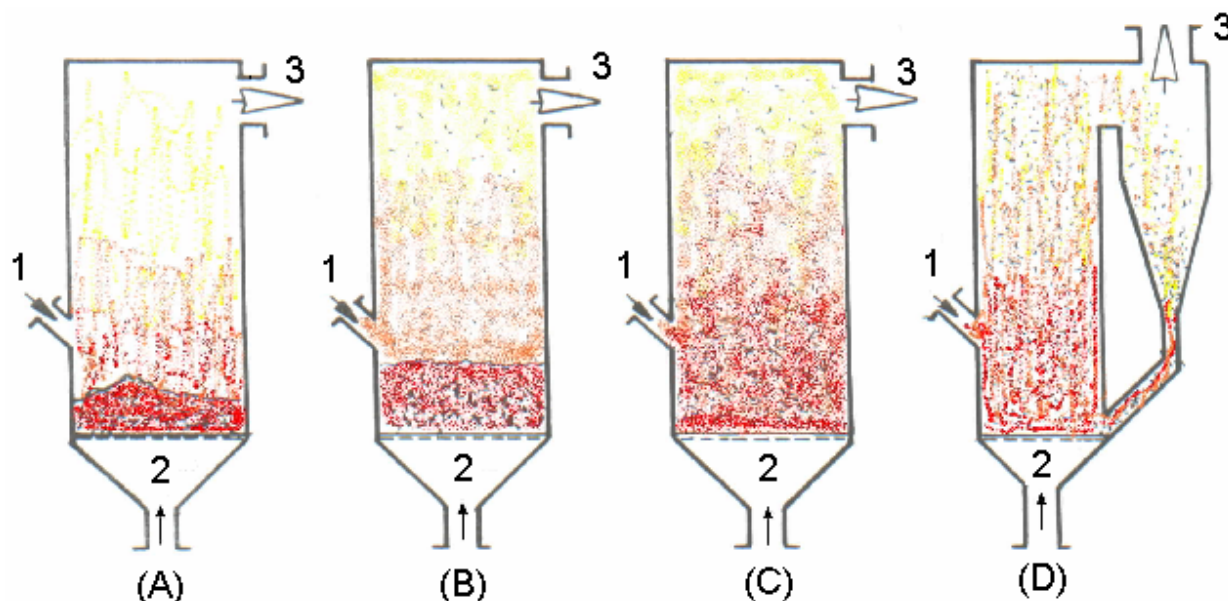


Figura 2.47: Configurações de fornalhas de leito fluidizado. Fonte: Pera (1990). A- leito fixo, B- leito pseudo-fluidizado, C- leito borbulhante, D- leito circulante, 1- combustível, 2- injeção de ar e 3- gases.

A Figura 2.51 mostra o esquema de uma instalação de potência de ciclo combinado usando a tecnologia PFBC, com sistema de aquecimento da água de alimentação do combustor de leito pressurizado, de alta e baixa pressão, desaerador e resfriadores de cinzas. A Figura 2.52a destaca uma caldeira de leito fluidizado circulante pressurizado fabricado pela Babcock Borsig Power para queimar uma extensa faixa de combustíveis sólidos de baixo poder calorífico (pobres) com preparação simples dos mesmos.

A base do leito fluidizado pode ser suportada por placa perfurada ou parede membrana resfriada a água com projeto especial dos orifícios (bocais) que distribuem o ar uniformemente sob pressão. De acordo com Menendez (1995), os sistemas de geração de potência com caldeiras de leito fluidizado pressurizado apresentam uma eficiência 10% superior às convencionais queimando carvão pulverizado.

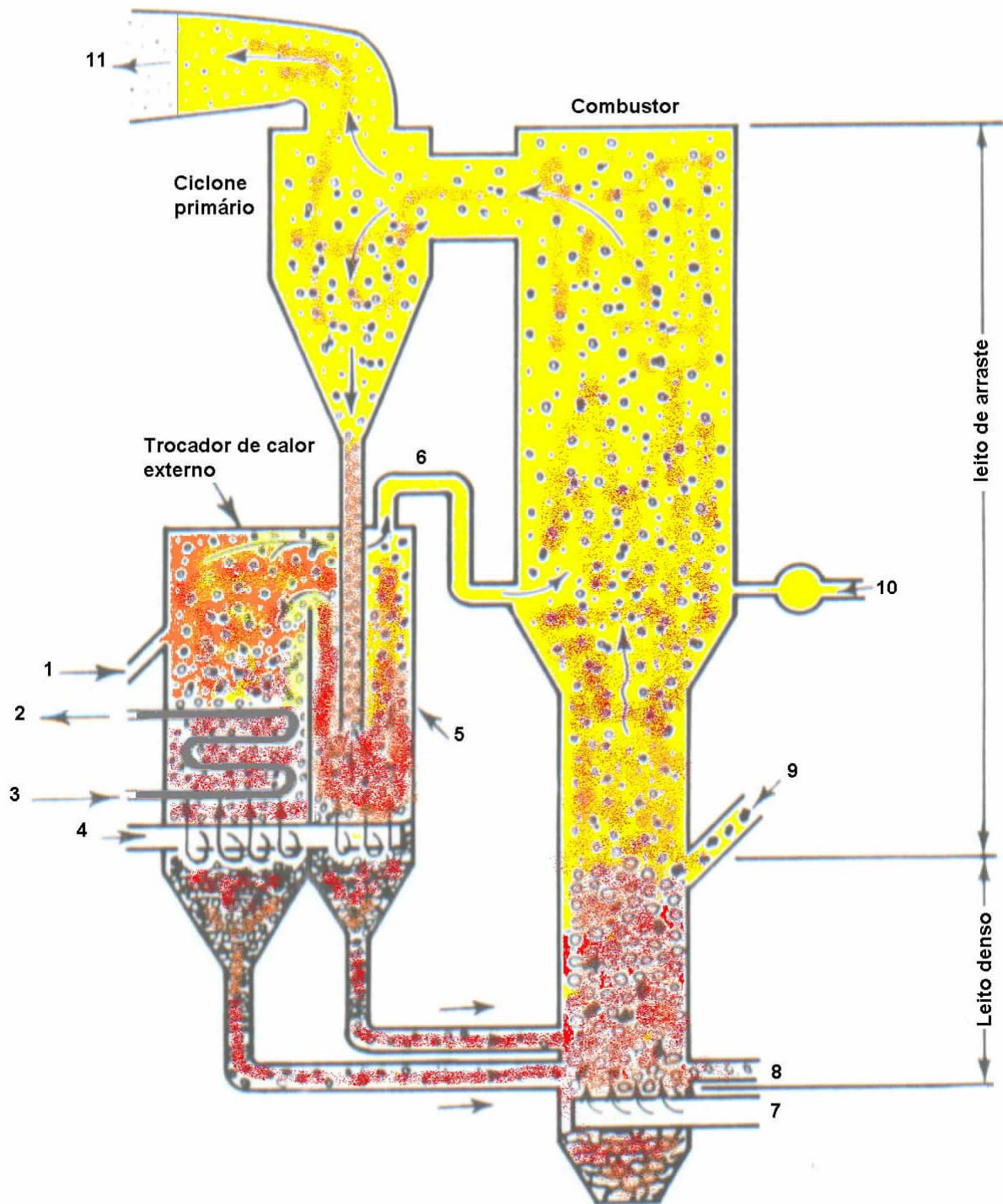


Figura 2.48: Esquema de uma fornalha de leito fluidizado circulante pressurizado. Fonte: Kohan & Spring (1991). 1- para disposição do carvão, 2- para o tubulão de vapor, 3- água de circulação, 4- ar fluidizante, 5- reciclo quente, 6- passagem de gás, 7- ar primário, 8- calcário moído, 9- carvão, 10- ar secundário, 11- para conexão com a caldeira e remoção de particulado.

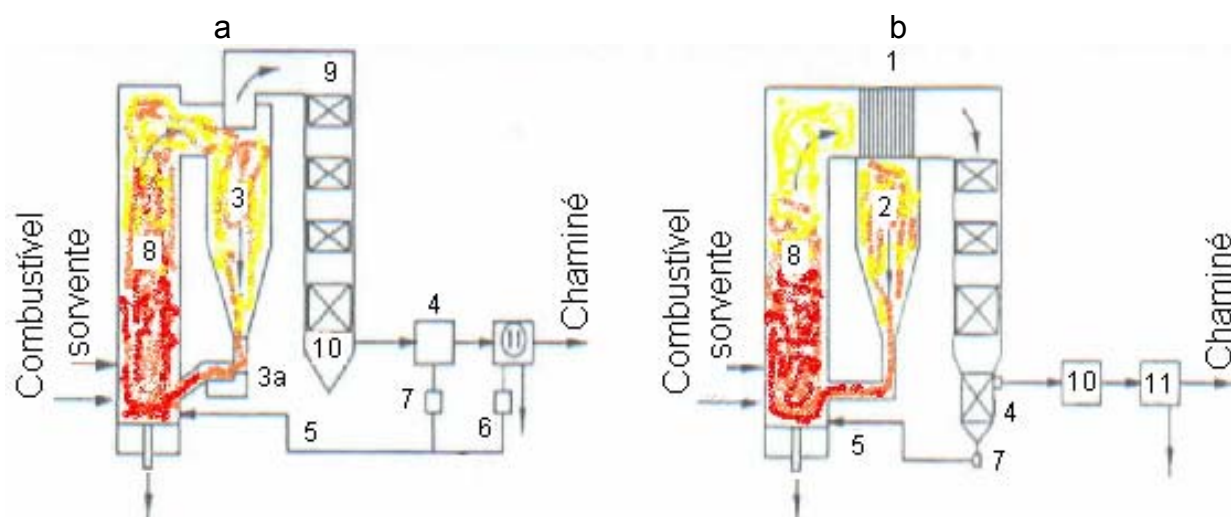


Figura 2.49: Sistemas de separação de sólidos em caldeiras de leito fluidizado circulante. Fonte: Belin e Flynn (1991). a) com um ciclone como separador primário, b) com um separador de impacto com vigas em U. 1- separador primário, 2- silo de armazenagem de partículas, 3- ciclone, 3a – selo, 4- coletor secundário, 5- recirculação secundária, 6- recirculação do filtro de manga, 7- purgador do coletor secundário, 8- fornalha, 9- superfícies convectivas, 10- preaquecedor de ar, 11- filtro de manga.

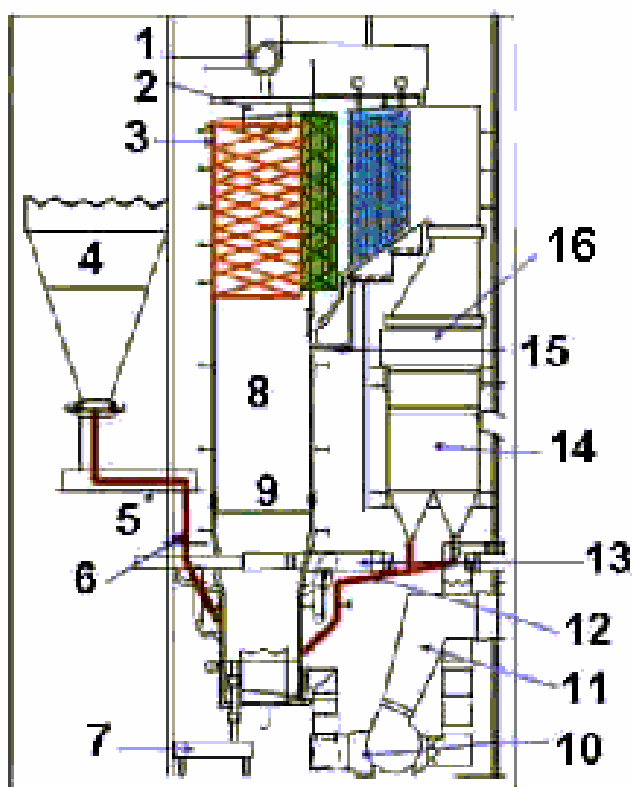


Figura 2.50: Caldeira aquatubular de leito fluidizado circulante fabricada pela B&W. Fonte: Babcock & Wilcox (2003). 1- tubo de vapor, 2- parede de divisão, 3- separador de vigas em U, 4- silo de carvão, 5- alimentador gravimétrico, 6- rampa do alimentador, 7- resfriador de cinzas, 8- fornalha, 9- linha dos refratários, 10- conduto para o queimador, 11- conduto de ar primário, 12- sistema de recirculação, 13- conduto de ar secundário, 14- coletor de pó, 15- funil de transferência de partículas, 16- economizador.

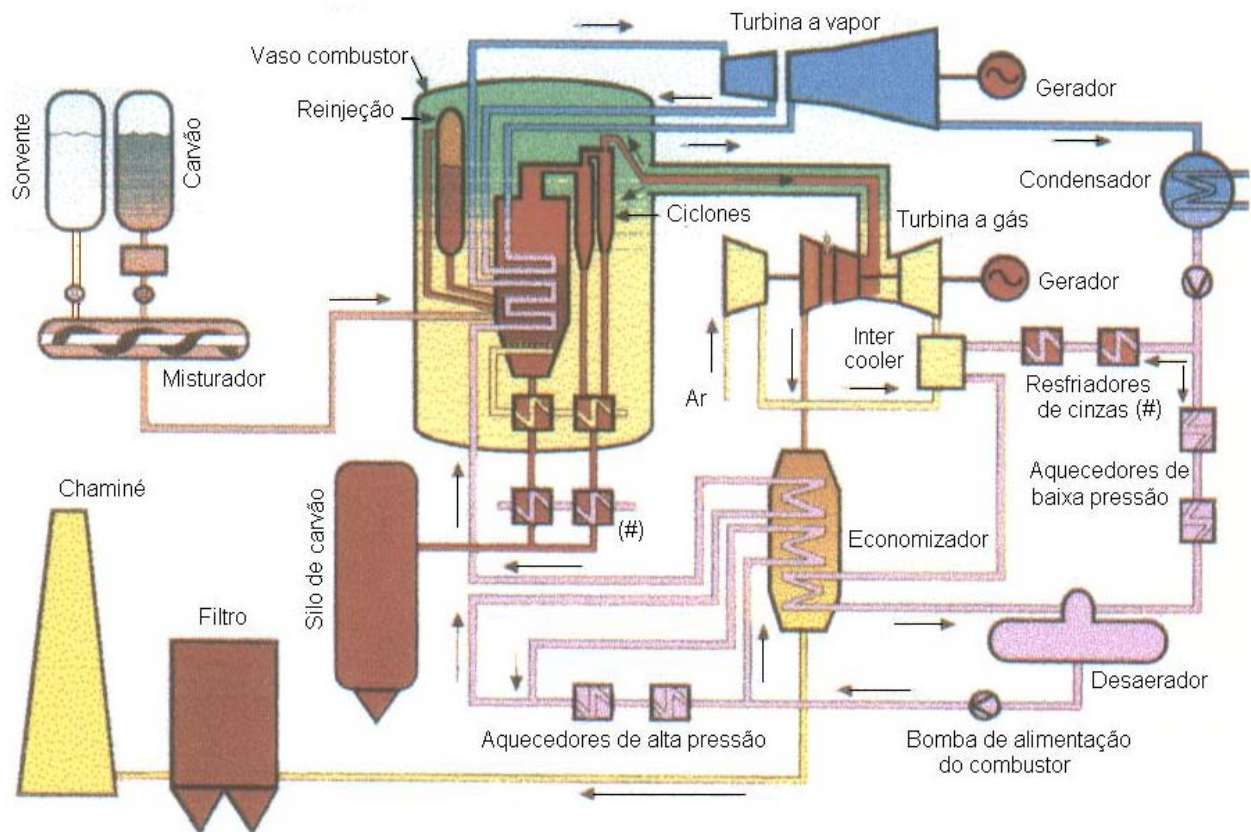


Figura 2.51: Diagrama esquemático de um ciclo combinado com caldeira de leito fluidizado circulante pressurizado. Fonte: Bozzuto et al. (2001).

A Figura 2.52b destaca dois modelos de caldeiras PFBC, sendo duas de 900 MW para a cidade de Waigaoqiao em Shanghai (China) e uma de 1000 MW para a cidade de Niederaussem na Alemanha, para queima de carvão castanho, de projeto da ALSTOM.

Franke, Kral e Wittchow (1999) apresentam em seu trabalho possíveis materiais para os geradores de vapor do futuro. Para a parede d'água poderão ser usados materiais como o 7CrMoVTiB9 10 com temperatura de 580°C e o HCM 12 para 600°C.

Os tubos dos superaquecedores poderão ser de liga 617 a ~ 690°C e liga 625 para ~ 740°C. No caso dos coletores poderá ser usado o material TP 347 H FG para 655°C e a liga 617 modificada para ~ 700°C. “As maiores plantas com caldeiras de leito fluidizado convencional estão nos EUA e Japão” (Lora, 2000).

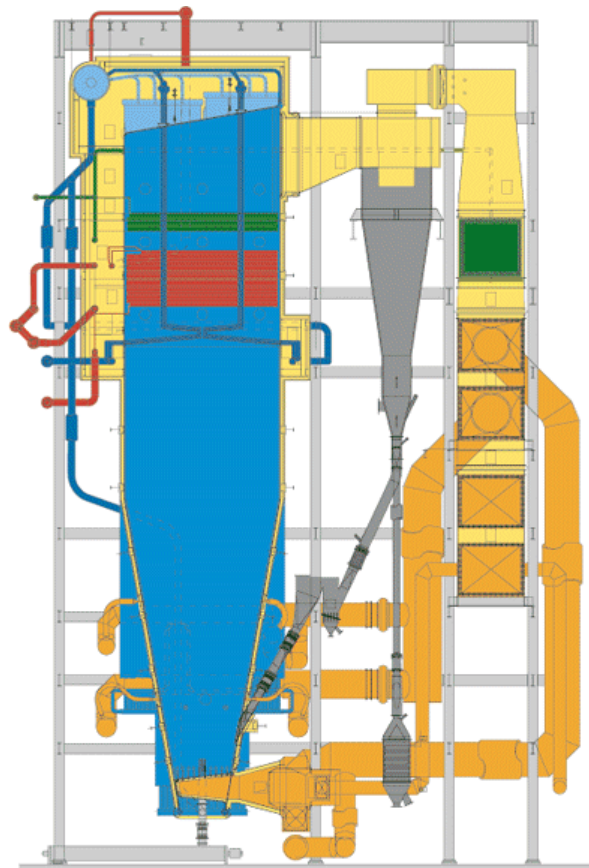


Figura 2.52: Caldeira de leito fluidizado circulante pressurizada com apenas um tubo. Fonte: Babcock Power Inc. (2003).

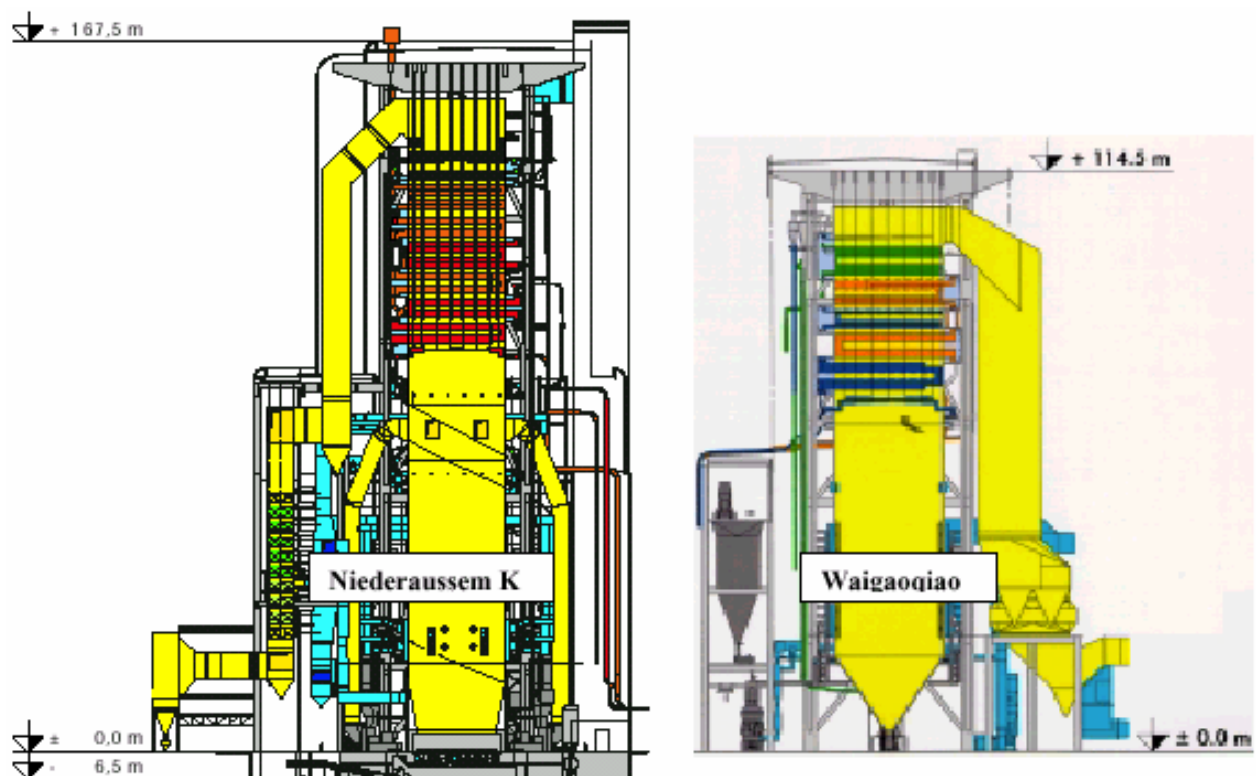


Figura 2.52b: Modelos de caldeiras PFBC projetados pela ALSTOM .  
Fonte: Bozzuto et al. (2001).

## 2.6 - Turbina a Vapor

As turbinas a vapor são divididas em dois tipos básicos, as de uso geral e as de uso especial. Para grandes usinas térmicas a vapor utilizam-se turbinas de uso especial, em que a eficiência é elevada, trabalhando normalmente com vapor de alta pressão. São turbinas de vários estágios em série, sendo o primeiro estágio de ação, no caso mais comum de velocidade, ou mais raramente de pressão, e os seguintes podem ser de ação ou reação. Desta forma, ficam definidas as turbinas de ação e turbinas de reação.

Nas turbinas de ação, a transformação da energia térmica em cinética e a variação de pressão ocorrem unicamente nos expansores (bocais), enquanto a energia cinética do vapor é transformada em trabalho mecânico nos canais formados entre as pás do rotor, ou rotores no caso de múltiplos estágios. Nas turbinas de reação parte da energia térmica (salto entálpico) do vapor se expande nos expansores e o restante nos canais formados entre as pás do rotor ou rotores. Dessa forma, parte do trabalho mecânico é devido ao impulso e a outra parte é devido à expansão nos canais formados entre as pás, que nessas turbinas possuem perfil aerodinâmico, segundo Vivier (1968), Shlyakhin (1965) e Saarlás (1978). A Figura 2.53 apresenta os tipos construtivos de turbinas a vapor de ação e de reação (contrapressão). As turbinas de reação de multi-estágios são constituídas de várias turbinas de reação em série que variam em geral de 8 a 30 estágios, usadas para potências altas. Para turbinas de ação tem-se a montagem tipo disco e diafragma (conjunto rotativo) constituído por discos, montados em um eixo, com fixação por interferência e chaveta.

Na periferia destes discos são usinados os rebaixos para fixação das pás.

Em ambos os lados do eixo são usinados os moentes dos mancais radiais e, em um dos lados, fixado o colar de escora. No caso de alta rotação do eixo da máquina a construção do tipo disco e diafragma (conjunto rotativo integral) são obtidos por forjamento único e usinagem.

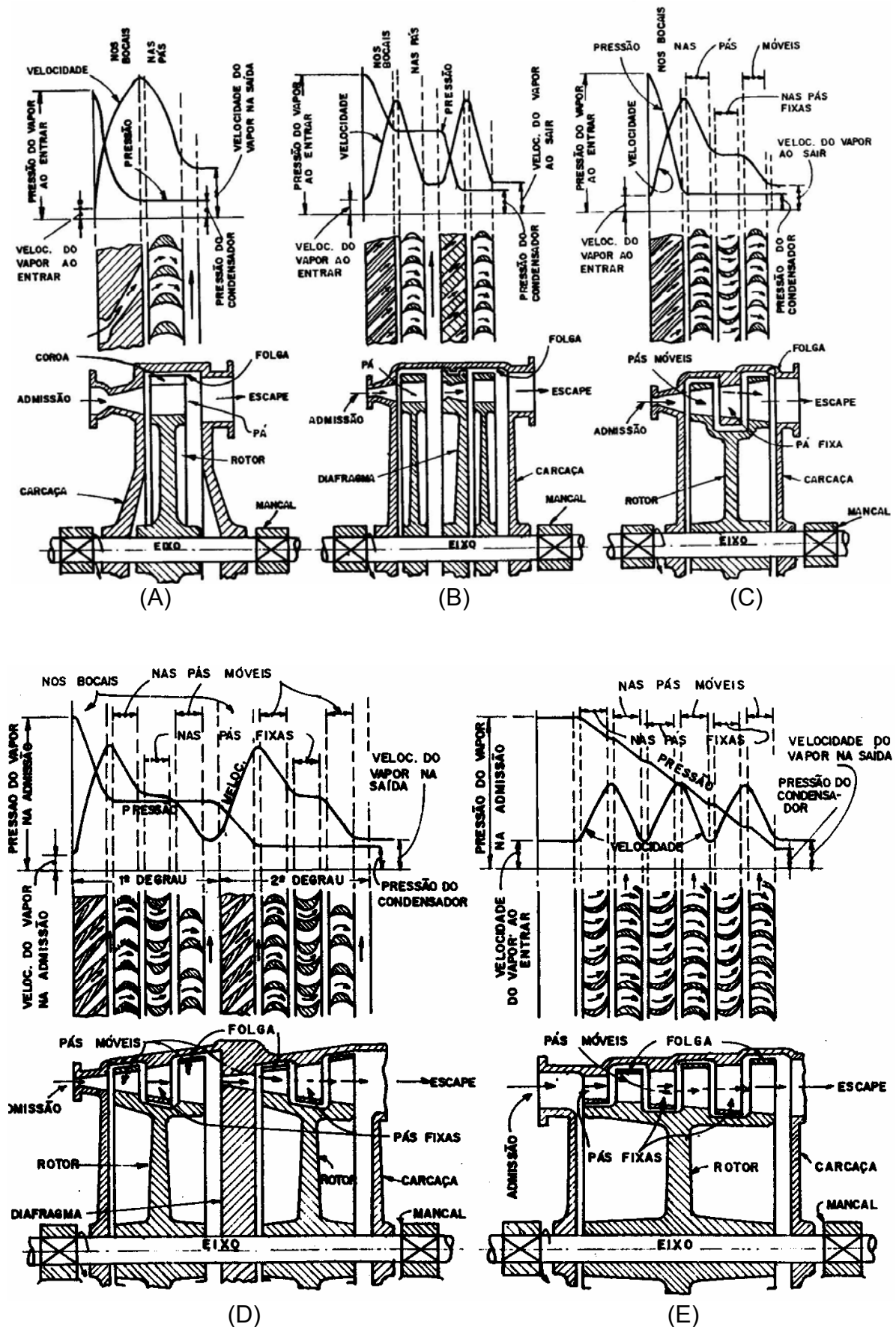


Figura 2.53: Tipos construtivos de turbinas a vapor. Fonte: Severns et al. (1975). A- turbina de ação simples, B- turbina de ação com pressão escalonada (Rateau), C- turbina de velocidade escalonada (Curtis), D- turbina com escalonamento de pressão e de velocidade (Curtis), E- turbina de reação (Parsons).

Em turbinas de reação o conjunto rotativo é usualmente do tipo tambor rotativo.

Este tambor rotativo tem seções crescentes da admissão para a descarga e pode ser obtida a partir de uma única peça forjada ou de várias seções forjadas e soldadas. Na periferia do tambor são usinados os encaixes para as rodas de pás móveis. As duas pontas de eixo, onde são usinados os mancais radiais e fixados os labirintos de selagem, são prolongamentos do tambor rotativo. A carcaça da turbina suporta os diafragmas e expansores (bocais), em turbinas de ação, ou os anéis suportes e as pás fixas, em turbinas de reação, os mancais, as válvulas de controle de admissão e de extração de vapor, a válvula de desarme rápido, e outras partes estacionárias. No caso das turbinas de uso especial a carcaça é de partição horizontal, na altura do eixo. Neste tipo de turbina o controle da admissão de vapor é feito através de várias válvulas em paralelo (*multi-valve*), cada uma alimentando um grupo de expansores. A abertura destas válvulas é seqüencial, e à medida que a vazão total de vapor cresce para atender ao aumento da carga, a quantidade de expansores que está recebendo vapor cresce proporcionalmente.

A abertura seqüencial das válvulas pode ser feita por meio de um eixo de came, ou por meio de válvulas com hastes de comprimento variáveis, acionadas por uma barra horizontal. As válvulas de controle de extração são usadas em turbinas especiais nas quais não se admite flutuação na pressão do vapor sangrado, com a variação das condições de carga da turbina. Seu funcionamento é semelhante as das válvulas de controle de admissão, só que controladas pela pressão do vapor sangrado, através do controlador de pressão de sangria, e não pela velocidade da turbina. Este tipo de sangria, com controle de pressão, é denominada de extração automática. Para se parar uma turbina a vapor especial usa-se uma válvula de fechamento rápido denominada válvula de bloqueio automático (*trip valve*), colocada em série com as válvulas de controle de admissão, acionadas por força hidráulica, através de bomba de óleo. A selagem, feita para se evitar fuga de vapor ou entrada de ar se a pressão for inferior à atmosférica, entre eixo e carcaça (selagem externa) e entre eixo e diafragmas (selagem interna) é por labirinto e não por anéis de carvão cujo desgaste é mais rápido e de menor confiabilidade.

A Figura 2.54 mostra uma turbina com multi-estágios de impulsão. A expansão do vapor ocorre através do grupo de bocais (expansores) em cada estágio, enquanto nas pás móveis somente a direção do fluxo de vapor é alterada e conseqüentemente a energia de velocidade do vapor é transformada em trabalho mecânico. O eixo (1) da turbina comporta sete discos, que tem pás móveis fixadas em sua periferia. Partições,

conhecidas como diafragmas são fixados no estator (9) da turbina; bocais para a expansão do vapor são colocados nestes diafragmas. O vapor da câmara anular (5) entra nos bocais do primeiro estágio e depois disso passa consecutivamente através das passagens entre as pás móveis e os bocais dos estágios seguintes da turbina. O vapor de descarga do último estágio entra no tubo (6) e é dirigido ao condensador, Shlyakhin (1965).

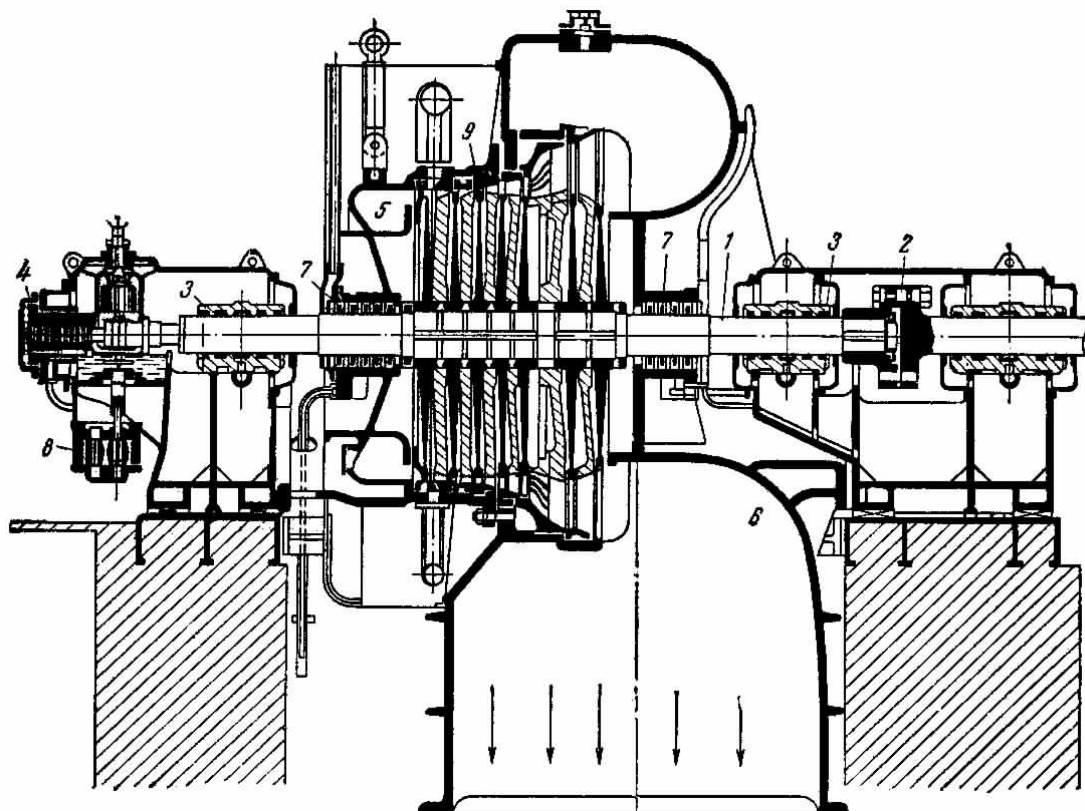


Figura 2.54: Corte longitudinal de uma Turbina de impulsão de multi-estágios. Fonte: Shlyakhin (1965). 1- eixo com sete discos, 2- acoplamento, 3- mancais, 4- mancal de empuxo, 5- câmara de suprimento de vapor do primeiro estágio, 6- duto de exaustão, 7- enchimento do eixo, 8- bomba de óleo de engrenagens, 9- invólucro da turbina.

A Figura 2.55 mostra a turbina K-6-35 (AK-6) em corte longitudinal projetada para admitir vapor a (3,4 MPa) e 435° C, girando a 3000 rpm e com uma capacidade de 6 MW. O vapor é suprido através de um arranjo de bocais. O estágio regulador seguido por quinze estágios de pressão recebe vapor suprido por seus bocais através de quatro válvulas reguladoras. O estágio regulador consiste de um disco de duas fileiras. A turbina tem três extrações para os aquecedores da água de alimentação da caldeira. A primeira extração é depois do quinto estágio; a segunda depois do oitavo estágio e a terceira extração depois do décimo primeiro estágio, Shlyakhin (1965).

A turbina P-1.5-35/5 (AP-1.5) de condensação da Kirov Turbine Works é mostrada na Figura 2.56.

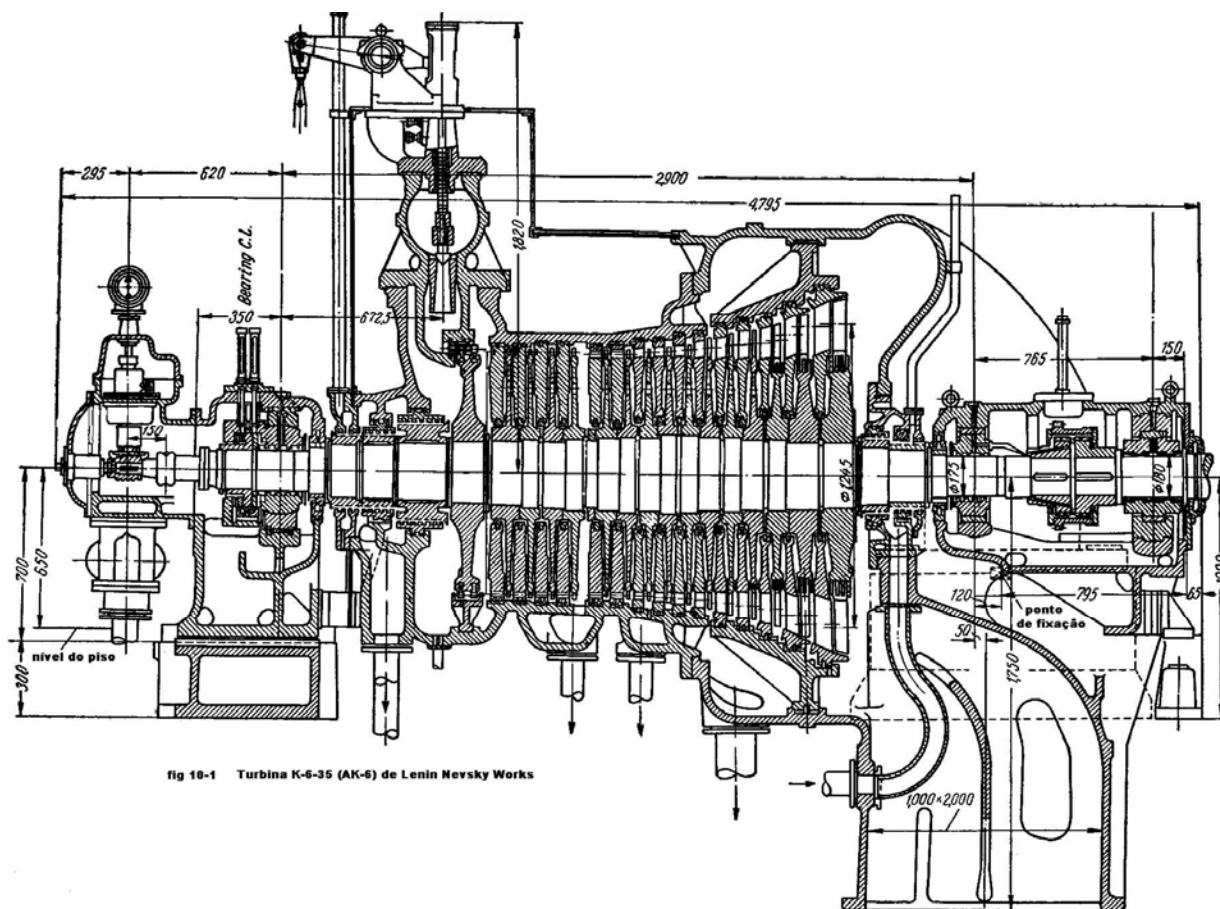


Fig 18-1 Turbina K-6-35 (AK-6) de Lenin Nevsky Works

Figura 2.55: Corte longitudinal da turbina a vapor de reação K-6-35 (AK-6) da Lênin Nevsky Works. Fonte: Shlyakhin (1965).

Trata-se de uma turbina de impulsão com um único cilindro com extração controlada. Sua capacidade é de 1,5 MW a 8000 rpm. Aciona um alternador que gira a 3000 rpm através de uma redução de engrenagens. A pressão de admissão do vapor é de (3,4 MPa) a 435° C. Ela tem uma extração para uso industrial de cerca de 12 t/h, a uma pressão de (4,9 MPa) e duas extrações para aquecimento da água de alimentação até a temperatura de 150° C. O vapor é suprido as pás da turbina através de um sistema de bocais e a quantidade regulada por seis válvulas reguladoras. O suprimento para o cilindro de baixa pressão é realizado por um diafragma giratório Shlyakhin (1965). A Figura 2.57 mostra a seção de uma turbina a vapor de condensação usada quando as características do vapor são moderadas, da ordem de (2,4 MPa), e a pressão de exaustão menor que a pressão atmosférica.

Na Figura 2.58 mostra-se a seção de uma turbina a vapor de condensação com uma saída para extração de vapor.

A Figura 2.59 apresenta uma turbina a vapor de condensação com dois corpos, cuja disposição facilita sua construção quando o número de escalonamentos é elevado.

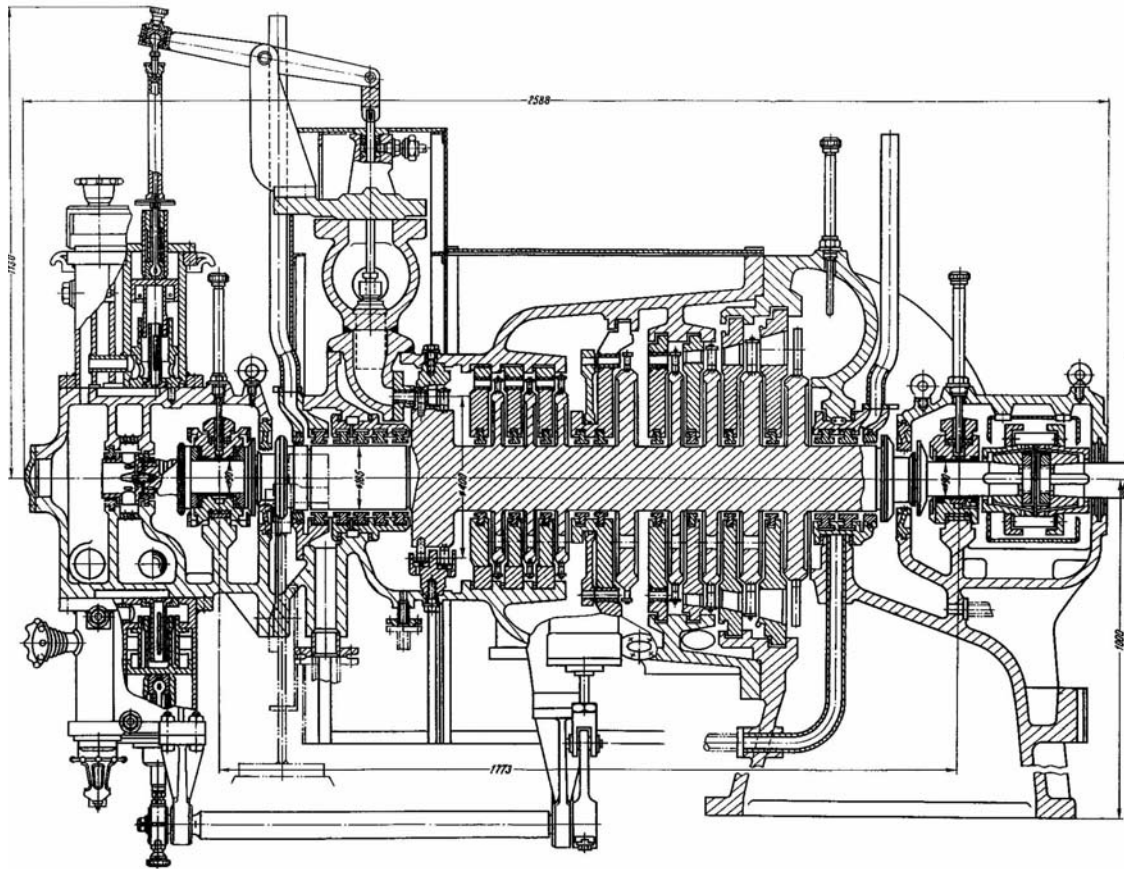


Figura 2.56: Corte longitudinal da turbina P-1.5-35/5 (AP-1.5) Kirov Turbine Works. Fonte: Shlyakhin (1965).

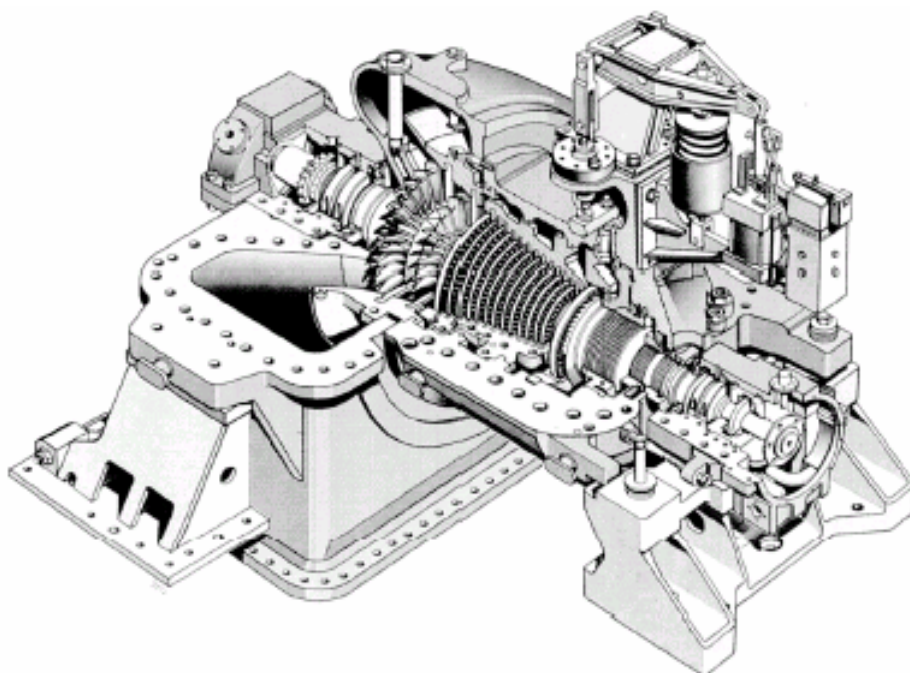


Figura 2.57: Secção de uma turbina de condensação. Fonte: Díez (2004).

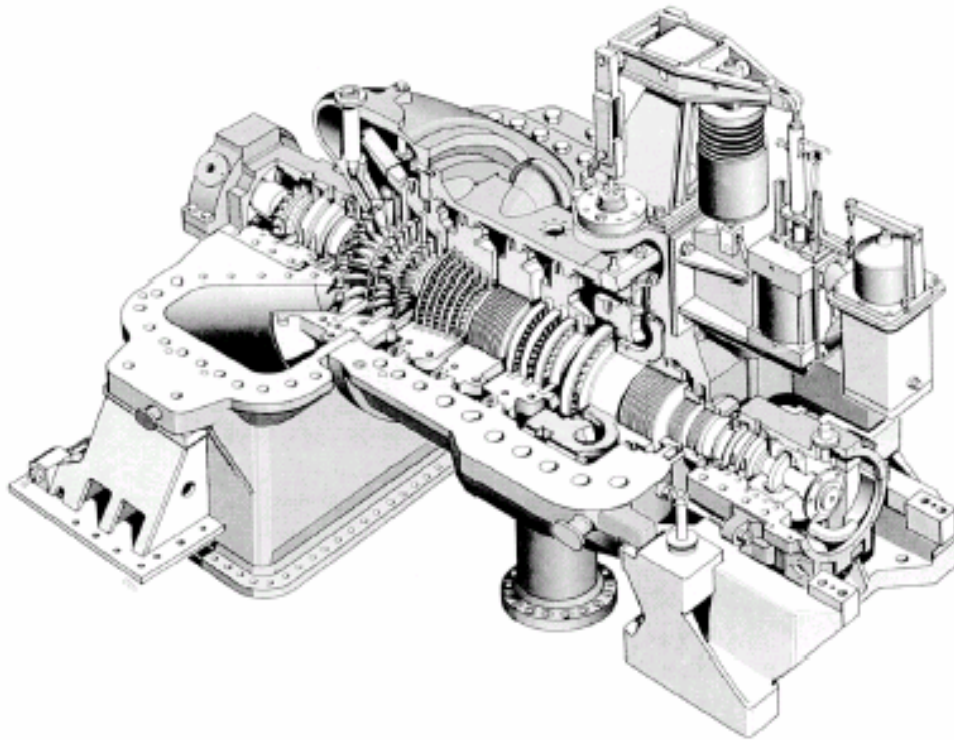


Figura 2.58: Secção de uma turbina a vapor de condensação com uma extração de vapor. Fonte: Díez (2004).

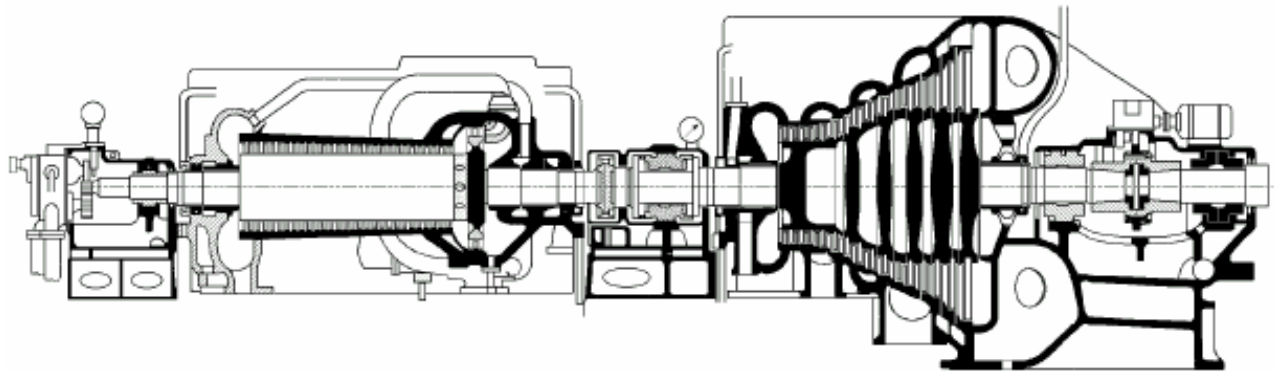


Figura 2.59: Turbina de condensação de dois corpos. Fonte: Díez (2004).

A Figura 2.60 mostra uma turbina de condensação com dois corpos, um de alta pressão e o outro de baixa pressão, sendo de fluxo duplo o lado de baixa pressão. De acordo com Díez (2004), para pressões de admissão da ordem de (9,8 MPa) absoluto e temperatura de admissão e de reaquecimento em cerca de 550°C a construção da turbina a vapor pode ser de três corpos, alta pressão, pressão intermediária ou pressão intermediária-baixa pressão e baixa pressão, como pode ser visto uma turbina de condensação de três corpos na Figura 2.61.

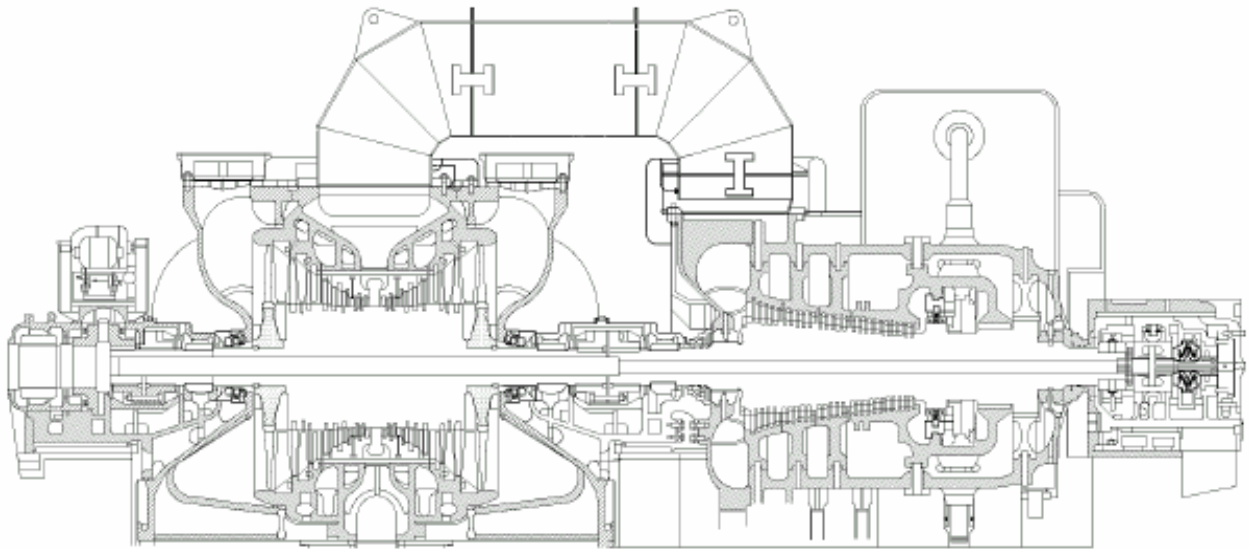


Figura 2.60: Turbina de condensação de dois corpos e fluxo duplo do lado de baixa pressão. Fonte: Díez (2004).

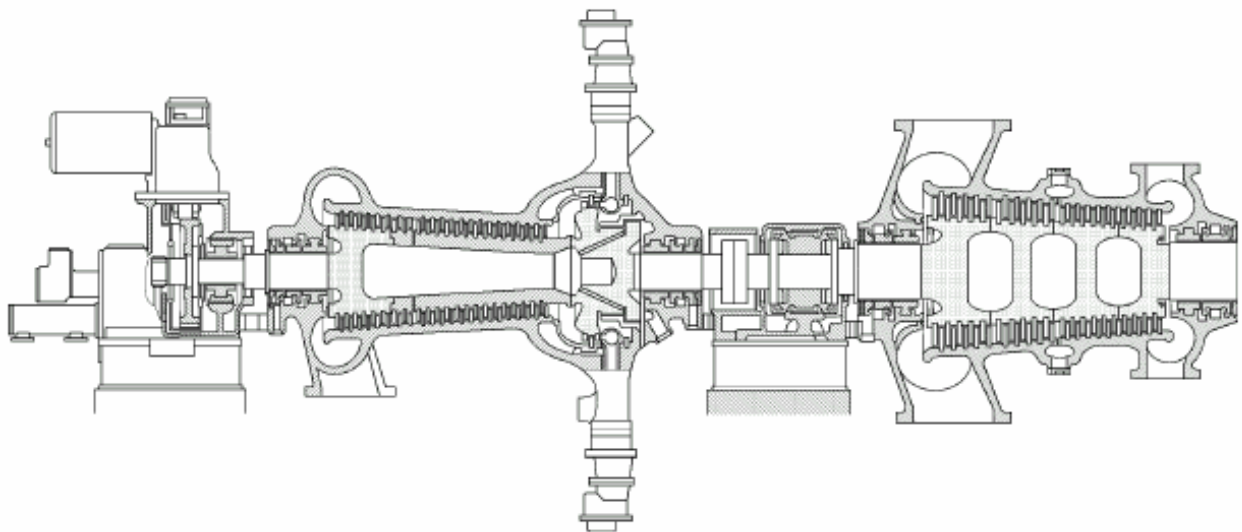


Figura 2.61: Turbina de condensação de três corpos, alta pressão, pressão intermediária e de baixa pressão. Fonte: Díez (2004).

A seção de uma turbina a vapor de contrapressão pode ser vista na Figura 2.62 onde para o caso de características do vapor inferior a (1,7 MPa) absoluto e 290°C estas turbinas são construídas de fundição e para características superiores de aço.

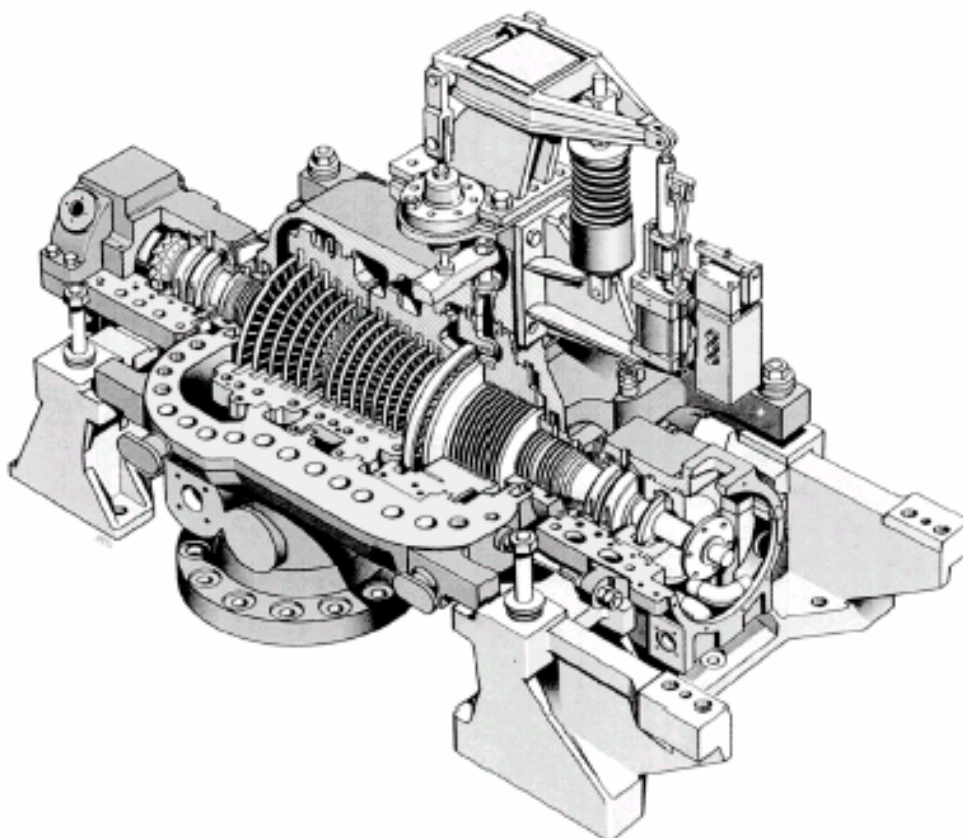


Figura 2.62 Secção de uma turbina de contra pressão. Fonte: Díez (2004).

Na Figura 2.63 pode-se ver a foto de uma turbina a vapor fabricada para aplicações acima de 40 MW de carcaça bi-partida horizontal. Elas podem ser de projetos do tipo N ou HN, de contrapressão/condensação e multi-estágios. As turbinas do tipo N são usadas para média e normais condições do vapor vivo, até 10,0 MPa/ 500°C, e as do tipo HN para condições altas do vapor, até 14,0 MPa/540°C. Na sequência, a Figura 2.64 mostra o rotor, suspenso de uma turbina a vapor de fluxo duplo.

Quanto ao tipo de materiais empregados na construção dos componentes das turbinas a vapor pode-se dizer que vão desde os aços carbonos, aços fundidos, ferros fundidos, aços ligas e aços inoxidáveis, caracterizados principalmente, pela pressão e temperatura, a que estarão sujeitos.



Figura 2.63: Foto de uma turbina a vapor do tipo HN.  
Fonte: Siemens (2003).



Figura 2.64: Foto de um rotor suspenso de turbina a vapor de fluxo duplo.  
Fonte: Alstom (2003).

## 2.7- Condensador

É um equipamento cuja função principal é a manutenção do vácuo na saída da turbina, viabilizando desta forma, a obtenção de eficiências mais elevadas na estação.

A turbina funciona com elevada pressão na entrada e com baixa pressão na saída e quanto maior for esta diferença, melhor será a sua eficiência térmica.

Segundo Kern (1980) o ar que vem junto com o vapor ou penetra devido ser a pressão menor do que a atmosférica tende a acumular-se no condensador, dificultando a transmissão de calor, e seu acúmulo faz também aumentar a pressão total no condensador elevando a temperatura de condensação, e conseqüentemente a diminuição da eficiência da estação. Cuidado especial deve-se ter com o sistema de selagem do vapor na saída da turbina para evitar a entrada de ar e a quebra de vácuo no condensador. Dessa forma, a remoção do ar, que não é condensável, é muito importante e deve ser extraído continuamente em pontos adequados. Os condensadores de superfície têm influído notavelmente no aperfeiçoamento das máquinas e turbinas a vapor. Provas experimentais têm mostrado que a disposição que se da a superfície tubular é de grande importância, influindo decisivamente no rendimento. Sua forma é tal que a área de passo decresce proporcionalmente à diminuição do volume, devido à condensação do vapor, além da vantagem de o condensado ser devolvido à caldeira através do sistema de alimentação de água. As partes principais, de um condensador de superfície, além da carcaça e das caixas de água ou dos carretéis, são constituídas por uma grande porta de entrada de vapor de exaustão, saídas para remoção do ar pelo lado da carcaça e um poço quente equipado com saídas de ar e de condensado. A velocidade do vapor deve estar entre 80 a 100 m/s. Quanto maior o vácuo mais cara a instalação de potência e maior a bomba de vácuo. Sua construção segue os princípios seguintes, apresentados por Gaffert (1964):

- 1- deixar espaço livre ao vapor para que se forme uma manta de vapor ao redor dos tubos mais eficazes
- 2- procurar passos livres ao vapor para facilitar a chegada deste ao centro do condensador
- 3- conseguir a maior carga por unidade de superfície
- 4- empregar a ventilação e o reaquecimento no poço de condensado

Na Figura 2.65 pode ser visto a aplicação destes princípios. Özisik (1990) mostra um corte através de um condensador de superfície, de dois passes, de uma grande

turbina a vapor, conforme Figura 2.66. Aqui a água de resfriamento flui horizontalmente no interior dos tubos, enquanto o vapor flui verticalmente para baixo, entrando por uma grande abertura na parte superior, e passando transversalmente aos tubos. Há um dispositivo de aspiração do ar frio das regiões que ficam exatamente acima do centro do poço quente. A Figura 2.67 mostra um condensador de superfície fabricado pela Foster Wheeler Corporation na sua forma longitudinal (a) e para se ter uma baixa queda de pressão e uma profunda penetração do vapor no feixe, os tubos devem ser dispostos para escoamento cruzado, usando um passe radial como indicado em (b).

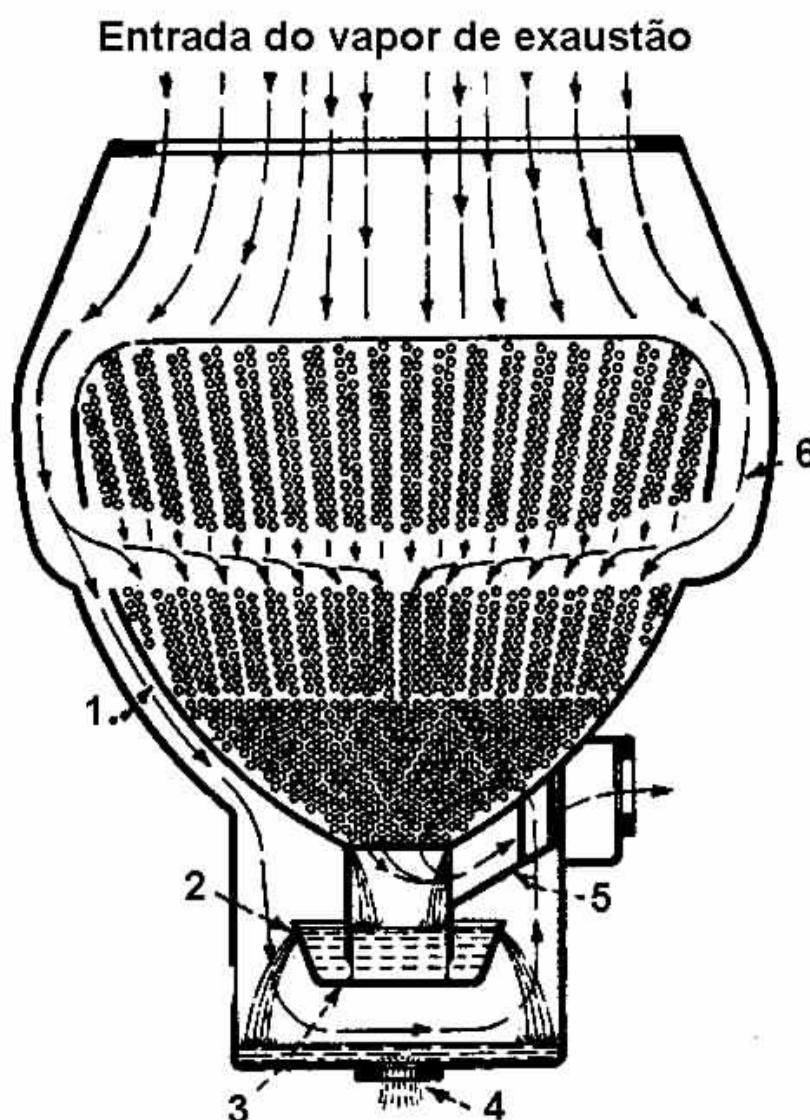


Figura 2.65: Corte transversal de um condensador de grande porte, com indicação dos princípios de construção. Fonte: Gaffert (1964). 1- passagem do vapor para aquecimento do condensado, 2- orifícios para formar uma cascata uniforme de condensado através do vapor de aquecimento, 3- bacia coletora de condensado, 4- saída do condensado, 5- tubo de ventilação do poço de condensado, 6- passagem direta do vapor ao grupo inferior de tubos.

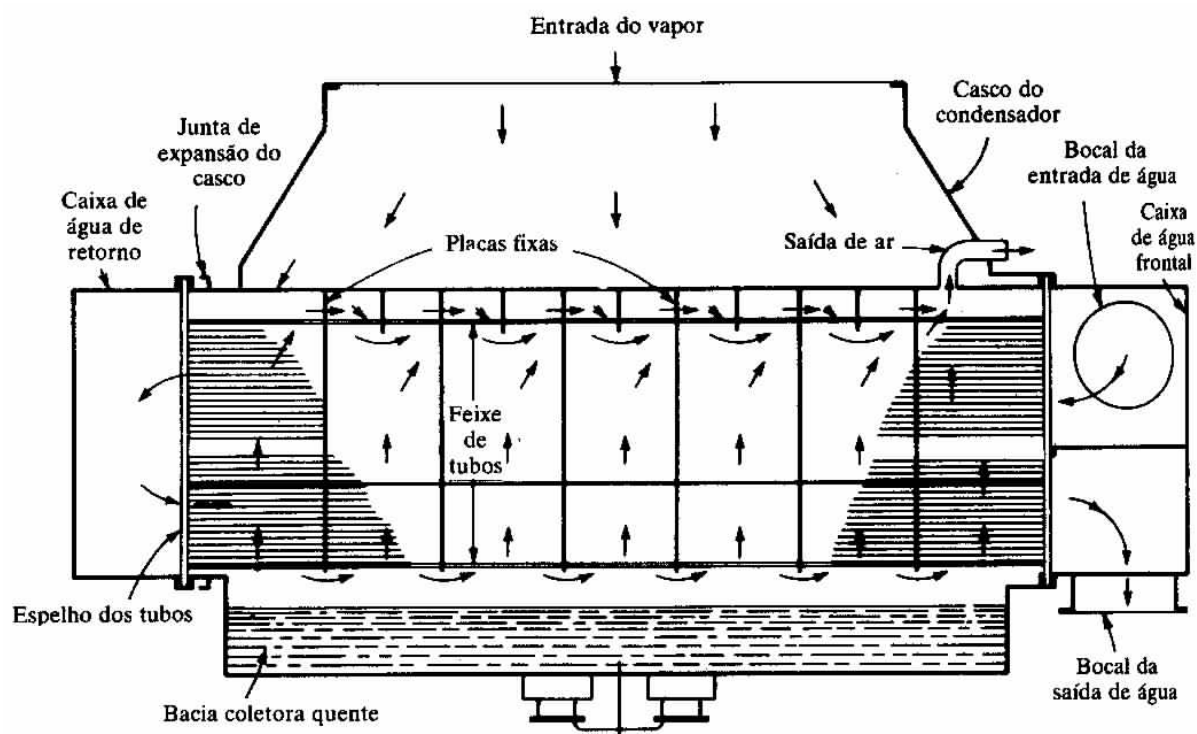


Figura 2.66: Corte transversal de um condensador de superfície de dois passes de uma grande usina térmica. Fonte: Özisik (1990).

Os tubos dos condensadores podem ser de titânio, ASTM B 338, de aço inoxidável, ASTM A 249, A 688, A 803, A 268, A 269 e A 450. Podem ser ainda de aço inoxidável duplex ASTM A 789 ou também as ligas de cobre níquel ASTM B 543 e B 552.

## 2.8 - Aquecedor de água de alimentação

Estes são trocadores de calor que usam o vapor sangrado das turbinas a fim de aquecer a água de alimentação que retorna à caldeira. Contribuem mais que qualquer outro equipamento no aumento da eficiência térmica dos ciclos de usinas térmicas a vapor. Atualmente as usinas térmicas modernas de grande porte chegam a usar 9 aquecedores ligados em série sendo um aquecedor desaerador, de contato direto, e os outros de superfície. Esses aquecedores são alimentados por vapores superaquecidos e vapores úmidos. A Figura 2.68 mostra um aquecedor de superfície de pressão média com disposição em contra-corrente onde o vapor é admitido por cima no centro da carcaça, devido a sua menor pressão, e descarregado na parte inferior. A água de aquecimento, a maior pressão, entra na parte inferior do cabeçote fixo e sai pela parte superior através dos tubos. Este também apresenta um cabeçote com espelho

flutuante que favorece a dilatação do feixe de tubos e sua manutenção. Podem ser verticais ou horizontais de acordo com Gaffert (1964).

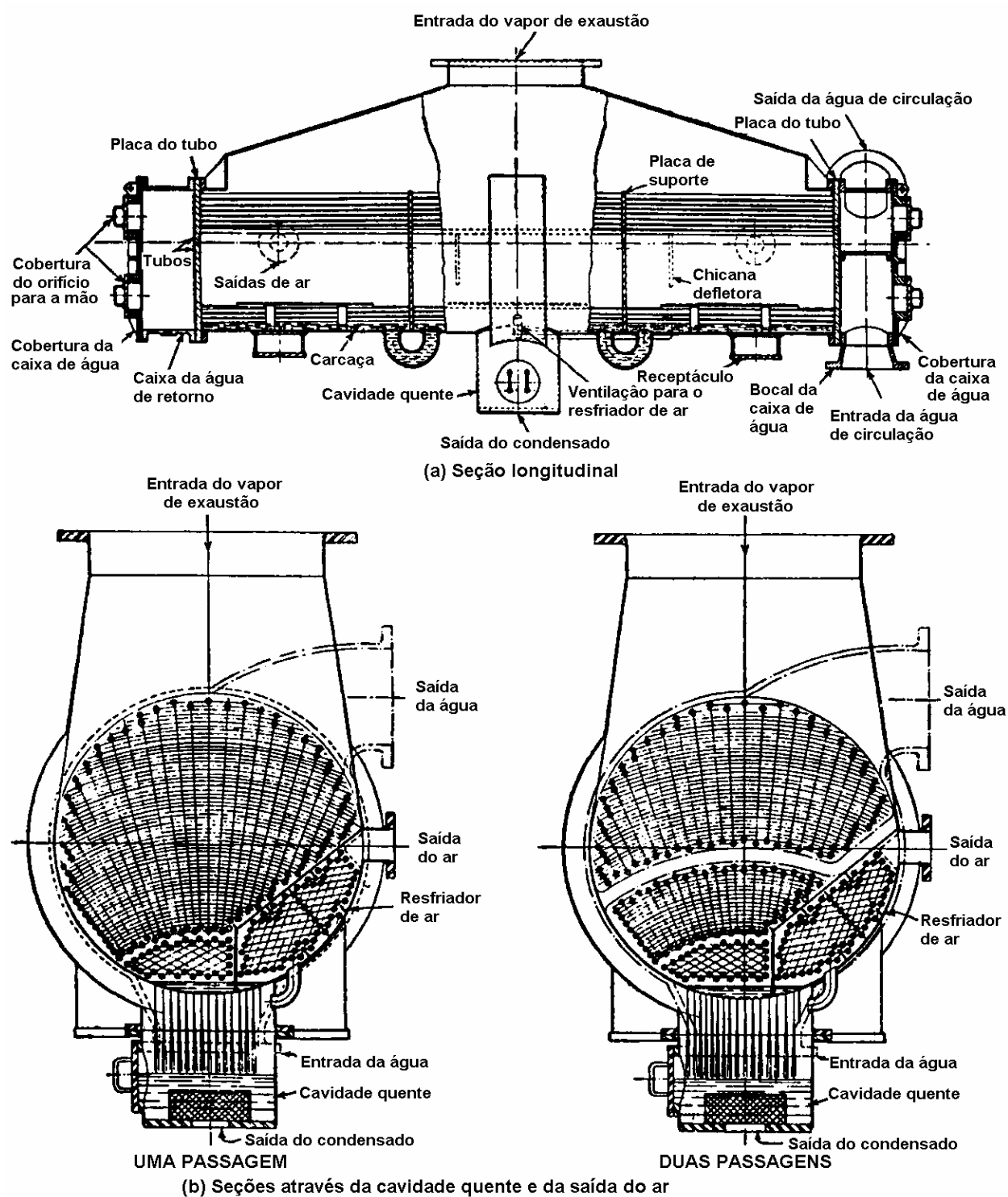


Tabela 2.67: Condensador de superfície fabricado pela Foster Wheeler Corporation.  
Fonte: Kern (1980).

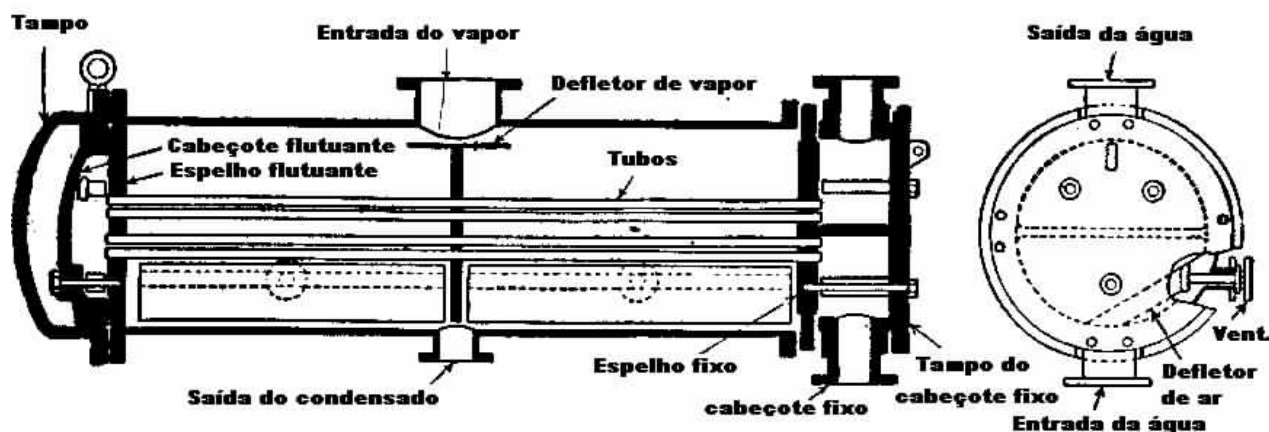


Figura 2.68: Corte longitudinal mostrando as partes principais de um aquecedor.  
Fonte: Gaffert (1964).

Os aquecedores alimentados por vapor superaquecido apresentam três seções.

A primeira seção é de dessuperaquecimento onde um conjunto de chicanas de pequeno espaçamento aumenta a turbulência e área de escoamento a fim de aumentar o coeficiente de transmissão de calor. A segunda seção, de condensação, apresenta chicanas bem espaçadas uma da outra com o objetivo principal de suporte do feixe de tubos. A terceira seção, de resfriamento, apresenta novamente chicanas mais próximas com escoamento do condensado paralelo ao feixe com o objetivo também de aumentar o coeficiente de transmissão. A Figura 2.69 apresenta o exemplo de um aquecedor de água de alimentação horizontal mostrando as três seções de troca térmica e um feixe de tubos em “U” formando dois passes de tubos. A seção de sub-resfriamento apenas usa alguns dos tubos do primeiro passe e é dito ter um “split-pass drain cooler”.

Quando todos os tubos são usados é conhecido como um “full-pass drain cooler”, conforme Birring (2000). A Figura 2.70 apresenta um exemplo de aquecedor de água de alimentação horizontal para linhas de alta pressão, a Figura 2.71 um aquecedor horizontal para linhas de baixa pressão e a Figura 2.72 um aquecedor horizontal de água de alimentação com passagem por baixo (vertical) para linhas de alta pressão (*Thermal Engineering International*, 2001). A falha nos tubos de aquecedores de alta pressão é uma das maiores causas de interrupções forçadas não programadas em instalações de potência queimando combustíveis fósseis. A deterioração dos tubos ocorre por causa de projetos incorretos, problemas de fabricação e por operação inadequada do aquecedor, segundo Birring (2000).

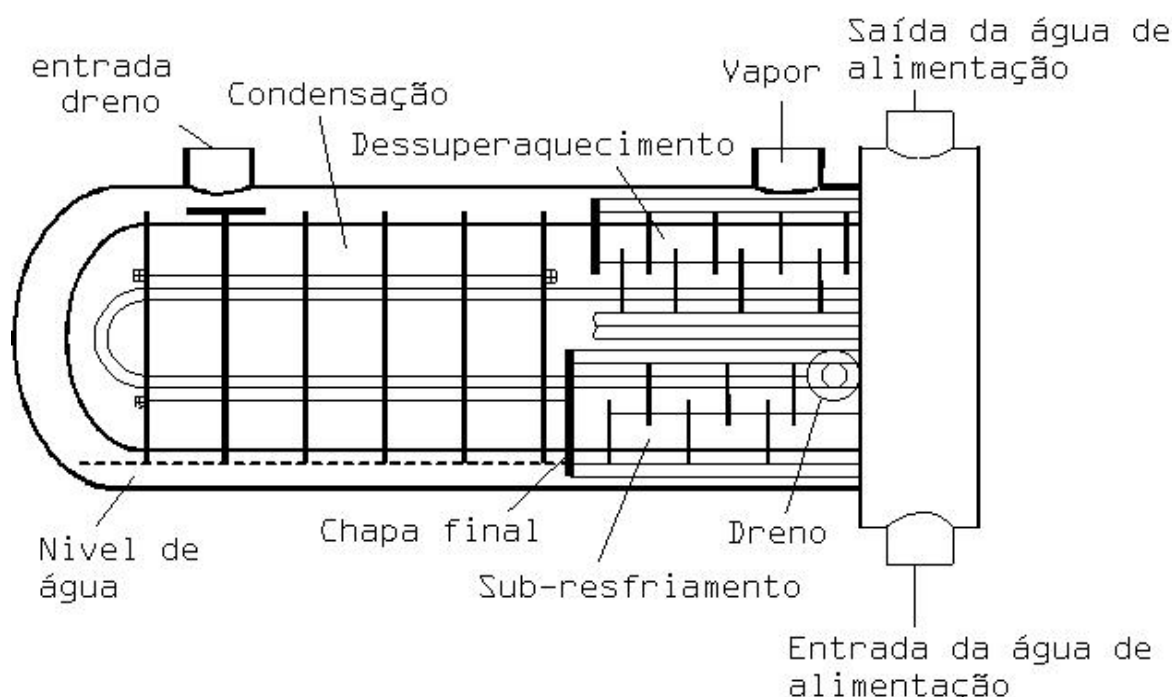


Figura 2.69: Exemplo de um aquecedor de água de alimentação horizontal de alta pressão apresentando as três seções de troca térmica e feixe de tubos em U.  
Fonte: Birring (2000).

As inspeções nos tubos identificam os tubos com danos e localizam estes danos ao longo do comprimento do tubo. Falhas nos tubos de um aquecedor podem ser evitadas seguindo-se um programa bem planejado de inspeção. Os problemas de projeto estão relacionados a altas velocidades nos tubos, vibração, seleção do material e a junção de tubo a tubo. Problemas relacionados à fabricação inclui furação dos suportes das placas, soldas e fabricação das juntas das superfícies dos tubos. Já os problemas de operação estão ligados basicamente a ciclagem, partida, operação em baixa carga e operação com fluxo excessivo.

Na Figura 2.73 pode-se ver técnicos efetuando uma inspeção nos tubos de um aquecedor de água de alimentação horizontal de alta pressão. As Tabelas 2.6, 2.7 e 2.8 fornecem os tipos usuais de materiais para os aquecedores de água de alimentação (*feedwater heaters*). Estes materiais estão identificados pelo nome comum, da VALTIMET, da ASME/ ASTM e pela norma DIN alemã.

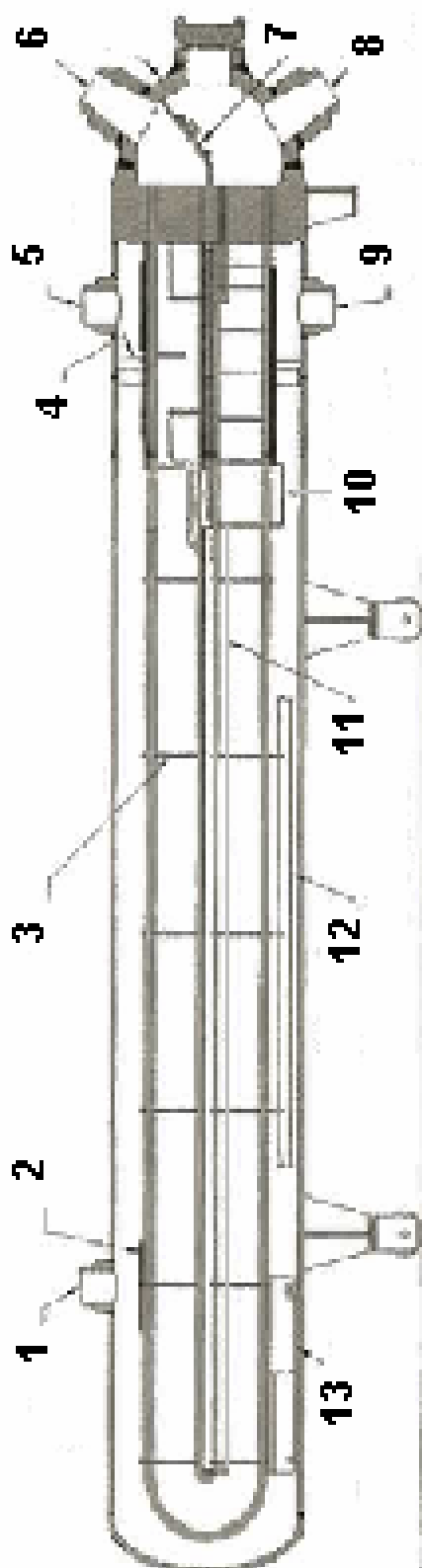


Figura 2.70: Aquecedor de água de alimentação horizontal de alta pressão.

Fonte: Thermal Engineering International (2001). 1- entrada do dreno; 2- placa de choque (aço inoxidável); 3- placa suporte dos tubos; 4- junta da placa; 5- entrada do vapor; 6- saída da água de alimentação; 7- tampo hemisférico; 8- tampa divisória; 9- entrada da água de alimentação; 10- saída do dreno; 11- entrada do refrigerador de dreno; 12- comprimento total do duto de ventilação; 13- suporte do feixe de tubos; 14- feixe com rodas.

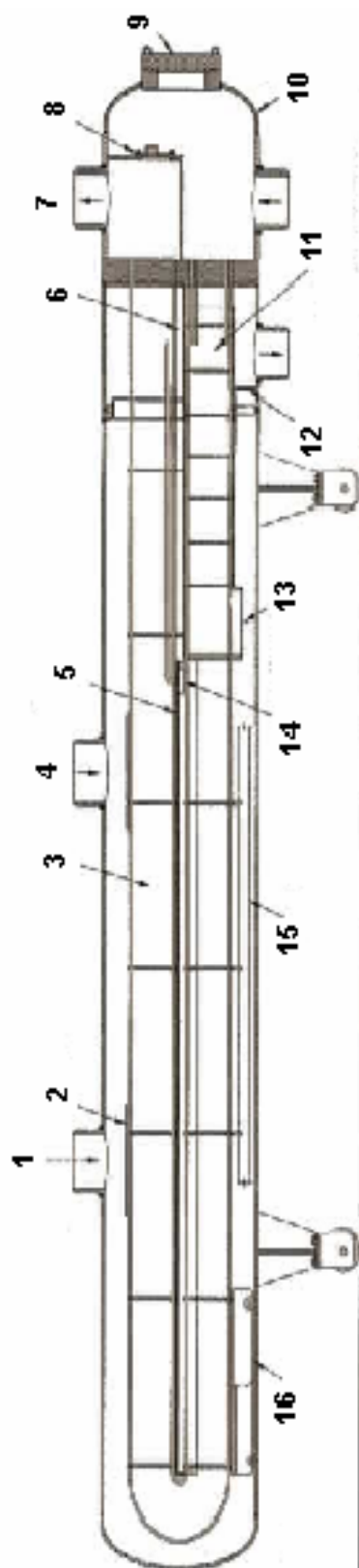


Figura 2.71: Aquecedor de água de alimentação horizontal de baixa pressão.

Fonte: Thermal Engineering International (2001). 1- entrada do vapor; 2- placa de choque; 3- zona de condensação; 4- entrada do vapor 5- duto de ventilação; 6- duto suplementar de ventilação; 7- saída da água de alimentação; 8- tampo divisório; 9- tampa opcional; 10- cabeçote semi-elíptico; 11- zona de resfriamento do dreno; 12- placa selo; 13- entrada do refrigerador de dreno; 14- duto da saída de ventilação; 15- suporte do feixe de tubos; 16- feixe com rodas.

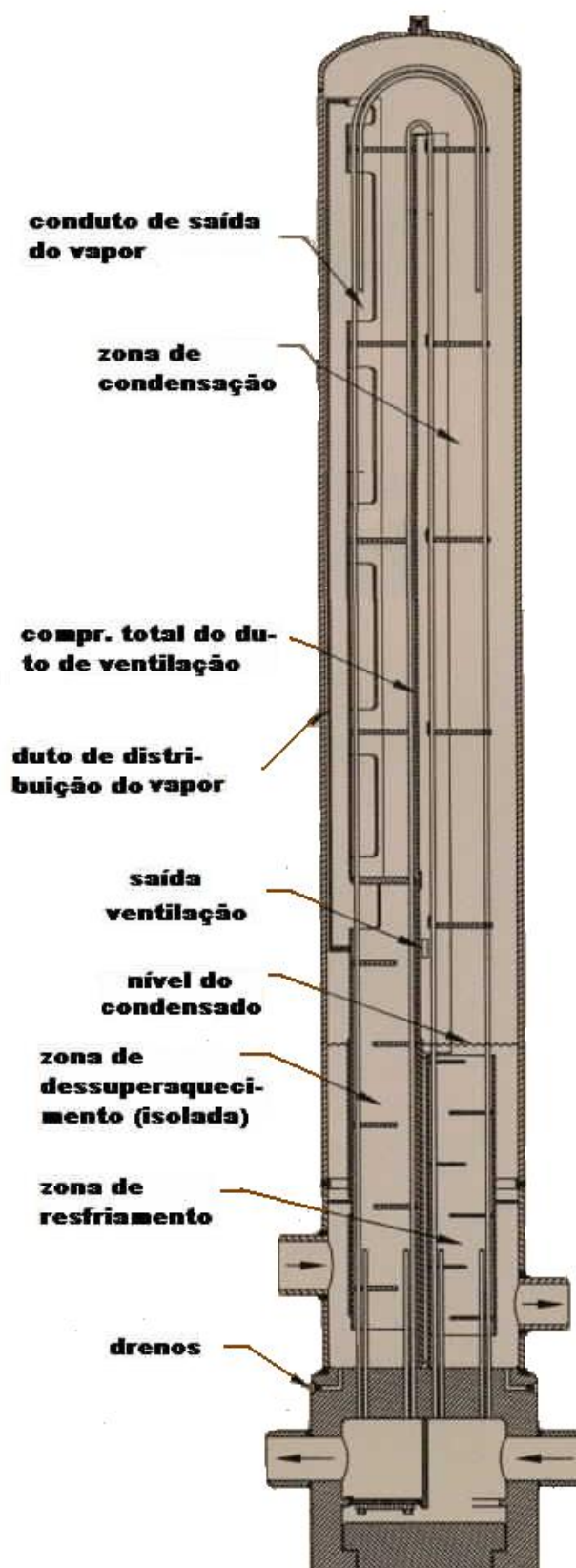


Figura 2.72: Aquecedor de água de alimentação vertical com passagem por baixo para as linhas de alta pressão. Fonte: Thermal Engineering International (2001).

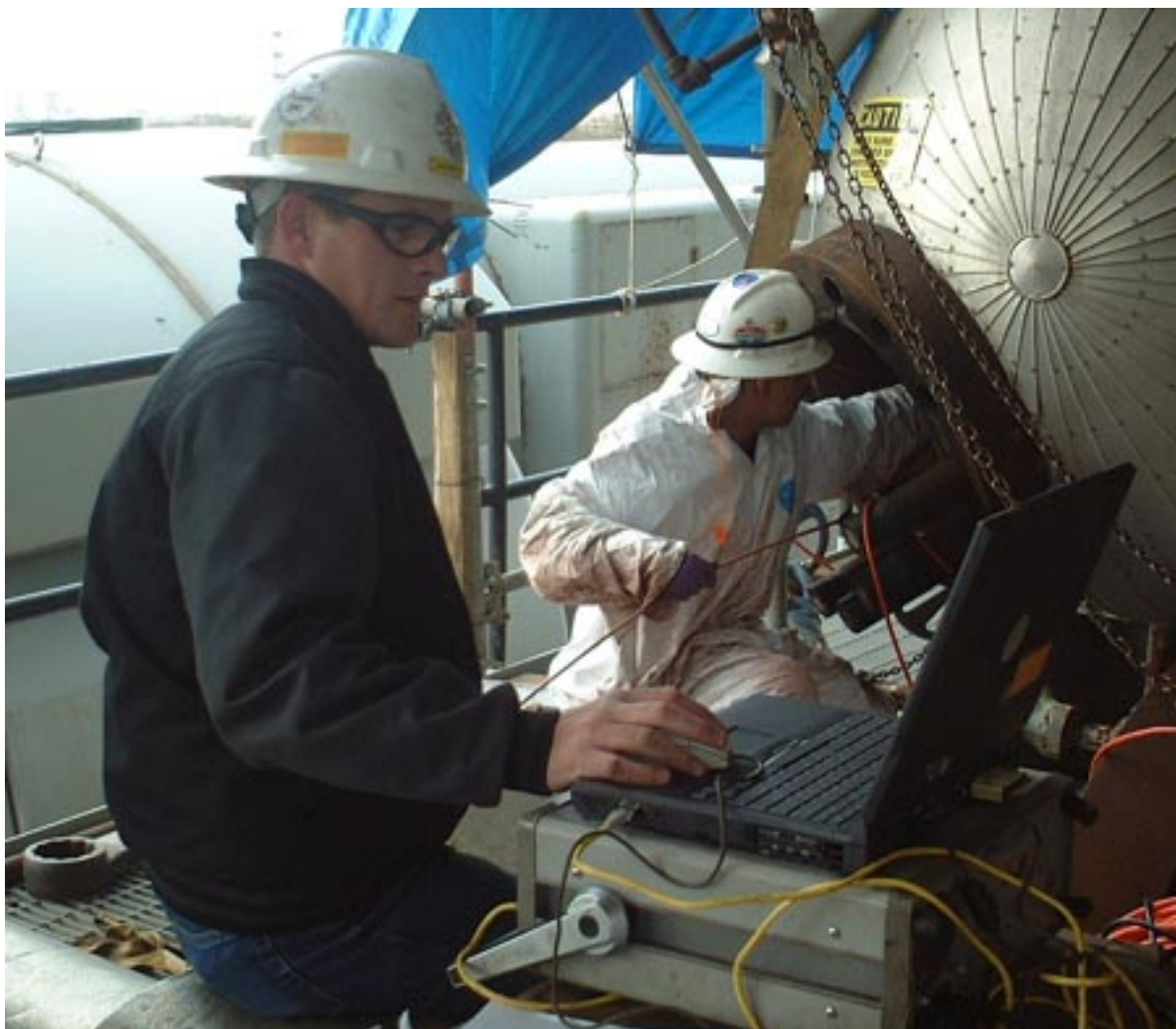


Figura 2.73: Inspeção nos tubos de um aquecedor de água de alimentação horizontal de alta pressão. Fonte: Birring (2000).

| <b>Tabela 2.6 Materiais típicos de titânio para aquecedores de água de alimentação</b> |                   |                  |                 |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|------------------|-----------------|
| <b>Valtimet</b>                                                                        | <b>Nome comum</b> | <b>ASTM/ASME</b> | <b>Grau DIN</b> |
| Ti Gr 1                                                                                | T 35              | B 338 Gr 1       | 3.7025          |
| Ti Gr 2                                                                                | T 40              | B 338 Gr 2       | 3.7035          |
| Ti Gr 3                                                                                |                   | B 338 Gr 3       | 3.7055          |
| Ti Gr 7                                                                                |                   | B 338 Gr 7       | 3.7225          |
| Ti Gr 9                                                                                | TA3V2,5           | B 338 Gr 9       |                 |
| Ti Gr 12                                                                               |                   | B 338 Gr 12      | 3.7105          |
| Ti Gr 16                                                                               |                   | B 338 Gr 16      |                 |

Fonte: VALTIMET (2004).

| <b>Tabela 2.7 Materiais típicos de CuNi para aquecedores de água de alimentação</b> |                  |                 |
|-------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-----------------|
| <b>Valtimet</b>                                                                     | <b>ASTM/ASME</b> | <b>Grau DIN</b> |
| 90/10                                                                               | B111/C70600      | 2.0872.19       |
| 70/30                                                                               | B111/C71500      | 2.0882.19       |
| 66/30/2/2                                                                           | B111/C71640      | 2.0883          |

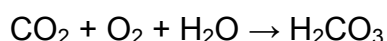
Fonte: VALTIMET (2004).

| <b>Tabela 2.8 Materiais típicos de aço inoxidável para aquecedores de água de alimentação</b> |                 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|
| <b>Valtimet</b>                                                                               | <b>Grau DIN</b> |
| 304                                                                                           | 1.4301          |
| 304 L                                                                                         | 1.4306          |
| 321                                                                                           | 1.4541          |
| 316                                                                                           | 1.4401          |
| 316 L                                                                                         | 1.4404          |
| 316 Ti                                                                                        | 1.4571          |
| 317 L                                                                                         | 1.4439          |
| 904 L                                                                                         | 1.4539          |
| 439 L                                                                                         | 1.4510          |
| 2205                                                                                          | 1.4462          |

Fonte: VALTIMET (2004).

## 2.9 - Desaerador

Toda água contém gases dissolvidos em solução. Certos gases como dióxido de carbono e oxigênio, aumentam grandemente a corrosividade dos equipamentos do sistema. Em sistemas aquecidos, o CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> são liberados como gases e se combinam com água para formar o ácido carbônico H<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>.



Segundo a Boiler & Heat Exchange Systems Inc. (2003), a remoção de oxigênio, dióxido de carbono e outros gases não condensáveis da água de alimentação da caldeira é vital para a longevidade dos equipamentos bem como segurança na operação. O ácido carbônico provoca a corrosão do metal reduzindo a vida útil dos equipamentos e tubulações. Ele também dissolve o ferro que quando retorna à caldeira precipita formando uma película impermeável (Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>) que funciona como um incrustante, produzindo um aumento na quantidade de energia necessária para realizar a transferência de calor e um enfraquecimento dos tubos. O termo dado à remoção mecânica dos gases dissolvidos é desaeração. Os desaeradores além de removerem o oxigênio e o dióxido de carbono, podem também, em alguns modelos, promover o

aumento da temperatura da água de alimentação, aumentando a superfície de troca de calor e trazendo economia na operação global da caldeira, também funcionam como reservatório de água para operação normal da instalação e evitam o choque térmico no tubulão de vapor da caldeira. Segundo a BFS Industries Deaerators (2003), para se inibir a corrosão em um sistema de vapor, o conteúdo de oxigênio deve ser limitado a um nível máximo de 0,01 ppm ( $0,0075 \text{ cm}^3/\text{l}$ ).

Um desaerador real reduzirá o nível de oxigênio a  $0,005 \text{ cm}^3/\text{l}$  e o dióxido de carbono a zero. Os três tipos mais usados em centrais de grande porte são: tipo bandejas, tipo spray e o tipo combinado. A Figura 2.74 mostra o esquema de uma concepção de desaerador do tipo bandejas e uma concepção de desaerador do tipo spray.

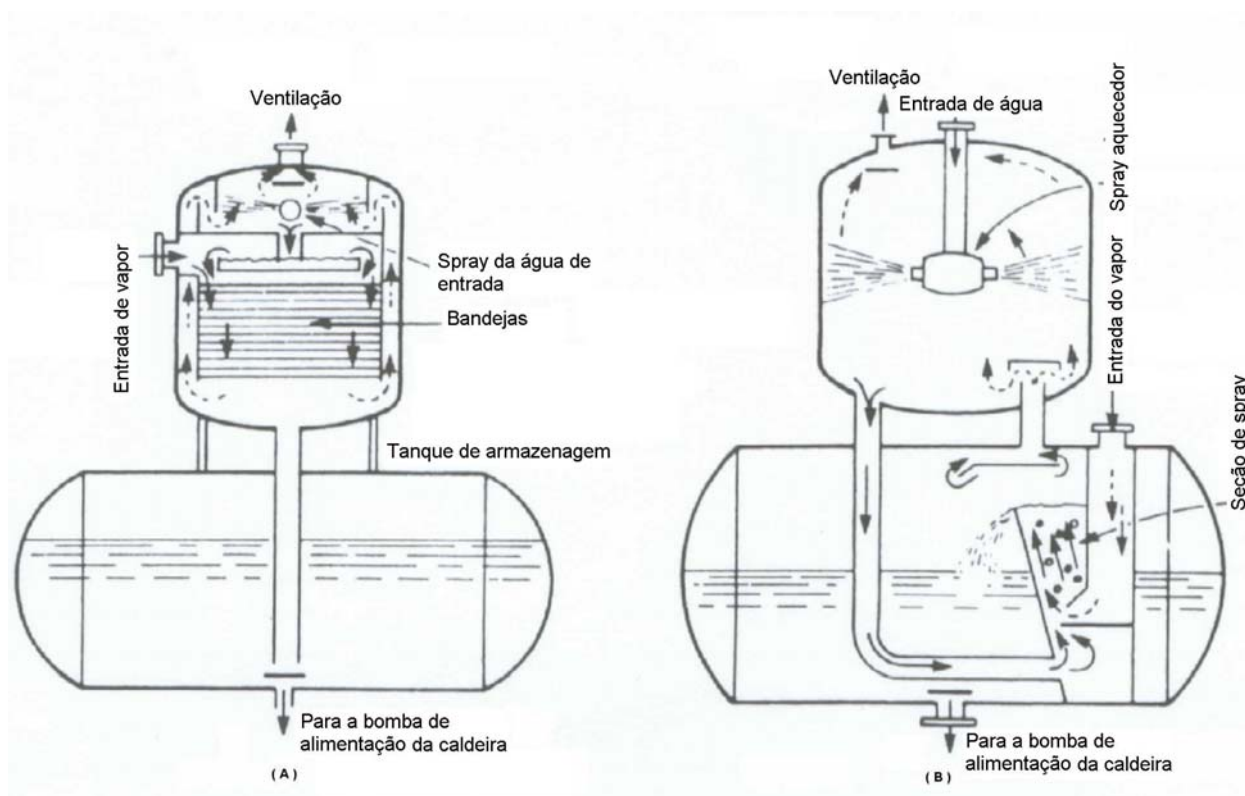


Figura 2.74: Esquema de desaeradores. Fonte: Kohan & Spring (1991). A- Desaerador do tipo bandejas, B- Desaerador do tipo spray.

Outras duas concepções de desaeradores de bandejas podem ser vistas na Figura 2.75 e Figura 2.76. O desaerador de bandejas perfuradas cria uma série de jatos cilíndricos de água em queda vertical aumentando a superfície de contato das fases e o aparelho de borbulhamento, introduz o vapor que sobe aquecendo a água. O outro opera em contra corrente.

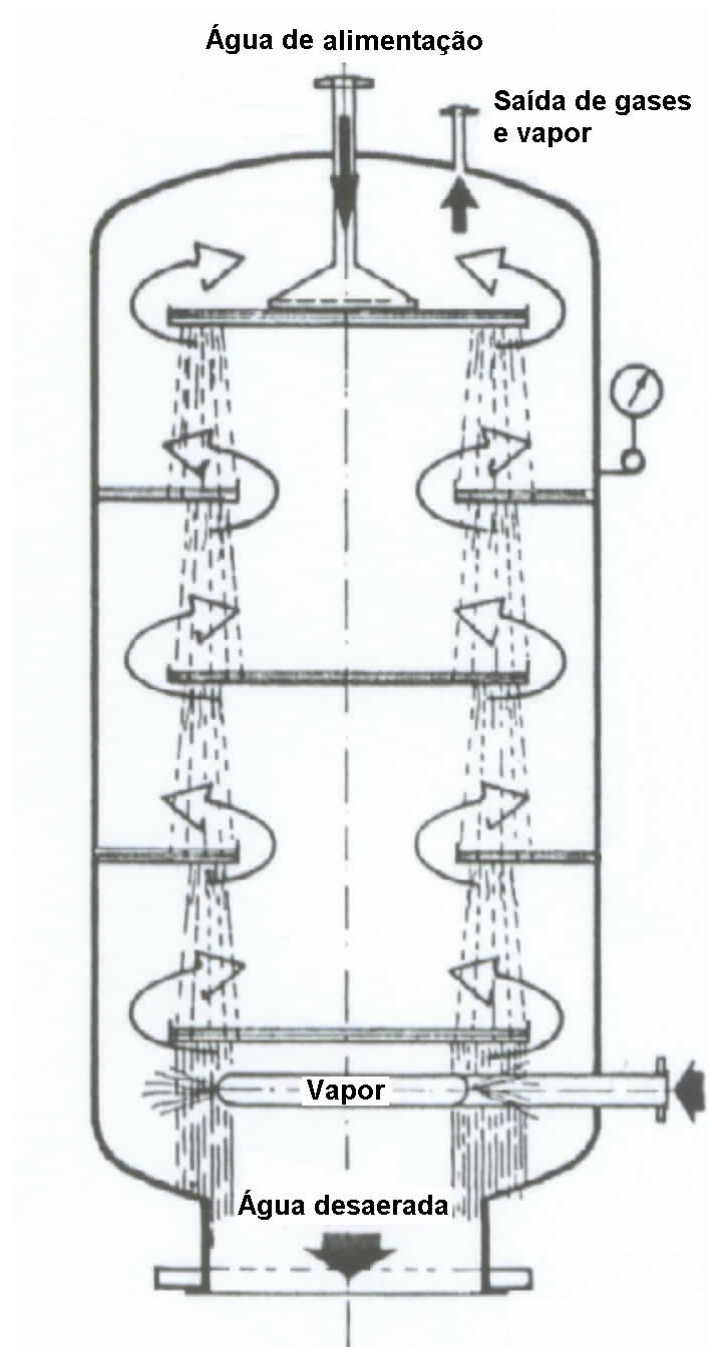


Figura 2.75: Esquema de um desaerador de bandejas perfuradas. Fonte: Pera (1990).

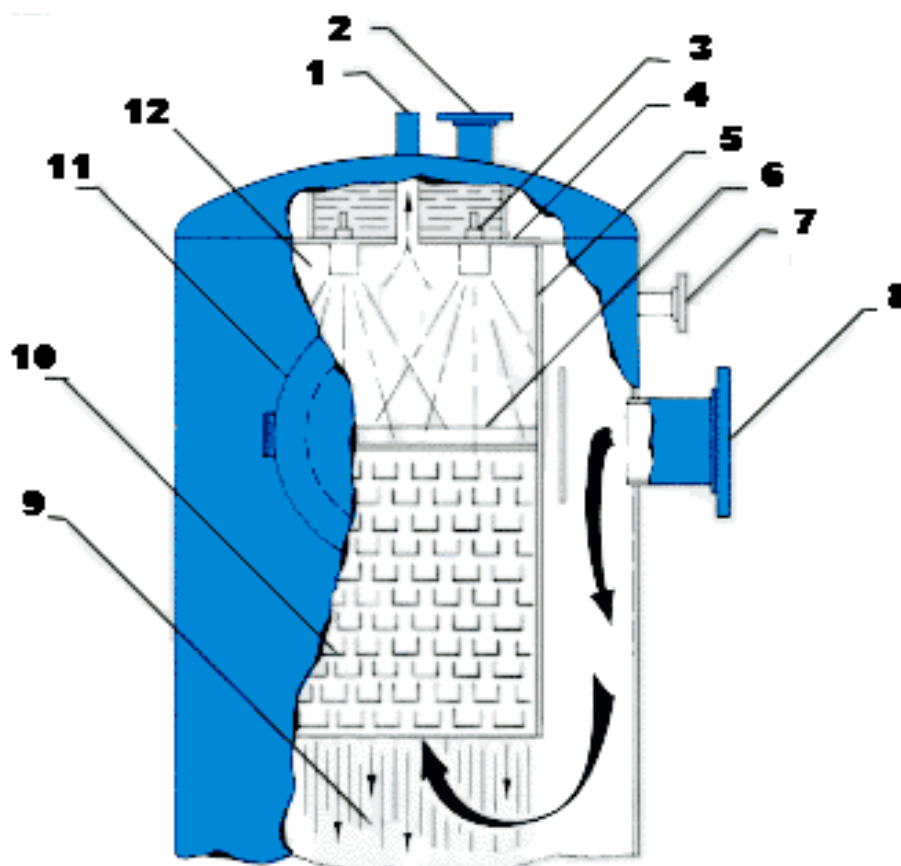


Figura 2.76: Desaerador tipo bandejas com fluxo em contra corrente. Fonte: adaptado de BFS Industries Deaerators (2003). 1- ventilação, 2- entrada de água, 3- válvulas spray, 4- passagem do condensado, 5- enclausurador das bandejas, 6- cabo do sistema de sustentação das bandejas, 7-saída de condensado a alta temperatura, 8- entrada de vapor, 9- para o tanque de armazenagem, 10- seção das bandejas, 11- acesso às bandejas, 12- seção do preaquecedor.

Lindsley (1991) diz que uma outra forma de eliminação do oxigênio dissolvido é através da injeção química antes da água de alimentação entrar no economizador.

## 2.10 - Bomba

As bombas de alimentação usadas em usinas de grande porte são do tipo centrífuga com um ou mais estágios de pressão, de eixo horizontal para utilização em linha de baixa pressão e de eixo horizontal ou vertical para utilização em linha de alta pressão. Cada estágio compreende um sistema difusor-rotor, e podem ser de simples ou dupla sucção. Podem ainda possuir sistema de ventilação mecânica.

A Figura 2.77 mostra um exemplo de bomba centrífuga de um estágio com eixo horizontal em balanço e simples sucção, com caixa espiral, fabricada pela Sulzer.

Operam com uma vazão de até 3.500 m<sup>3</sup>/h, pressões de até (6,3 MPa) e temperaturas de – 80°C a 450°C.

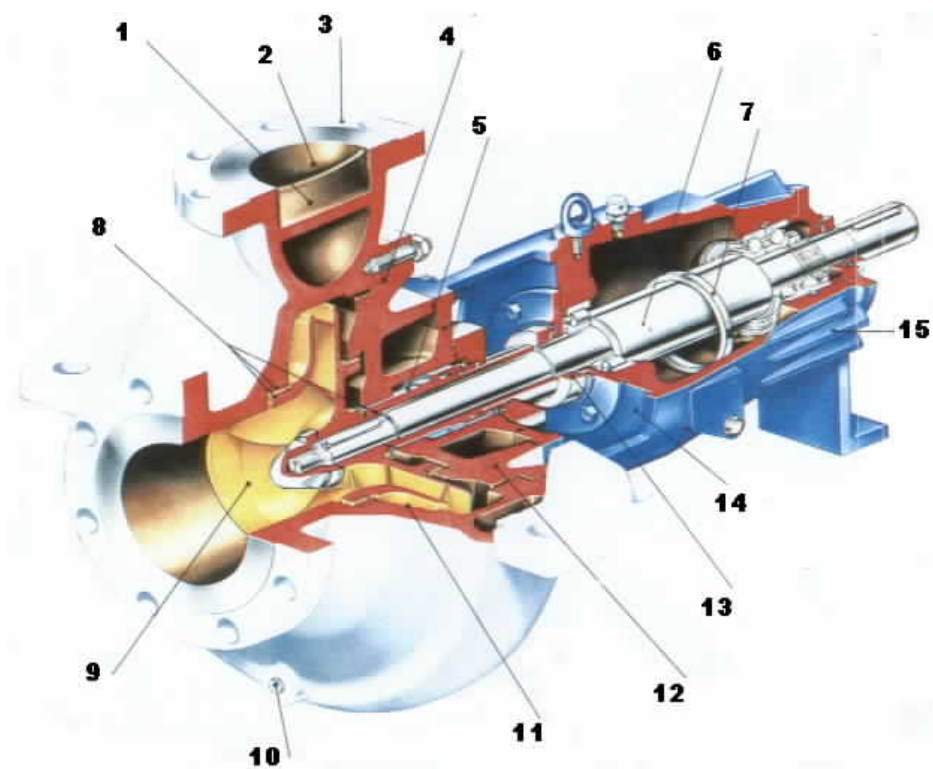


Figura 2.77: Bomba centrífuga modelo API 610 ZE da Sulzer. Fonte: Catálogo SULZER PUMPS: 1- dupla voluta, 2- boca de recalque, 3- flange, 4- gaxeta de vedação confinada, 5- câmara de selagem, 6- eixo-extra pesado, 7- anel de lubrificação, 8- anéis de desgaste substituíveis, 9- rotor, 10- bocal de drenagem, 11- tolerância de corrosão, 12- capa da carcaça, 13- selagem por labirinto, 14- caixa de alojamento do rolamento, 15- caixa de alojamento do rolamento nervurada.

A Figura 2.78 mostra uma bomba bipartida axialmente de dupla sucção tipo SMN da Sulzer do Brasil, com os bocais de sucção e descarga na metade inferior, o que permite que o conjunto girante, inteiro, seja removido para manutenção, sem necessidade de desmontar as tubulações e válvulas. De um único estágio, rotor fechado e eixo horizontal. Operam com vazões de até 15.000 m<sup>3</sup>/h, altura manométrica de até 300 m e temperaturas até 50°C. Na Figura 2.79 tem-se uma bomba modelo GSG de carcaça tipo barril, simples sucção, rotor radial multi estágio e rotor de indução do primeiro estágio. Apresenta sistema de controle da temperatura dos rolamentos por ventilação ou sistema de aquecimento. Pode operar com uma vazão de até 1000 m<sup>3</sup>/h, com pressões de até (25,0 MPa) e temperaturas que vão de – 80°C a 450°C. Pode ser construída com dupla sucção.

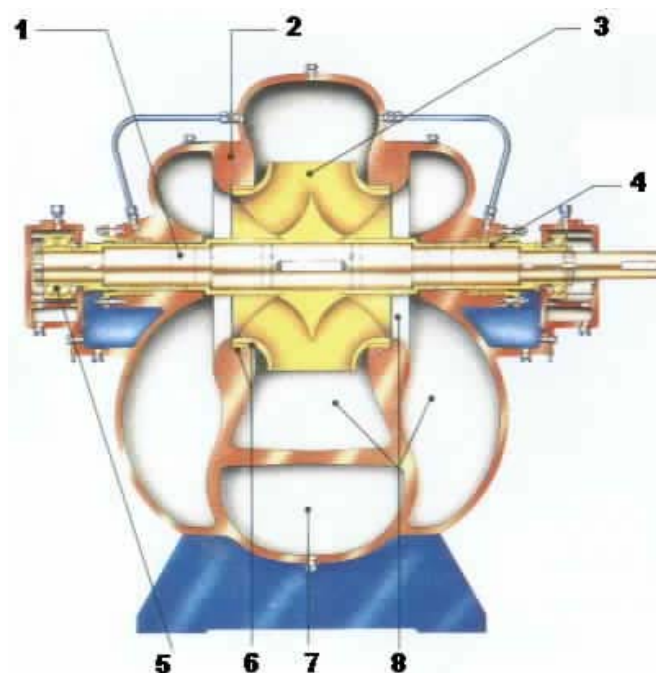


Figura 2.78: Bomba bipartida axialmente de dupla sucção tipo SMN – SULZER BOMBAS. Fonte: Catálogo Sulzer. 1- eixo extra-pesado, 2- carcaça bipartida axialmente, 3- rotor de dupla sucção, 4- vedação do eixo, 5- mancais extra-pesados, 6- anéis de desgaste substituíveis, 7- caixa espiral, 8- geometria hidráulica otimizada

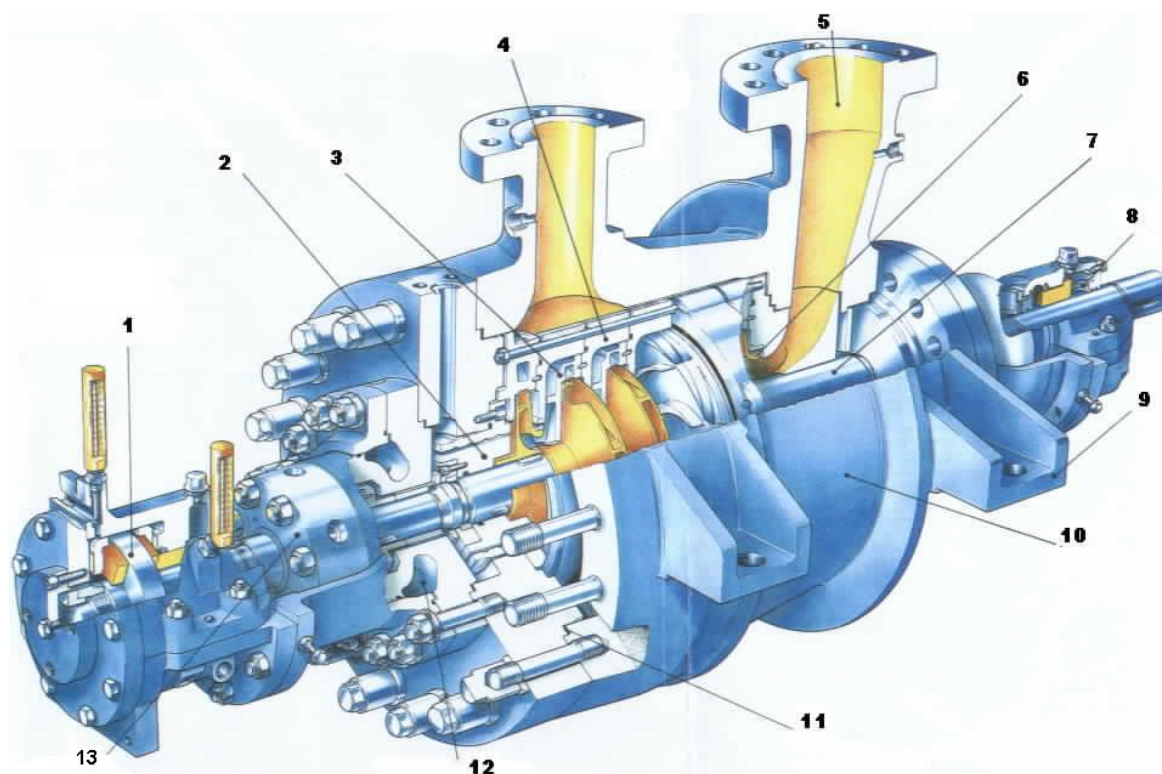


Figura 2.79: Bomba multiestágios de alta pressão tipo barril, modelo GSG – Sulzer. Fonte: Catálogo SULZER PUMPS. 1- rolamentos, 2- tambor de balanço linear, 3- fixadores do arranjo rotores difusores, 4- unidade de extração, 5- boca de sucção, 6- rotor de sucção do 1º estágio, 7- eixo, 8- selo tipo labirinto, 9- apoios de fixação, 10- carcaça tipo barril, 11- gaxeta de vedação, 12- alojamento da caixa de vedação, 13- câmara de selagem.

## 2.11 - Torre de Resfriamento

As torres de resfriamento de usinas de grande porte são normalmente constituídas de uma estrutura-casca de dupla curvatura em concreto armado, com a forma de um hiperbolóide de revolução, apoiado normalmente sobre cintas em pilares, X, de circulação natural, com enchimento de madeira ou plástico trançado para quebrar os jatos d'água em pequenas partículas de forma a aumentar a área de troca térmica, chamadas de torres de resfriamento úmidas, e as torres de resfriamento secas, dotadas não de enchimento (*PACKING*), mas de radiadores que evitam a formação de plumas de vapor, usadas em locais onde há pouca água (regiões cujas bacias hidrográficas apresentem problemas de escassez ou de competição de uso) ou onde não se deseja variação da umidade relativa e nebulosidade da atmosfera, proporcionando menores perdas ambientais. Dreyer e Erens (1995), fazem uma modelagem matemática para estudo da eficiência térmica de torre de resfriamento de enchimento gotejante, com fluxo em contracorrente. Harte e Krätzig (2001), apresentam, em seu trabalho, uma visão dos principais aspectos do projeto e construção de torres de resfriamento da Alemanha e Halasz (1998) faz um modelo matemático unidimensional para a descrição de todos os tipos de aparelhos de resfriamento evaporativo em uso, tal como as torres de resfriamento d'água. Uma outra possibilidade pode ser as torres de resfriamento híbridas que são compostas por partes do sistema a seco e por partes do sistema úmido, podendo operar separadamente. É usada em regiões onde a água apresenta moderada escassez e em áreas urbanas onde a legislação restringe a formação das plumas. Em média, a quantidade de água necessária para um ciclo a vapor com torre seca é de cerca de  $0,25 \text{ m}^3/\text{MWh}$  e para torre úmida de  $1,84 \text{ m}^3/\text{MWh}$ .

No caso de ciclo combinado estes valores são de  $0,11 \text{ m}^3/\text{MWh}$  e  $0,94 \text{ m}^3/\text{MWh}$ , respectivamente. A Figura 2.80 mostra a torre de resfriamento seca da usina térmica Presidente Médici no município de Candiota, Rio Grande do Sul, que é uma das maiores torres em operação no mundo. No seu interior estão montados 148 deltas de intercambiadores (radiadores), constituído de 800 Km de tubos de seção elíptica aletados e fabricados em aço galvanizado. O conjunto radiadores água/ar, é repartido em seis setores manobráveis à distância. A vazão de água que circula na torre é de  $2800 \text{ m}^3/\text{h}$ , sua altura total de 133 m e com um diâmetro na base de 124 m. Detalhe dos deltas de intercambiadores e tubulação de água podem ser vistos na Figura 2.81.

A Figura 2.82 mostra uma foto parcial da instalação de Didcot-A situada em Oxfordshire, queimando carvão e gerando cerca de 2000 MW. Foi construída entre 1972 e 1975. Possui quatro caldeiras da Babcock Power Ltd e conjuntos Turbina-gerador da Parsons e torres de resfriamento secas. Na Figura 2.83 tem-se a foto das torres do complexo de Ratcliffe em Nottinghamshire no Reino Unido com quatro unidades de 500 MW/cada, e cada uma delas com caldeira da Babcock Power Ltd acionando o conjunto Turbina-gerador da Parsons. A instalação queima até 6 milhões de toneladas de carvão local por ano e gera cerca de 15 TW anualmente. Cada unidade está equipada com sistema FGD/calcário e queimadores de baixo  $\text{NO}_x$  nas caldeiras. As torres de resfriamento úmidas são de circulação natural com fluxos em contra corrente, caracterizadas pelas plumas de vapor d'água lançadas à atmosfera, que por sua vez pode alterar as condições ambientais (umidade relativa) do local.



Figura 2.80: Torre de resfriamento seca da UTE Presidente Médici no Rio Grande do Sul. Fonte: Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica (2000).



Figura 2.81: Detalhe dos radiadores d'água e tubulação da torre de resfriamento seca.  
Fonte: Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica (2000).



Figura 2.82: Torres de resfriamento secas do complexo Didcot-A em Oxfordshire.  
Fonte: industcards (2004).



Figura 2.83: Torres de resfriamento úmidas do complexo Ratcliffe.  
Fonte; industcards (2004).

A Figura 2.84 apresenta a evolução histórica dos projetos de torres de resfriamento. A torre de Niederaussem na Alemanha concluída em 1999 tem altura de 200 m com diâmetro da base de 152,5 m e do topo de 88,41 m, com espessura variando de 1,16m na base à 0,22 m próxima do topo.

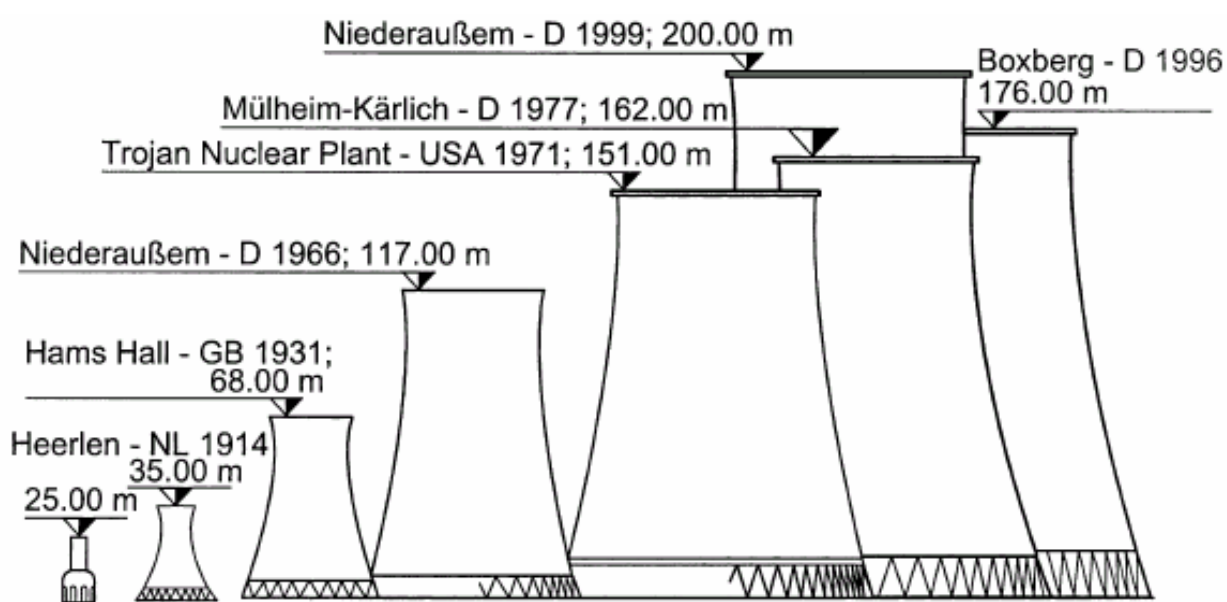


Figura 2.84: História do desenvolvimento das torres de resfriamento de corrente natural. Fonte: Harte e Krätzig (2001).

## CAPÍTULO 3

### CARACTERÍSTICAS DO CARVÃO MINERAL UTILIZADO EM USINAS TERMELÉTRICAS

#### 3.1 Origem

Os combustíveis fósseis foram formados a partir de plantas pré-históricas e animais que viveram centenas de milhões de anos atrás, localizados em grandes profundidades, aliados às condições especiais de umidade, pressão e temperatura.

Diferentes tipos de combustíveis fósseis foram formados dependendo de qual combinação de animais e restos de plantas estavam presentes, da quantidade de matéria que foi enterrada, por movimentação tectônica, e quais condições de temperatura e pressão existiam quando foram decompostos. Conforme o *World Coal Institute* (2004), quanto mais intensas a pressão e a temperatura a que a camada de matéria orgânica for submetida e quanto maior for a duração do processo, mais alto será o grau de carbonificação ou maturidade.

São necessários dois milhões de anos para que estas camadas de matéria orgânica se transformem em pedra preta e dura a que chamamos carvão, num líquido negro, o petróleo, ou ainda no gás natural, segundo Singer (1981) e Jackson (1980).

Por exemplo, petróleo e gás natural foram criados a partir de organismos que viveram na água e foram enterrados sob o oceano ou sedimentados nos rios. Após longo tempo, mares e rios pré-históricos desapareceram, calor, pressão e bactérias combinadas comprimiram e cozinham a matéria orgânica sob camadas de lama. Na maior parte das áreas, o petróleo formou-se primeiro, mas no fundo, em regiões subterrâneas quentes, o processo de cozimento continuou até que o gás natural foi formado. Alguns tipos de forças também criaram o carvão. O mesmo formou-se de restos de árvores mortas, fetos e outras plantas que viveram de 300 a 400 milhões de anos atrás. Em muitas áreas o carvão formou-se de pântanos cobertos pelas águas dos mares. Em águas contendo uma grande quantidade de enxofre, após sua secagem, o enxofre foi deixado para trás, incorporando-se ao carvão, (DOE, 2003).

Vale dizer, contudo, que os pântanos de água doce formaram depósitos de carvão com muito menos enxofre na sua composição. Com a evolução dos tempos, o carvão tende a aumentar o teor relativo de carbono em sua estrutura.

Segundo o *World Coal Institute* (2004), o carvão mineral surgiu em solos sedimentares, especialmente nos dos períodos Carbonífero (há 350 – 280 milhões de anos) e Permiano (há 350 – 225 milhões de anos) da era Paleozóica. A maior parte das jazidas carboníferas, assim como os países que mais produzem ou consomem carvão mineral estão localizados no hemisfério norte, representando mais de 60% da produção mundial. No hemisfério sul, apenas a África do Sul e a Austrália se incluem entre os oito maiores produtores mundiais. No Brasil, a história do carvão, segundo estudiosos, oscila entre 230 e 280 milhões de anos, correspondente a era Paleozóica – período Carbonífero, que ainda pode ser dividido em duas classes: Mississippiana e Pensilvana.

Os dois tipos de carvões minerais produzidos são o energético usado na geração de eletricidade e nas caldeiras industriais e o metalúrgico, consumido nas siderurgias para produção do ferro e aço, (BRASCOOK, 2003).

Os combustíveis fósseis ou de pedra, usados para geração de vapor em instalações de energia, são classificados em três categorias: sólidos, líquidos e gasosos. A Tabela 3.1 fornece a classificação dos sólidos e líquidos. O combustível sólido mais importante e extensamente usado em instalações termelétricas e industriais é o carvão mineral. Sua abundância, fácil manuseio e alto poder calorífico foram responsáveis por sua popularidade como combustível a partir da metade do século 18 até os nossos dias. Todos os combustíveis sólidos são de natureza orgânica. O carvão é uma substância de estrutura complexa consistindo de muitas variações de compostos químicos, mas todo carvão contém os componentes básicos de carbono e hidrogênio, os elementos que contribuem para aumentar o valor do poder calorífico do mesmo e pequenas proporções de oxigênio, enxofre e nitrogênio.

De acordo com Singer (1981) e *World Coal Institute* (2004) os tipos de carvões minerais são classificados em linhito (ou turfa), carvão sub-betuminoso e betuminoso (ambos designados como hulha), semi-antracito e antracito, dependendo da quantidade de matéria orgânica volátil existente no carvão, da maior ou menor intensidade de carbonificação e a natureza do resíduo. A matéria volátil é a parte do combustível que se separa em forma gasosa durante o aquecimento do mesmo. É composta de hidrocarbonetos eventualmente presentes na estrutura sólida e outros gases, que são formados num processo de pirólise, tais como o hidrogênio, monóxido de carbono e metano. O teor de matéria volátil tem influência no comprimento da chama, no acendimento e no volume da fornalha.

O antracito é praticamente carbono com cerca de 90% de carbono fixo e baixa matéria volátil (< 10%), e o mais raro, contribuindo com apenas 5% do consumo

mundial. Ele queima lentamente com pouca fumaça, devido à sua pobreza em elementos inflamáveis. É usualmente chamado de carvão duro e tem um poder calorífico de aproximadamente 35.000 kJ/kg de carvão seco.

O semi-antracito queima mais rapidamente e com uma chama maior que a do antracito por causa do seu maior conteúdo de matéria volátil. Produz menos escória e pouca fumaça. O carvão sub – betuminoso é mais macio que o betuminoso e contém mais umidade. Seu nível de umidade está entre 10 – 20% e conteúdo de carbono entre 71 – 77%. Os carvões betuminosos são de longe os mais comumente usados pelas indústrias e usinas termelétricas, contribuindo com aproximadamente 80% do consumo mundial.

Ele é tipicamente dividido em três sub-grupos – baixa volatilidade, média volatilidade e alta volatilidade. O carvão betuminoso pode ser metalúrgico (*coking coal*) ou térmico (*steam coal*), (*World Coal Institute*, 2004). Por causa das variações em suas porcentagens de matérias voláteis, alguns carvões betuminosos queimam livremente com uma chama reduzida enquanto outros têm uma chama maior. O poder calorífico do carvão betuminoso varia entre 25.550 e 32.530 kJ/kg. Quanto maior o teor de carbono, maior também é o poder energético. Por isso, a turfa, que tem teores muito baixos e altas porcentagens de umidade, nem sempre pode ser aproveitada como combustível; é um carvão com baixa maturidade orgânica, e nesse caso serve para aumentar a composição de matéria orgânica dos solos.

O carvão é comercializado a vários preços, desatrelado do petróleo, dependendo da qualidade, tamanho e outros fatores, mas a consideração importante para operação em instalações termelétricas, na queima em caldeiras, é seu poder calorífico, sua composição química e quantidades moderadas de matéria volátil que proporcionam um bom rendimento térmico. É preferível que apresente também um valor mínimo de enxofre. A entrada em operação de centenas de usinas hidrelétricas e termonucleares não conseguiu diminuir sensivelmente, como se esperava, a participação do carvão, não somente porque essas fontes de energia representam grandes investimentos iniciais e provocam sérios impactos ambientais, mas também porque a disponibilidade de grandes depósitos de carvão é ainda grande e as chamadas tecnologias do carvão limpo estão viabilizando a queima do carvão mineral de forma limpa e segura sob os aspectos ambientais (DNPM, 2003).

Segundo o *KEY WORLD ENERGY STATISTICS* (2003), as termelétricas a carvão mineral representam na atualidade aproximadamente 40% das fontes de produção de eletricidade no mundo e somente 2,3 % no Brasil.

| <b>Tabela 3.1 Classificação dos combustíveis fósseis, sólidos e líquidos</b> |                                                                                                                                                                       |
|------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Naturais</b>                                                              | <b>Sub produtos ou manufaturados</b>                                                                                                                                  |
| <b>Sólido:</b><br>Carvão<br><br>Linhito<br>Turfa<br>Madeira                  | Coque e coque puerulento<br>Alcatrão<br>Linhito carbonizado<br><br>Carvão vegetal<br>Casca, pó de serra e resíduo de madeira<br>Coque de petróleo<br>Bagaço<br>Refugo |
| <b>Líquido:</b><br><br>Petróleo                                              | Gasolina<br>Querosene<br>Óleo combustível<br>Óleo gasoso<br>Óleo de xisto<br>Resíduos e frações de petróleo                                                           |

Fonte: Singer (1981).

### 3.2- Análise do Carvão

Há dois tipos básicos de análise para se obter as propriedades do carvão:

- análise imediata
- análise elementar

A análise imediata determina o conteúdo em porcentagem dos quatro principais componentes do carvão: **umidade, matéria volátil, carbono fixo e cinzas**. O carbono fixo é o resíduo combustível deixado após a liberação do material volátil. Compõe-se principalmente de carbono, podendo ainda conter outros elementos não liberados durante a volatilização. As cinzas, matéria mineral, englobam todos os resíduos incombustíveis e é composta basicamente de óxidos, tais como a alumina, óxido de cálcio, óxido de magnésio, etc. A umidade presente no combustível sólido é importante para determinação do poder calorífico inferior. O método imediato é projetado para rapidamente se estabelecer a qualidade do carvão, importante no estudo da fornalha e operação da caldeira, e é uma prática geral considerá-lo acompanhado com a análise do seu poder calorífico. Também, quando solicitado, são fornecidos dados quanto a ponto de fusão das cinzas e a análise elementar para quantificação da combustão.

O teste em uma análise simula o processo que ocorre quando o carvão é queimado em uma caldeira e, além disso, mostra as perdas no peso de uma amostra devidas à umidade. A análise elementar do carvão é feita para se determinar a

porcentagem em peso de todos os constituintes químicos do carvão. Estes são **carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre e a quantidade de cinzas** remanescente após o teste, segundo Singer (1981) e Gomide (1984).

Normalmente os resultados das análises são necessários para indicar como o carvão pode ser utilizado. Por exemplo, o enxofre e o nitrogênio podem ser poluentes atmosféricos quando o carvão é queimado ou carbonizado.

Alternativamente o mesmo enxofre será útil como catalisador durante a liquefação do carvão. O valor do poder calorífico do combustível pode ser determinado após a análise elementar utilizando-se a fórmula de Pierre Louis Dulong, como segue (Singer, 1981):

$$PC = 2,3259 \left[ 14600C + 62000 \left( H - \frac{O}{8} \right) + 4050 S \right] \quad (\text{kJ/kg})$$

### 3.3 Conceito de “Rank” do Carvão

O *World Coal Institute* (2004) diz que o grau de metamorfose ou carbonificação sofrido pelo carvão tem uma importante relação em suas propriedades físicas e químicas e é referido como *Rank* de um carvão. Ele é estimado pela medida do conteúdo de umidade, energia específica, refletividade ou matéria volátil conhecidos como parâmetros do “Rank”. A transformação da matéria vegetal através da madeira e turfa a linhito e finalmente a antracito resulta em uma redução da matéria volátil e conteúdo de oxigênio, com um aumento simultâneo do conteúdo de carbono, elevação do poder calorífico e diminuição da umidade. A Tabela 3.2 mostra detalhes dos diferentes estágios do *Rank*. Na Tabela 3.3 tem-se a classificação dos carvões pelo *Rank*, de acordo com a *American Society for Testing and Materials* (ASTM), Standards D 388, segundo Gammidge (2003). Outro índice qualitativo do carvão, segundo Borba (2001) é o “grade”, que mede de maneira inversamente proporcional o percentual em massa de matéria incombustível (cinzas) presente na camada carbonífera. Isto significa que um carvão de alto “grade” possui um baixo percentual de cinzas misturado à matéria carbonosa e conseqüentemente um carvão de boa qualidade (Balanço Mineral Brasileiro, 2001).

| <b>Tabela 3.2 Diferenças nos parâmetros com o aumento do Rank</b> |                     |                             |                                    |                              |                           |       |
|-------------------------------------------------------------------|---------------------|-----------------------------|------------------------------------|------------------------------|---------------------------|-------|
| <b>Estágios do Rank</b>                                           | <b>% de carbono</b> | <b>% de matéria volátil</b> | <b>Energia Específica (MJ/kg )</b> | <b>%(nativa ) de umidade</b> | <b>% de refletividade</b> |       |
|                                                                   |                     |                             |                                    |                              | random                    | max   |
| Madeira                                                           | 50                  | >65                         | -----                              | -----                        | -----                     | ----- |
|                                                                   |                     |                             |                                    |                              |                           | -     |
| Turfa                                                             | 60                  | >60                         | 14,7                               | 75                           | 0,20                      | 0,20  |
| Carvão pardo                                                      | 71                  | 52                          | 23                                 | 30                           | 0,40                      | 0,42  |
| Sub-betuminoso                                                    | 80                  | 40                          | 33,5                               | 5                            | 0,60                      | 0,63  |
| Carvão betuminoso ( alta volatilidade )                           | 86                  | 31                          | 35,6                               | 3                            | 0,97                      | 1,03  |
| Carvão betuminoso ( media volatilidade )                          | 90                  | 22                          | 36                                 | <1                           | 1,47                      | 1,58  |
| Carvão betuminoso ( baixa volatilidade )                          | 91                  | 14                          | 36,4                               | 1                            | 1,85                      | 1,97  |
| Semiantracito                                                     | 92                  | 8                           | 36                                 | 1                            | 2,65                      | 2,83  |
| antracito                                                         | 95                  | 2                           | 35,2                               | 2                            | 6,55                      | 7     |

Fonte: Gammidge (2003).

Fundamental para a economia mundial, o carvão mineral é grandemente usado na geração de energia elétrica e na siderurgia. No uso como energético o carvão mineral admite, a partir do linhito, toda sorte possível de qualidade, sendo uma questão de adaptação dos equipamentos de queima ao carvão disponível. De acordo com o *World Coal Institute* (2004), das reservas mundiais os carvões de baixo “Rank” correspondem a 48% do total, sendo 20% linhito, 28% sub-betuminoso e 52% os carvões duros, sendo que o betuminoso soma 51%, ficando apenas 1% para o antracito.

**Tabela 3.3 Classificação dos carvões pelo Rank**

| Classe e Grupo        | Carbono fixo, limite em %, base seca e livre de matéria mineral |           | Matéria volátil, limite em %, base seca e livre de matéria mineral |           | Poder calorífico, limites em kJ/kg base livre de umidade e matéria mineral |           | Característica de aglomeração |
|-----------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------|--------------------------------------------------------------------|-----------|----------------------------------------------------------------------------|-----------|-------------------------------|
|                       | Igual ou maior que                                              | Menor que | Igual ou maior que                                                 | Menor que | Igual ou maior que                                                         | Menor que |                               |
| I Antracito           |                                                                 |           |                                                                    |           |                                                                            |           |                               |
| Meta-antracito        | 98                                                              | ...       | ...                                                                | 2         | ...                                                                        | ...       | Sem aglomeração               |
| Antracito             | 92                                                              | 98        | 2                                                                  | 8         | ...                                                                        | ...       |                               |
| Semi-antracito        | 86                                                              | 92        | 8                                                                  | 14        | ...                                                                        | ...       |                               |
| II Betuminoso         |                                                                 |           |                                                                    |           |                                                                            |           |                               |
| Baixa volatilidade    | 78                                                              | 86        | 14                                                                 | 22        | ...                                                                        | ...       | Comumente aglomerado          |
| Média volatilidade    | 69                                                              | 78        | 22                                                                 | 31        | ...                                                                        | ...       |                               |
| Alta volatilidade – A | ...                                                             | 69        | 31                                                                 | ...       | 32562,6                                                                    | ...       |                               |
| Alta volatilidade – B | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 30236,7                                                                    | 32562,6   |                               |
| Alta volatilidade – C | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 26747,8                                                                    | 30236,7   |                               |
|                       | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 24421,9                                                                    | 26747,8   | Com aglomeração               |
| III Sub-betuminoso    |                                                                 |           |                                                                    |           |                                                                            |           |                               |
| Sub-betuminoso A      | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 24421,9                                                                    | 26747,8   | Sem aglomeração               |
| Sub-betuminoso B      | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 22096                                                                      | 24421,9   |                               |
| Sub-betuminoso C      | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 19035                                                                      | 22096     |                               |
| IV Linhito            |                                                                 |           |                                                                    |           |                                                                            |           |                               |
| Linhito A             | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | 14653,2                                                                    | 19035     | Sem aglomeração               |
| Linhito B             | ...                                                             | ...       | ...                                                                | ...       | ...                                                                        | 14653,2   |                               |

Fonte: Singer (1981).

### 3.4 Reservas de Carvão no Mundo

De todos os combustíveis fósseis o carvão é sem dúvida o com maior reserva no mundo. Foi estimado atualmente que há mais de um trilhão de toneladas de carvão em reservas economicamente acessíveis pelo uso da atual tecnologia de exploração de minas. Além das reservas de carvões serem grandes, elas são geograficamente divididas, sendo espalhadas por centenas de países em todos os continentes. Essa grande quantidade de minas garante uma reserva para um grande período de

exploração. Se o nível de exploração mundial continuar como atualmente, as reservas são suficientes para contribuir com o suprimento de energia para as populações por mais de 200 anos, conforme *The Future Role of Coal* (1999).

Significativos avanços tecnológicos continuam a ser feitos de modo a melhorar a eficiência do carvão como as tecnologias limpas e tecnologias de extração profunda, fazendo com que mais energia seja retirada e menores emissões de poluentes lançados na atmosfera a partir de uma tonelada de carvão. As reservas atuais de carvão são mais do que cinco vezes maior do que as reservas de petróleo (de duração de aproximadamente 50 anos) e mais do que três vezes maiores das que de gás natural (de duração de aproximadamente 70 anos). É importante ressaltar que o carvão já foi usado como forma de energia durante anos. Segundo o *World Coal Institute* (2004), já se usava o carvão no período do Império Romano. O carvão não só forneceu a energia que abasteceu toda a Revolução Industrial no século 19 como também impulsionou toda a era da eletricidade no século 20. Alguns dos países que dependem da energia elétrica gerada pelo carvão são: América do Sul, Dinamarca, China, Grécia, Alemanha, Inglaterra e Estados Unidos.

As Tabelas 3.4 e 3.5 apresentam as análises típicas dos carvões das principais jazidas dos países do mundo. Na Figura 3.1 tem-se o cálculo estimativo das reservas de carvão do mundo, realizado no ano de 2000 e a produção do ano de 1999 (JCOAL, 2003). A Figura 3.2 apresenta as reservas de carvão na Europa Ocidental e Oriental.

No Reino Unido os depósitos de carvão estão agrupados nas regiões sudeste, central e nordeste. Áreas como a do distrito de Selby, na Inglaterra, onde está localizado o complexo termoelétrico Drax, vêm sendo amplamente exploradas.

A Tabela 3.6 mostra a análise típica do carvão britânico. Nos Estados Unidos, dos 47 Estados, o carvão é encontrado em 36 e a exploração é feita em 26 Estados.

Mais de 80 % de todo carvão produzido nos Estados é consumido na geração elétrica. Recentemente, as novas altas nos preços do petróleo e gás natural criaram uma perspectiva favorável ao mercado internacional do carvão mineral, pois além da posição que ocupa de forma natural na economia, também atua como um bem substituto para os demais combustíveis fósseis, tendo um importante papel de moderador de preço no mercado de recursos energéticos (DNPM, 2003). A Figura 3.3 mostra as localizações das reservas de carvão na América do Sul. Não aparece no mapa dessa Figura, mas há ocorrências de linhito e carvão sub-betuminoso em Minas Gerais, Amazonas, Bahia, Pernambuco, Piauí, Maranhão Pará e Acre (ANEEL, 2003).

As Figuras 3.4 e 3.5 mostram as reservas mundiais e o consumo no ano de 1998, respectivamente, conforme a ANEEL.

| Tabela 3.4 Análise típica dos carvões de diversos países |                          |                    |       |       |          |      | poder calorífico |        |
|----------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------|-------|-------|----------|------|------------------|--------|
| País                                                     | Distrito ou Mina         | H <sub>2</sub> O % | MV %  | CF %  | Cinzas % | S %  | kJ/kg            | Btu/lb |
| Argentina                                                | Rio Turbio               | 8,6                | 34,8  | 40,9  | 15,7     | 0,9  | 24090,4          | 10360  |
| Austrália                                                | Sul de Nova Gales        |                    |       |       |          |      |                  |        |
|                                                          | Campo Ocidental          | 2,6                | 30,0  | 52,8  | 14,6     | 0,7  | 27020,6          | 11620  |
|                                                          | Campo Sulista            | 0,6                | 23,29 | 65,08 | 11,0     | 3,7  | 30453,1          | 13090  |
|                                                          |                          | 1,5                | 37,0  | 49,9  | 11,6     | ...  | 28611,3          | 12300  |
|                                                          | Victoria                 | 66,3               | 17,7  | 15,3  | 0,7      | 0,1  | 8602,2           | 3700   |
| Bélgica                                                  | Batterie e Vidette       | 1,0                | 8,5   | 63,5  | 27,0     | ...  | 24906,7          | 10710  |
| Brasil                                                   | São Jerônimo             | 13,8               | 24,7  | 27,1  | 34,4     | 3,0  | 15341,7          | 6600   |
|                                                          | São Jerônimo-lavado      | 16,0               | 23,1  | 32,9  | 28,0     | 0,9  | 17602,1          | 7570   |
|                                                          | Butiá                    | 11,5               | 32,0  | 42,9  | 13,6     | 1,3  | ...              | ...    |
| Canadá                                                   | Alberta-Drumheller       | 20,0               | 28,0  | 41,0  | 11,0     | ...  | 20971,8          | 9020   |
|                                                          | Saskatchewan-Souris      | 35,0               | 23,4  | 34,6  | 8,0      | ...  | 16953,3          | 7290   |
|                                                          | Ninho dos Corvos         | 1,4                | 24,5  | 61,8  | 12,3     | 0,5  | 31060,1          | 13360  |
|                                                          | Nova Escócia-Esmeril     | 4,0                | 33,7  | 51,6  | 10,7     | 2,5  | 29302            | 12600  |
| Chile                                                    | Schwager                 | 2,9                | 41,3  | 52,2  | 3,6      | 0,9  | 33278,7          | 14310  |
|                                                          | Lota                     | 3,4                | 39,6  | 55,4  | 1,6      | 0,7  | 33069,4          | 14200  |
|                                                          | Mafil                    | 12,6               | 35,6  | 40,0  | 11,8     | 0,6  | 23525,3          | 10120  |
| China                                                    | Kailin                   | 2,5                | 29,9  | 44,4  | 25,7     | 0,66 | 23943,9          | 10300  |
|                                                          | Kew Loong Kieng          | 5,4                | 29,7  | 45,0  | 19,9     | ...  | 25283,4          | 10870  |
|                                                          | Kiaping                  | 3,5                | 24,4  | 41,1  | 31,0     | ...  | 21599,7          | 9290   |
| Colômbia                                                 | Bogotá                   | 5,3                | 23,4  | 63,7  | 7,6      | 0,8  | 33069,4          | 14220  |
| França                                                   | Bethune                  | 8,0                | 18,0  | 39,0  | 35,0     | ...  | 19548,6          | 8410   |
|                                                          | Azin                     | 1,6                | 9,2   | 44,3  | 44,9     | ...  | 17895,1          | 7690   |
| Alemanha                                                 | Frimmersdorf-campo oeste | 60,7               | 20,0  | 16,7  | 2,6      | 0,2  | 9858             | 4240   |
|                                                          | Saar                     | 9,7                | 31,8  | 48,7  | 9,8      | ...  | 25660,2          | 11040  |
|                                                          | Saxony                   | 53,1               | 25,3  | 18,1  | 3,5      | 0,9  | 10465            | 4500   |
|                                                          | Westphalia               | 1,7                | 23,7  | 69,2  | 5,4      | ...  | 32483,3          | 13970  |
|                                                          | Baixa Silesia            | 4,5                | 25,6  | 56,1  | 13,8     | ...  | 27376,4          | 11770  |
| Gales                                                    | Cardiff                  | 1,5                | 11,0  | 85,5  | 2,0      | 0,8  | 33488            | 14400  |
|                                                          | Arley                    | 1,1                | 36,3  | 59,0  | 3,6      | 2,3  | 34136,8          | 14680  |
| Inglaterra                                               | Durham                   | 1,5                | 34,7  | 60,0  | 3,8      | 0,87 | 31018,2          | 13340  |
| Escócia                                                  | Lanark                   | 7,5                | 31,8  | 56,7  | 4,0      | 0,2  | 31813,6          | 13680  |
| Grécia                                                   | Aliveri                  | 31,0               | 30,0  | 21,0  | 18,0     | ...  | 13102,2          | 5640   |

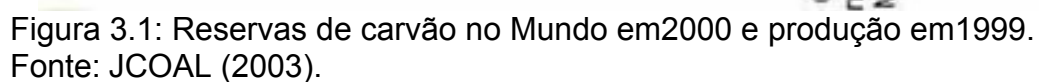
Fonte: Singer (1981). MV Matéria Volátil, CF Carbono Fixo.

| Tabela 3.5 Análise típica dos carvões de diversos países |                          |                    |      |      |          |      | poder calorífico |        |
|----------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------|------|------|----------|------|------------------|--------|
| País                                                     | Distrito ou Mina         | H <sub>2</sub> O % | MV % | CF % | Cinzas % | S %  | kJ/kg            | Btu/lb |
| Índia                                                    | Bermo Seam               | 1,9                | 21,1 | 50,4 | 26,6     | 0,9  | 25157.8          | 10820  |
|                                                          | Vale de Damador          | 4,0                | 12,8 | 41,1 | 42,1     | 0,3  | 18271.9          | 7850   |
|                                                          | Trombay                  | 7,2                | 20,8 | 44,7 | 27,3     | 1,0  | 22248.6          | 9560   |
|                                                          | Campo de Umaria          | 5,3                | 27,1 | 47,8 | 19,8     | ...  | 25534.6          | 10980  |
|                                                          | Palana                   | 41,4               | 29,2 | 23,8 | 5,6      | ...  | 15613.8          | 6710   |
| Itália                                                   | Sardenha                 | 3,6                | 39,8 | 33,0 | 23,6     | 6,5  | 23734.6          | 10210  |
| Japão                                                    | Hiyoshi-antracito        | 2,7                | 5,8  | 75,0 | 16,5     | ...  | 29134.6          | 12540  |
|                                                          | Hukuho                   | 8,6                | 33,8 | 44,5 | 13,1     | ...  | 28590.4          | 12300  |
|                                                          | Niiura                   | 19,0               | 24,8 | 31,2 | 25,0     | ...  | 19799.8          | 8520   |
| México                                                   | Palu                     | 1,3                | 21,0 | 59,0 | 18,7     | 0,7  | 28381.1          | 12200  |
| Peru                                                     | Chimbote                 | 4,4                | 4,4  | 77,5 | 13,7     | ...  | 17372            | 7470   |
|                                                          | Goyllarisquisga          | 4,0                | 35,3 | 29,5 | 31,2     | ...  | 20720.7          | 8910   |
| Polônia                                                  | Katowice                 | 17,0               | 21,0 | 40,0 | 22,0     | ...  | 18837            | 8100   |
|                                                          | Alta Silesia             | 4,0                | 31,6 | 58,4 | 6,0      | ...  | 31395            | 13500  |
| Antiga Rússia                                            | Donetz-antracito         | 2,0                | 3,5  | 83,0 | 11,5     | 0,8  | 20762.6          | 8930   |
|                                                          | Donetz-med. Volatilidade | 3,5                | 21,0 | 71,0 | 4,5      | 3,6  | 33781            | 14530  |
|                                                          | Donetz-chama longa       | 7,0                | 40,0 | 31,5 | 21,5     | 5,7  | 26288.1          | 11300  |
| Espanha                                                  | Asturias                 | 10,2               | 11,9 | 47,6 | 30,3     | 0,8  | 20762.6          | 8930   |
|                                                          | Asturias                 | 5,9                | 20,0 | 60,5 | 14,0     | ...  | 25618.3          | 11020  |
|                                                          | Zaragoza                 | 19,5               | 34,6 | 25,4 | 20,5     | ...  | 16744            | 7200   |
| Turquia                                                  | Raihenburg               | 17,1               | 34,9 | 24,8 | 23,2     | 0,5  | 15488.2          | 6660   |
| África do Sul                                            | Natal                    | 4,2                | 16,6 | 70,5 | 8,7      | 4,18 | ...              | ...    |
|                                                          | Laranja-Estado Livre     | 5,6                | 28,4 | 50,4 | 15,6     | 1,5  | 24739.3          | 10640  |
|                                                          | Transvaal                | 2,2                | 27,0 | 57,5 | 13,3     | 0,7  | 28171.8          | 12120  |
| Venezuela                                                | Barcelona                | 3,0                | 36,1 | 57,5 | 3,4      | 1,4  | 31813.6          | 13680  |
| Iugoslávia                                               | Anatolia                 | 1,4                | 29,4 | 51,3 | 17,9     | 1,0  | 27250.9          | 11720  |

Fonte: Singer (1981).

| Tabela 3.6 Análise típica dos carvões Britânicos |               |                    |                           |           |              |            |              |           |                  |       |
|--------------------------------------------------|---------------|--------------------|---------------------------|-----------|--------------|------------|--------------|-----------|------------------|-------|
| Distrito                                         | Como recebido |                    | Livre de umidade e cinzas |           |              |            |              |           | poder calorífico |       |
|                                                  | % cinzas      | % H <sub>2</sub> O | % matéria volátil         | % Carbono | % Hidrogênio | % Oxigênio | % Nitrogênio | % Enxofre | Btu/lb           | kJ/kg |
| Yorkshire                                        | 6,8           | 2,0                | 34,4                      | 84,3      | 5,2          | 8,0        | 1,7          | 0,8       | 14980            | 34800 |
| Midlands Ocidental                               | 4,9           | 9,8                | 39,6                      | 80,5      | 5,5          | 11,9       | 1,4          | 0,7       | 14180            | 33000 |
| Escócia                                          | 4,6           | 13,8               | 41,5                      | 81,4      | 5,4          | 10,3       | 2,1          | 0,8       | 14580            | 33900 |
| Durham                                           | 6,9           | 2,6                | 29,4                      | 87,8      | 5,3          | 4,6        | 1,4          | 0,9       | 15660            | 36400 |

Fonte: Singer (1981).



Fonte: JCOAL (2003).

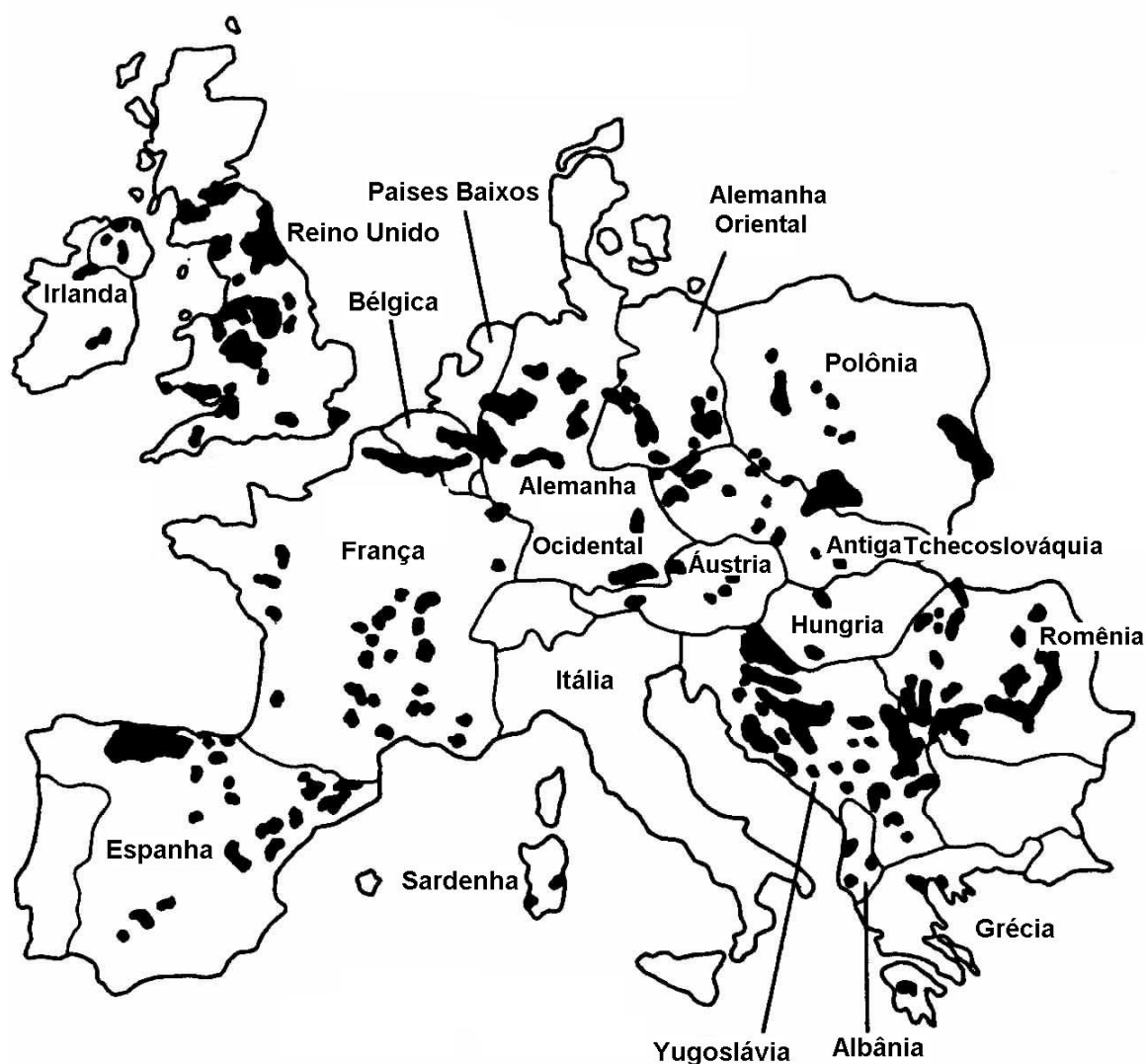


Figura 3.2: Mapa das reservas de carvão na Europa.  
Fonte: Singer (1981).

Na Tabela 3.7 tem-se os valores das reservas provadas ao final do ano de 2002, no mundo, em milhões de toneladas, valores estes com informação indicada por geólogos e engenheiros e na Tabela 3.8 mostra-se a produção de carvão sólido comercial nos principais países do mundo no período entre 1998 e 2002, onde se pode notar um decréscimo na produção de vários países no ano de 2002. Na Tabela 3.9 pode-se ver a produção de eletricidade no mundo a partir do carvão mineral, representando 5992 TWh contra 1168 TWh a partir do óleo e 2828 TWh através do gás natural, conforme o *KEY WORLD ENERGY STATISTICS* (2003) da agência internacional de energia (IEA), evidenciando a grande participação da geração de eletricidade a partir do carvão mineral.



Figura 3.3: Mapa das reservas de carvão na América do Sul.  
Fonte: Singer (1981).



Figura 3.4: Reservas mundiais de carvão mineral em 1998 (milhões de toneladas).  
Fonte: ANEEL (2003).



Figura 3.5: Consumo mundial de carvão mineral em 1998 (milhões de tEP).  
Fonte: ANEEL (2003).

**Tabela 3.7 Reservas provadas de carvão no mundo ao final de 2002 (milhões de toneladas)**

| Países                             | Antracito e betuminoso | Sub-betuminoso e linhito | Total  | % do Total | R/P (anos) |
|------------------------------------|------------------------|--------------------------|--------|------------|------------|
| USA                                | 115891                 | 134103                   | 249994 | 25,4       | 252        |
| Canadá                             | 3471                   | 3107                     | 6578   | 0,7        | 97         |
| México                             | 860                    | 351                      | 1211   | 0,1        | 101        |
| Brasil                             | -----                  | 11929                    | 11929  | 1,2        | **         |
| Colômbia                           | 6267                   | 381                      | 6648   | 0,7        | 168        |
| Venezuela                          | 479                    | -----                    | 479    | *          | 60         |
| Outros da América do Sul e Central | 992                    | 1704                     | 2696   | 0,3        | **         |
| Bulgária                           | 13                     | 2698                     | 2711   | 0,3        | 100        |
| República Checa                    | 2114                   | 3564                     | 5678   | 0,6        | 90         |
| França                             | 22                     | 14                       | 36     | *          | 17         |
| Alemanha                           | 23000                  | 43000                    | 66000  | 6,7        | 317        |
| Grécia                             | -----                  | 2874                     | 2874   | 0,3        | 40         |
| Hungria                            | -----                  | 1097                     | 1097   | 0,1        | 85         |
| Polônia                            | 20300                  | 1860                     | 22160  | 2,3        | 138        |
| Romênia                            | 1                      | 1456                     | 1457   | 0,1        | 48         |
| Espanha                            | 200                    | 460                      | 660    | 0,1        | 30         |
| Turquia                            | 278                    | 3411                     | 3689   | 0,4        | 68         |
| Reino Unido                        | 1000                   | 500                      | 1500   | 0,2        | 50         |
| Outros da Europa e Eurasia         | 1584                   | 20761                    | 22345  | 2,3        | 327        |
| Cazaquistão                        | 31000                  | 3000                     | 34000  | 3,5        | 464        |
| Federação Russa                    | 49088                  | 107922                   | 157010 | 15,9       | **         |
| Ucrânia                            | 16274                  | 17879                    | 34153  | 3,5        | 412        |
| África do Sul                      | 49520                  | -----                    | 49520  | 5,0        | 221        |
| Zimbabwe                           | 502                    | -----                    | 502    | 0,1        | 122        |
| Outros da África                   | 5149                   | 196                      | 5345   | 0,5        | **         |
| Oriente Médio                      | 1710                   | -----                    | 1710   | 0,2        | **         |
| Austrália                          | 42550                  | 39540                    | 82090  | 8,3        | 243        |
| China                              | 62200                  | 52300                    | 114500 | 11,6       | 82         |
| Índia                              | 82396                  | 2000                     | 84396  | 8,6        | 235        |
| Indonésia                          | 790                    | 4580                     | 5370   | 0,5        | 52         |
| Japão                              | 773                    | -----                    | 773    | 0,1        | **         |
| Nova Zelândia                      | 33                     | 539                      | 572    | 0,1        | 134        |
| Coreia do Norte                    | 300                    | 300                      | 600    | 0,1        | 9          |
| Paquistão                          | -----                  | 2265                     | 2265   | 0,2        | **         |
| Coreia do Sul                      | 78                     | -----                    | 78     | *          | 23         |
| Tailândia                          | -----                  | 1268                     | 1268   | 0,1        | 64         |
| Vietnam                            | 150                    | -----                    | 150    | *          | 10         |
| Outros da Ásia do Pacífico         | 77                     | 332                      | 409    | *          | 54         |
| Total                              | 519062                 | 465391                   | 984453 | 100        | 204        |

Fonte: British Petroleum (2003a). \* Menos que 0,05%; \*\* maior que 500 anos;

Nota: R- Reservas; P- Produção.

**Tabela 3.8 Produção de carvão no mundo - período 1998 – 2002 (betuminoso, antracito, sub-betuminoso e linhito em MtEO)**

| <b>Países</b>                      | <b>1998</b> | <b>1999</b> | <b>2000</b> | <b>2001</b> | <b>2002</b> |
|------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| USA                                | 598,4       | 579,7       | 565,6       | 589,4       | 571,7       |
| Canadá                             | 40,8        | 39,2        | 37,1        | 37,6        | 35,5        |
| México                             | 4,8         | 4,9         | 5,4         | 5,5         | 5,7         |
| Brasil                             | 2,0         | 2,1         | 2,1         | 2,1         | 2,2         |
| Colômbia                           | 19,6        | 21,3        | 24,8        | 28,5        | 25,7        |
| Venezuela                          | 4,7         | 4,8         | 5,6         | 5,5         | 5,8         |
| Outros da América do Sul e Central | 0,4         | 0,5         | 0,5         | 0,5         | 0,4         |
| Bulgária                           | 5,0         | 4,3         | 4,4         | 4,4         | 4,5         |
| República Checa                    | 26,0        | 23,1        | 25,0        | 25,4        | 24,3        |
| França                             | 3,6         | 3,3         | 2,3         | 1,5         | 1,2         |
| Alemanha                           | 61,3        | 59,4        | 56,5        | 54,1        | 54,8        |
| Grécia                             | 8,1         | 8,0         | 8,2         | 8,6         | 9,2         |
| Hungria                            | 3,0         | 3,1         | 2,9         | 2,9         | 2,7         |
| Polônia                            | 79,6        | 77,0        | 71,3        | 71,7        | 70,8        |
| Romênia                            | 5,7         | 5,1         | 6,4         | 7,3         | 6,7         |
| Espanha                            | 9,3         | 8,6         | 8,0         | 7,6         | 7,4         |
| Turquia                            | 13,9        | 13,3        | 13,9        | 14,2        | 11,5        |
| Reino Unido                        | 25,0        | 22,5        | 19,0        | 19,4        | 18,3        |
| Outros da Europa e Eurasia         | 16,5        | 13,3        | 14,4        | 15,1        | 16,0        |
| Cazaquistão                        | 36,0        | 30,0        | 38,5        | 40,6        | 37,6        |
| Federação Russa                    | 103,9       | 112,0       | 115,8       | 121,5       | 113,8       |
| Ucrânia                            | 39,9        | 42,8        | 42,2        | 43,8        | 43,0        |
| África do Sul                      | 127,1       | 125,6       | 126,6       | 126,3       | 126,8       |
| Zimbabwe                           | 3,5         | 3,2         | 2,8         | 2,9         | 2,7         |
| Outros da África                   | 1,4         | 1,3         | 1,1         | 1,1         | 1,1         |
| Austrália                          | 149,2       | 153,0       | 162,0       | 174,1       | 183,6       |
| China                              | 619,7       | 523,9       | 501,8       | 547,8       | 703,0       |
| Índia                              | 150,3       | 147,4       | 157,0       | 160,3       | 168,4       |
| Indonésia                          | 38,3        | 45,3        | 47,4        | 56,9        | 63,3        |
| Japão                              | 2,0         | 2,2         | 1,7         | 1,8         | -----       |
| Nova Zelândia                      | 2,0         | 2,2         | 2,2         | 2,4         | 2,6         |
| Paquistão                          | 1,5         | 1,5         | 1,4         | 1,5         | 1,6         |
| Coreia do Sul                      | 2,0         | 1,9         | 1,9         | 1,7         | 1,5         |
| Tailândia                          | 6,1         | 5,7         | 5,1         | 5,6         | 5,7         |
| Vietnam                            | 6,4         | 4,9         | 6,4         | 7,2         | 8,4         |
| Outros da Ásia do Pacífico         | 41,2        | 42,2        | 42,2        | 41,8        | 41,5        |
| Total                              | 2258,8      | 2139,3      | 2130,1      | 2239,1      | 2379,4      |

Fonte: British Petroleum (2003b).

| <b>Tabela 3.9 Produção de eletricidade a partir dos combustíveis fósseis - 2001</b> |            |                      |            |                      |            |
|-------------------------------------------------------------------------------------|------------|----------------------|------------|----------------------|------------|
| <b>Carvão</b>                                                                       | <b>TWh</b> | <b>Óleo</b>          | <b>TWh</b> | <b>Gás natural</b>   | <b>TWh</b> |
| Estados Unidos                                                                      | 1983       | Estados Unidos       | 134        | Estados Unidos       | 646        |
| República da China                                                                  | 1122       | Japão                | 117        | Rússia               | 377        |
| Índia                                                                               | 452        | México               | 93         | Japão                | 257        |
| Alemanha                                                                            | 301        | Arábia Saudita       | 87         | Reino Unido          | 143        |
| Japão                                                                               | 239        | Itália               | 75         | Itália               | 104        |
| África do Sul                                                                       | 199        | China                | 47         | Rep. Islâmica do Irã | 97         |
| Austrália                                                                           | 170        | Iraque               | 34         | Tailândia            | 72         |
| Rússia                                                                              | 169        | Rússia               | 30         | Alemanha             | 57         |
| Polônia                                                                             | 137        | Taipei Chinesa       | 30         | Egito                | 56         |
| Reino Unido                                                                         | 134        | Rep. Islâmica do Irã | 28         | Malásia              | 56         |
| Resto do Mundo                                                                      | 1086       | Resto do Mundo       | 493        | Resto do Mundo       | 963        |
| Mundo                                                                               | 5992       | Mundo                | 1168       | Mundo                | 2828       |

Fonte: KEY WORLD ENERGY STATISTICS (2003). Nota: 1 TWh = 0,086 MtEO.

De acordo com o *World Coal Demand and Supply Proposts* (2003) a demanda global de energia primária no Cenário de Referência do IEA World Energy Outlook está projetado para crescer em 1,7% por ano de 2000 a 2030, atingindo 15,3 bilhões de toneladas equivalentes de óleo.

O crescimento na demanda elevará para quase 6,1 bilhões de toneladas equivalentes de óleo, ou dois terços da demanda corrente. O crescimento projetado é, no entanto, mais lento que aquele de três décadas passadas, quando a demanda cresceu 2,1% por ano. A Figura 3.6 mostra a demanda de energia primária do ano de 2000 com projeção até 2030. A demanda para o carvão está projetada para aumentar de 1,4% ao ano, mas a participação do carvão na demanda mundial primária, entretanto, cairá um pouco, de 26% em 2000 para 24% em 2030. Pode-se notar que a demanda aumentará lentamente na OECD América do Norte e Pacífico, mas cairá na OECD Europa. A Figura 3.7 mostra a demanda mundial primária de carvão onde se vê crescimento somente no setor de geração de potência.

A produção global anual de carvão está projetada para crescer cerca de 51% entre 2000 e 2030 ou 2.359 Mt, atingindo 6.945 Mt. Este crescimento é grosseiramente equivalente à produção combinada atual da China, Canadá e Estados Unidos. O crescimento na produção da China é esperado em cerca de 1.072 Mt, ou 45% deste crescimento, enquanto a Índia, Austrália, Estados Unidos, Canadá, Indonésia e África, contribuirão com o restante, cerca de 1.161 Mt. A União Européia é a única região a sofrer um significativo declínio na produção, de 106 Mt (4%) entre 2000 e 2030 como pode ser visto na Figura 3.8 (*World Coal Demand and Supply Proposts*, 2003).

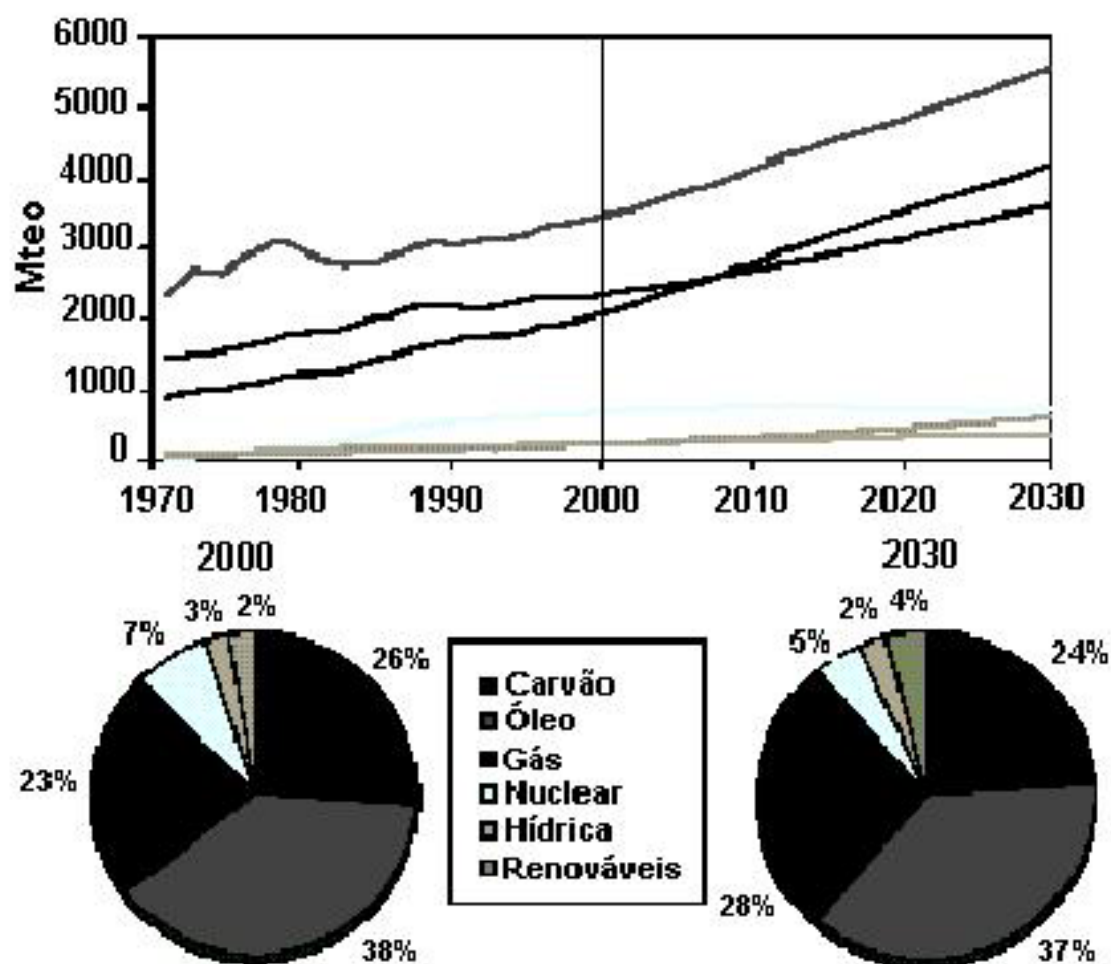


Figura 3.6: Demanda mundial de energia primária.  
 Fonte: *World Coal Demand and Supply Prospects* (2003).

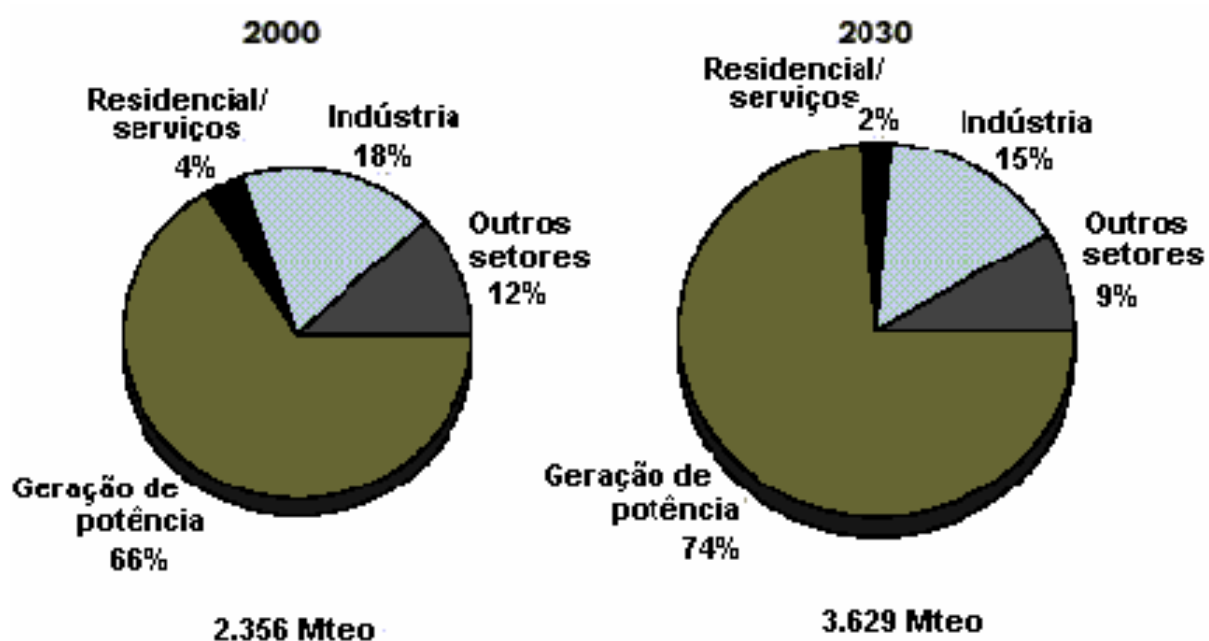


Figura 3.7: Demanda mundial de carvão primário por setor.  
 Fonte: *World Coal Demand and Supply Prospects* (2003).

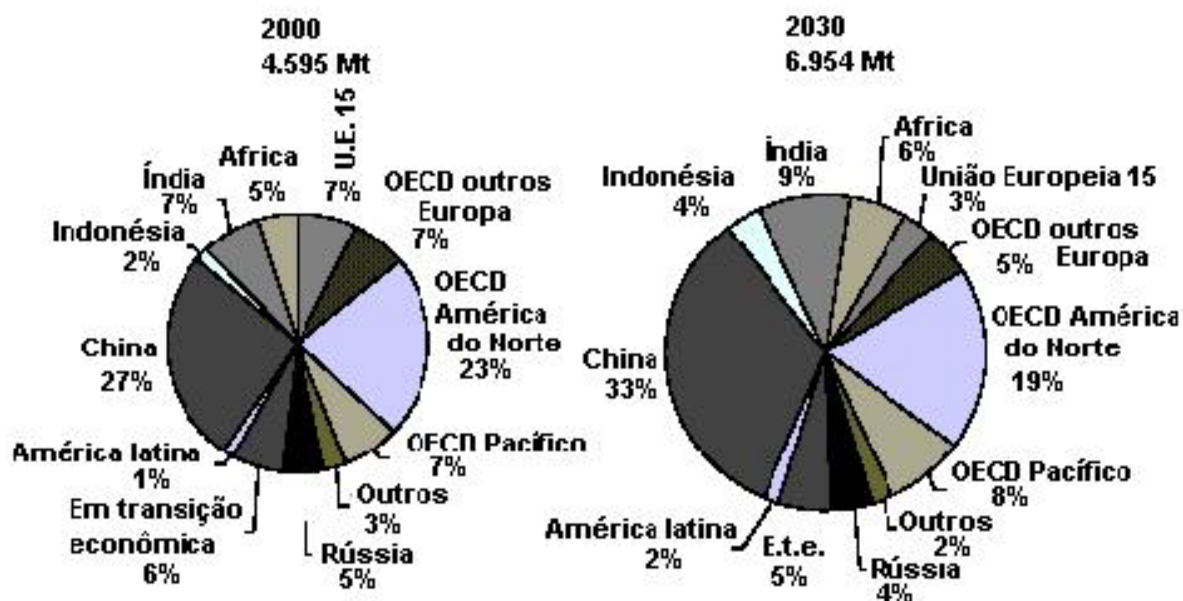


Figura 3.8: Produção mundial de carvão por região.  
 Fonte: *World Coal Demand and Supply Prospects* (2003).

Nos Estados Unidos a produção de carvão em 2002 declinou em cerca de 3% (1094,3 milhões de toneladas curtas) em relação a 2001. Em contrapartida, o consumo de carvão aumentou. Isto representou uma diminuição nos estoques de cerca de 5,8%.

Este aumento se deve principalmente ao setor de energia elétrica. A Figura 3.9 apresenta a produção de carvão por região produtiva em 2002 em milhões de toneladas e porcentagem de variação em relação a 2001. Estes valores regionais não incluem o refugo recuperado.

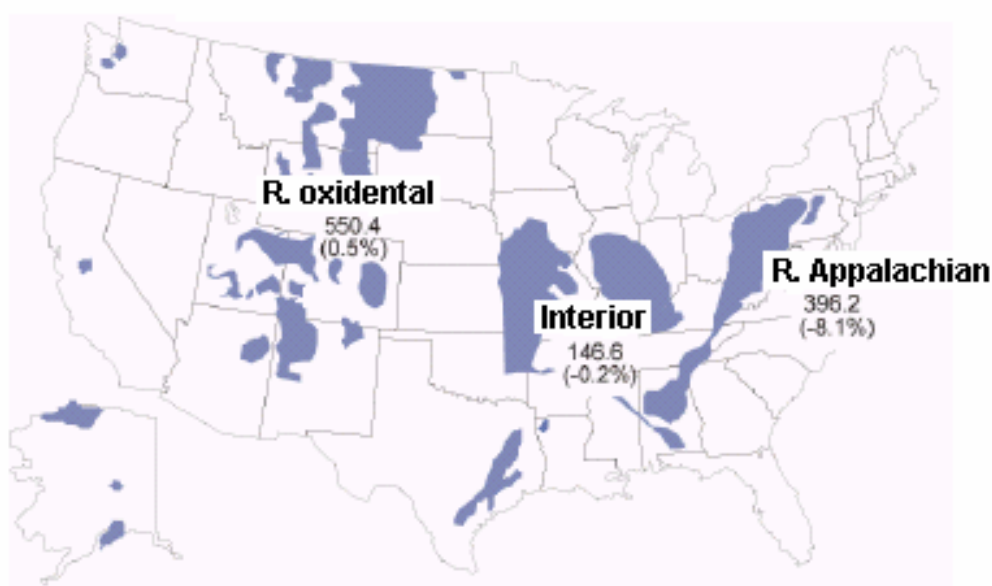


Figura 3.9: Produção de carvão por região nos EUA em 2002.  
 Fonte: *Annual Coal Report* (2002).

Mais informações sobre o carvão no mundo pode ser vista no *International Coal Market & Policy Developments* (2003).

### 3.5O Carvão no Brasil

Relatos da Companhia Rio Grandense de Mineração (CRM) e do Sindicato da Indústria da Extração de Carvão do Estado de Santa Catarina (SIECESC) informam que o carvão brasileiro foi descoberto em Santa Catarina, em 1827, na localidade de Guatá, município de Lauro Muller e foi primeiramente explorado por uma empresa inglesa que construiu uma ferrovia ligando Lauro Muller ao porto de Laguna. As reservas de carvão estão localizadas nos estados do Rio Grande do Sul, Santa Catarina, Paraná e São Paulo. As maiores jazidas situam-se nos estados do Rio Grande do Sul e Santa Catarina. As menores, no Paraná e São Paulo. Segundo Paula (1997), existem cinco grandes regiões carboníferas: região do Alto Amazonas, região do Rio Fresco, região do Tocantins-Araguaia, região Ocidental do Piauí e região do Brasil Meridional. As reservas brasileiras de carvão somam cerca de 32 bilhões de toneladas.

Mesmo não sendo um carvão de boa qualidade, essas reservas permitem uma geração de energia elétrica de 18,9 GW por um período de 100 anos (CRM, 2003).

Conforme o CPRM - Serviço Geológico do Brasil, desse total o Estado do Rio Grande do Sul possui 89,25%, Santa Catarina 10,41%, Paraná 0,32% e São Paulo 0,02%. Candiota é a principal jazida de carvão mineral do País. Possui 17 camadas de carvão de alta espessura e grande continuidade com pequena cobertura, facilitando sua lavra. A mais importante é a camada Candiota, com 5 m de espessura, em média, com cobertura de cerca de 10 m e uma área minerável de forma contínua a céu aberto, composta por dois bancos de carvão (CPRM, 2003). Em compensação, possui um carvão de baixo “grade” (alto percentual de cinzas) que não pode ser beneficiado (lavabilidade difícil), precisando ser usado na forma de ROM que segundo a Brascook (2003) a sigla *ROM* vem de “Run Of Mine” que significa minério bruto, obtido da mina, sem sofrer nenhum tipo de beneficiamento e retirado através de correia transportadora ou vagonetes.

A capacidade de lavra de Candiota é de cerca de 106 t/ano. A oeste de Porto Alegre tem-se as jazidas do Baixo Jacuí. São dez jazidas de nomes: São Sepé, Capané, Iruí, Pântano Grande, Leão, Sul do Leão, Água Boa, Faxinal, Arroio dos Ratos e Charqueadas, vindo de oeste para leste. São camadas finas e irregulares e em sua

maioria de subsolo com carvão energético pobre a médio. Entre Porto Alegre e o litoral há as jazidas de Morungava-Chico Lomã e Santa Terezinha. Trata-se de um carvão energético médio a rico mas com dificuldades de extração por estarem a grandes profundidades. Em Santa Catarina, o carvão ocorre na bacia Sul-Catarinense, indo de sul a norte do município de Araraguá ao de Lauro Muller com um carvão coqueificável pobre e energético pobre a médio, admitindo algum beneficiamento e transporte a curta distância. Apresentam atualmente minas profundas e estruturalmente difíceis. Na região central do Paraná há a jazida de Figueira, com um carvão energético médio (DNPM, 2003). O carvão nacional é classificado como betuminoso, mas de baixo grade por causa do seu elevado conteúdo de cinzas e enxofre. O carvão de Santa Catarina é considerado o de melhor qualidade (Ministério da Ciência e Tecnologia, 2003).

A Tabela 3.10 apresenta a análise típica do carvão nacional. Atualmente, 85% do carvão utilizado no Brasil são queimados em caldeiras de termelétricas para a produção de energia elétrica, 6% na produção de clínquer na indústria cimenteira, 4% na indústria de papel celulose e os 5% restantes nas indústrias de cerâmica, de alimentos e secagem de grãos (CPRM, 2003). A Tabela 3.11 apresenta as reservas oficialmente aprovadas de carvão mineral no Paraná, Santa Catarina e Rio Grande do Sul no ano de 2000. A Tabela 3.12 também apresenta as reservas no sul do País, segundo a classificação da ONU-2000. Os tipos de carvão energético brasileiro são obtidos quase todos a partir do ROM, que por beneficiamento, com exceção do carvão da mina de Candiota que comercializa em bruto o carvão energético CE-3300, com 3300 kcal/kg (DNPM, 2003). No Brasil produz-se doze tipos de energéticos vendáveis, sendo em quantidades regulares sete tipos de energéticos (carvão vapor), a saber: CE-3100, CE-3300, CE-4200, CE-4500, CE-5200, CE-5700 e CE-6000.

| <b>Tabela 3.10 Propriedades dos carvões no Brasil</b> |       |       |                  |                  |                  |          |           |               |           |
|-------------------------------------------------------|-------|-------|------------------|------------------|------------------|----------|-----------|---------------|-----------|
| Procedência                                           | % C   | % S   | % H <sub>2</sub> | % N <sub>2</sub> | % O <sub>2</sub> | % Cinzas | % Umidade | Mat. Voláteis | PCS kJ/kg |
| Butiá                                                 | 42,88 | 1,35  | ...              | ...              | ...              | 13,59    | 11,51     | 32,02         | ...       |
| Jacuí                                                 | 49,82 | 0,85  | ...              | ...              | ...              | 21,18    | 9,58      | 19,42         | ...       |
| Tubarão                                               | 40,79 | 1,10  | ...              | ...              | ...              | 28,21    | 1,90      | 29,10         | ...       |
| Criciúma                                              | 46,90 | 1,63  | ...              | ...              | ...              | 23,64    | 1,50      | 27,96         | ...       |
| RGS                                                   | 46,0  | 12,99 | 4,05             | 0,29             | 9,27             | 27,4     | 11        | ...           | 19883,50  |
| Paraná                                                | 56,6  | 2,0   | 3,11             | 0,80             | 17,73            | 25,76    | 15        | ...           | 26539,24  |
| Santa Catarina                                        | 51,8  | 3,6   | 3,34             | 0,52             | 7,58             | 33,09    | 10        | ...           | 26413,66  |
| Cabo Frio (a)                                         | 20,5  | ...   | ...              | ...              | ...              | 21,7     | 15,8      | 42,0          | 12118,47  |
| Cabo Frio (b)                                         | 17,6  | ...   | ...              | ...              | ...              | 13,7     | 13,2      | 49,5          | 14525,42  |
| Resende                                               | 12,6  | ...   | ...              | ...              | ...              | 42,2     | 12,0      | 33,2          | 10548,72  |

Fonte: Singer (1981). (...) Representam propriedades não avaliadas.

| <b>Tabela 3.11 Reservas oficialmente provadas de carvão mineral - 2000</b> |                      |                       |                      |                       |
|----------------------------------------------------------------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|
| <b>UF</b>                                                                  | <b>Medida</b>        | <b>Indicada</b>       | <b>Inferida</b>      | <b>Total</b>          |
| Paraná                                                                     | 64.355.563           | 31.076.010            | -                    | 95.431.573            |
| Sta. Catarina                                                              | 1.525.021.083        | 919.777.017           | 179.208.810          | 2.624.006.910         |
| Rio Grande do Sul                                                          | 5.762.770.050        | 10.271.090.403        | 6.375.613.592        | 22.409.474.045        |
| <b>Total</b>                                                               | <b>7.352.146.696</b> | <b>11.221.943.430</b> | <b>6.554.822.402</b> | <b>25.128.912.928</b> |

Fonte: Borba (2001). Unidade: tonelada.

O beneficiamento, por sua vez, consiste em processos que visam à redução da matéria inorgânica existente no carvão, melhorando sua qualidade. Já a lavra é o processo de extração do carvão que pode ser a céu aberto ou lavra subterrânea ou de profundidade (BRASCOOK, 2003). A produção de carvão nacional minerado em 1999 atingiu 10,3 milhões de toneladas e 13,8 milhões de toneladas no ano 2000. O consumo nacional em 1999 foi de 16,2 milhões de toneladas de carvão, parte importada dos Estados Unidos (33%), Austrália (31%), África do Sul (9%) e Canadá (8%), ao custo de US\$ 600 milhões (CPRM, 2003). A Figura 3.10 apresenta as principais reservas de carvão, produção e principais termelétricas a carvão mineral (UTE's) do Sul do País.

| <b>Tabela 3.12 Reservas e recursos de carvão mineral segundo a ONU - 2000</b> |                                                    |                                                       |                                |                       |
|-------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------|-----------------------|
| <b>UF</b>                                                                     | <b>Reservas<br/>( provadas e<br/>prováveis ) *</b> | <b>Recursos<br/>( viáveis e pré-<br/>viáveis ) **</b> | <b>Recursos<br/>outros ***</b> | <b>Total</b>          |
| Paraná                                                                        | 12.112.000                                         | -                                                     | 83.319.573                     | 95.431.573            |
| Santa Catarina                                                                | 201.921.000                                        | 502.771.000                                           | 1.919.314.910                  | 2.624.006.910         |
| Rio Grande do Sul                                                             | 716.370.000                                        | 3.742.614.940                                         | 17.950.489.105                 | 22.409.474.045        |
| <b>Total</b>                                                                  | <b>930.403.000</b>                                 | <b>4.245.385.940</b>                                  | <b>19.953.123.588</b>          | <b>25.128.912.928</b> |

Fonte: Borba (2001).

Unidade: tonelada

\* Economicidade demonstrada.

\*\* Economicidade potencial

\*\*\* Inclui os recursos medidos, indicados e inferidos. Conhecimento apenas geológico. Economicidade indeterminada.

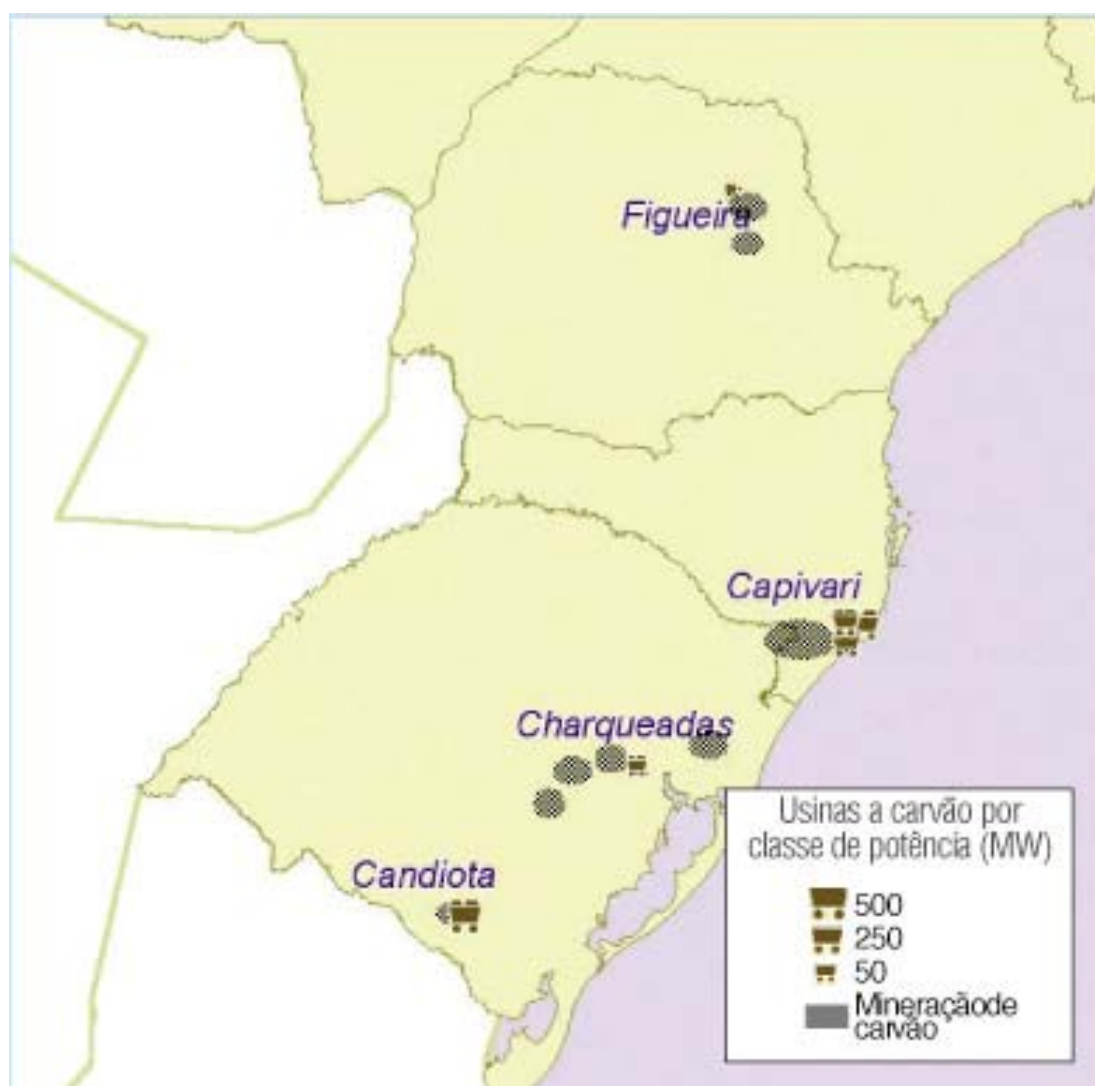


Figura 3.10: Reservas, produção e principais UTE's no Sul do Brasil.  
Fonte: ANEEL (2003).

A Tabela 3.13 fornece a produção, exportação/importação e consumo de carvão nos vários setores da economia brasileira entre o período que vai de 1998 a 2002, de acordo com dados fornecidos pelo Balanço Energético Nacional de 2003, ano base 2002. A Tabela 3.14 apresenta a produção de ROM por Estado produtor, em toneladas num período que foi de 1990 a 2002. Na Tabela 3.15 tem-se a produção de carvão vapor vendável para o mesmo período, segundo o Sindicato da Indústria da Extração de Carvão do Estado de Santa Catarina.

**Tabela 3.13 Produção, exportação/importação e consumo de carvão nos vários setores da economia brasileira entre o período de 1998 – 2002**

| <b>Identificação</b>         | <b>1998</b> | <b>1999</b> | <b>2000</b> | <b>2001</b> | <b>2002</b> |
|------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Produção                     | 5496        | 5630        | 6791        | 5639        | 5046        |
| Exportação/Importação        | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Var.Est.Perdas e Ajustes     | -832        | 1116        | 176         | 1278        | -316        |
| Consumo Total                | 4664        | 6746        | 6967        | 6917        | 4730        |
| Transformação (*)            | 4011        | 6080        | 6177        | 6125        | 4061        |
| Consumo Final                | 653         | 666         | 790         | 792         | 669         |
| Consumo Final Energético     | 653         | 666         | 790         | 792         | 669         |
| Transportes                  | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Ferroviário                  | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Industrial                   | 653         | 666         | 790         | 792         | 669         |
| Cimento                      | 28          | 24          | 12          | 20          | 18          |
| Ferro Gusa e Aço             | 11          | 11          | 11          | 12          | 11          |
| Ferro – Ligas                | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Mineração e Pelotização      | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Não Ferrosos e outros metais | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Química                      | 263         | 288         | 167         | 157         | 147         |
| Alimentos e Bebidas          | 107         | 76          | 113         | 138         | 122         |
| Têxtil                       | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Papel e celulose             | 138         | 161         | 169         | 181         | 156         |
| Cerâmica                     | 99          | 48          | 74          | 93          | 67          |
| Outros                       | 7           | 58          | 244         | 191         | 148         |
| Consumo não identificado     | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |

Fonte: Balanço Energético Nacional – 2003, ano base 2002.

(\*) Geração de energia elétrica

Unidade: mil t

**Tabela 3.14 Produção de ROM por Estado produtor em toneladas**

| <b>Ano</b> | <b>Paraná</b> | <b>Sta Catarina</b> | <b>R. G. do Sul</b> | <b>Total</b> |
|------------|---------------|---------------------|---------------------|--------------|
| 1990       | 219.880       | 7.484.098           | 3.808.556           | 11.512.534   |
| 1991       | 269.350       | 6.684.243           | 3.463.434           | 10.417.027   |
| 1992       | 255.697       | 5.531.404           | 3.483.014           | 9.270.115    |
| 1993       | 273.341       | 6.044.844           | 3.306.372           | 9.624.557    |
| 1994       | 304.659       | 5.699.942           | 3.748.101           | 9.752.702    |
| 1995       | 254.643       | 4.988.321           | 3.882.582           | 9.125.546    |
| 1996       | 262.414       | 3.547.697           | 3.937.857           | 7.747.968    |
| 1997       | 222.636       | 4.464.877           | 4.233.193           | 8.920.706    |
| 1998       | 95.083        | 4.468.689           | 4.056.307           | 8.620.079    |
| 1999       | 91.652        | 4.484.073           | 4.495.140           | 9.070.865    |
| 2000       | 142.615       | 6.639.019           | 4.733.416           | 11.515.050   |
| 2001       | 219.235       | 7.193.189           | 3.814.258           | 11.226.682   |
| 2002       | 252.093       | 5.959.933           | 3.822.283           | 10.034.309   |

Fonte: SIECESC.

**Tabela 3.15 Produção de carvão vapor vendável em toneladas**

| Ano  | CE-3100 | CE-3300   | CE-3700 | CE-4200 | CE-4500   | CE-4700 | CE-5200/<br>5400 | CE-5700/<br>5900 | CE-6000/<br>6500 |
|------|---------|-----------|---------|---------|-----------|---------|------------------|------------------|------------------|
| 1990 | 493.200 | 1.650.642 | 255.200 | 39.0141 | 609.542   | 361.630 | 177.356          |                  | 117.519          |
| 1991 | 330.803 | 1.750.047 | 382.438 | 73.912  | 504.513   | 255.037 | 1.382.341        |                  | 152.426          |
| 1992 | 331.203 | 1.437.382 | 453.835 | 65.467  | 1.032.709 | 328.758 | 680.281          | 3.025            | 150.665          |
| 1993 | 314.380 | 1.261.763 | 379.835 | 97.538  | 1.323.291 | 338.485 | 536.265          | 828              | 148.814          |
| 1994 | 292.532 | 1.702.096 | 373.327 | 89.439  | 1.487.268 | 285.051 | 540.811          | 97.307           | 153.917          |
| 1995 | 294.897 | 1.784.218 | 340.896 | 86.438  | 1.467.265 | 205.570 | 779.582          |                  | 134.600          |
| 1996 | 505.363 | 1.425.898 | 349.549 | 134.095 | 1.310.160 | 138.327 | 690.847          |                  | 136.739          |
| 1997 | 579.048 | 1.685.075 | 346.009 | 132.255 | 2.151.886 | 130.165 | 396.105          |                  | 121.595          |
| 1998 | 392.031 | 1.994.541 | 243.857 | 93.111  | 2.282.815 | 166.224 | 245.633          |                  | 66.538           |
| 1999 | 474.677 | 2.178.133 |         | 113.153 | 2.135.379 | 417.204 | 241.304          |                  | 57.713           |
| 2000 | 638.883 | 1.996.922 |         | 133.971 | 3.171.208 | 294.053 | 318.156          |                  | 132.723          |
| 2001 | 472.921 | 1.581.142 | 26.030  | 119.246 | 2.610.423 | 266.797 | 312.468          |                  | 114.237          |
| 2002 | 385895  | 1.735.832 |         | 94.411  | 2.108.978 | 258.711 | 356.647          |                  | 105.480          |

Fonte: SIECESC.

Gomes (2004), diz que o Brasil possui grandes reservas de carvão-coque, situado no Rio Grande do Sul. Estas jazidas, não aflorantes, foram descobertas pela CPRM – Serviço Geológico do Brasil em 1976 (jazida de Morungava – Chico – Lomã) e em 1979 (jazida de Santa Terezinha). O carvão coqueificável do RS possui melhor qualidade e rendimentos que as frações siderúrgicas do carvão catarinense. Diz também que os métodos de lavra e cuidados ambientais são uma realidade hoje em dia no Brasil. As modernas técnicas de aproveitamento do combustível empregadas pelas carboníferas nacionais permitem a separação do solo e sua reutilização em bacias seladas, cobertas pelos rejeitos em áreas mineradas submetidas ao repaisagismo e revegetação com árvores nativas. Um bom exemplo é a jazida de Candiota minerada pela CRM que faz concomitantemente com a lavra, a regeneração ambiental, plantando bosques de árvores de porte onde anteriormente somente gramíneas existiam.

### 3.6 Preços

Segundo Borba (2001), o carvão não tem preços atrelados internacionalmente em bolsas de “commodities” como acontece com outros bens minerais. O que se tem na realidade é um mercado pulverizado, em que os contratos são acertados caso a caso, entre comprador e vendedor, e são freqüentemente renegociados. Paralelamente a isso, o carvão é um bem mineral que quem tem usa, quem não tem procura outras fontes alternativas de energia. Estes fatos mais a calma nos preços do petróleo que se seguiu à crise deste recurso energético de fins da década de 1970/início da de 1980

fez com que nos últimos doze anos houvesse uma tendência contínua de queda nos preços do carvão. Nesse período, os preços correntes do carvão energético caíram de 35-50 US\$/t para 20-30 US\$/t.

Acredita-se que a médio e longo prazo a situação não deve se alterar de maneira significativa, pois mesmo com os preços do barril de petróleo e do gás natural subindo nos últimos anos e a demanda por carvão, como fonte alternativa, também aumentando, isso não representa grandes alterações nos preços, pois o acréscimo na produção é facilmente suprido pelas imensas reservas globais disponíveis, fazendo com que o carvão ainda permaneça por muito tempo como fonte energética alternativa barata.

A Tabela 3.16 mostra a evolução dos preços do carvão mineral energético do Brasil no período de 1994 a 2000 considerando uma composição entre os diversos tipos de carvão energético produzidos, com preço do bem mineral na origem e sem frete, *FOB*, para uma relação cambial de 1,88 R\$/US\$. Na Tabela 3.17 é apresentado o preço real médio do carvão entregue à produção elétrica nas principais cidades dos Estados Unidos da América, referente aos anos de 1996, 1997, 1998, 1999 e 2000, em dólares por tonelada curta (DNPM, 2003). A Tabela 3.18 apresenta a evolução dos preços do carvão vapor ou energético entre 1987 e 2001 para carvão baseado nos valores do noroeste europeu, dos Estados Unidos e importado pelo Japão, em US\$/t. A Tabela 3.19 fornece os preços do carvão vapor para a indústria em US\$/t métrica, no período que vai de 1995 à 2002.

Na Tabela 3.20 tem-se o preço do carvão vapor para a geração de eletricidade, no período de 1996 à 2002.

| <b>Tabela 3.16 Evolução dos preços do carvão energético – 1994 - 2000</b> |                 |                    |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------------|--------------------|
| <b>Ano</b>                                                                | <b>(R\$/t )</b> | <b>( US\$/t )*</b> |
| 1994                                                                      | 50,79           | 27.02              |
| 1995                                                                      | 51,25           | 27.26              |
| 1996                                                                      | 45,22           | 24.05              |
| 1997                                                                      | 48,52           | 25.01              |
| 1998                                                                      | 48,27           | 25.68              |
| 1999                                                                      | 44,49           | 23.66              |
| 2000                                                                      | 43,26           | 23.01              |

Fonte: Borba (2001). \* Considerando uma relação cambial em 2000 de 1,88 R\$/US\$.

Vale lembrar, neste momento, do decreto de 31 de março de 2000, assinado pelo ex-presidente da república Fernando Henrique Cardoso que instituiu o Programa de Incentivo à utilização de carvão mineral nos Estados, do Paraná, Santa Catarina e

Rio Grande do Sul com o objetivo de aumentar a participação do carvão mineral na matriz energética brasileira, utilizando para isto de uma tecnologia que permita a recuperação ambiental de áreas carboníferas degradadas. Na Tabela 3.21 apresentam-se os preços médios correntes de fontes de energia entre o período de 1997 a 2002, de acordo com o Ministério de Minas e Energia do Brasil. A Tabela 3.22 apresenta as principais usinas do tipo UTE em operação no Sul do País com as potências nominais por usina e o destino da energia elétrica gerada.

Até Dezembro de 2007, estão previstas para entrarem em operação mais cinco UTEs, a de SEPETIBA no município de Itaguaí no RJ, a USITESC no sul de Santa Catarina, a SEIVAL, CANDIOTA III e JACUI I no RS e FIGUEIRA 2 no Paraná, conforme Plano Decenal 2003/2012 – Sumário Executivo (CCPE, 2004). A UTE de SEPETIBA gerará cerca de 1,32 GW/2x660 MW com um investimento da ordem de US\$ 1 bilhão, e com autorização emitida pela ANEEL em 15 de Março de 2001. A Inepar Energia e a italiana Enel são sócias no empreendimento. A USITESC gerará cerca de 440 MW/2x220 MW com investimentos da ordem de US\$ 654 milhões, tendo a frente dos projetos as carboníferas Criciúma e Sul Catarinense. A SEIVAL terá potência de cerca de 500 MW/2x250 MW com investimentos da ordem de US\$ 800 milhões (ELETROBRAS, 2003) e (SIECESC, 2003). JACUI I gerará cerca de 350 MW, CANDIOTA III, 350 MW e FIGUEIRA 2, 100 MW. A Figura 3.11 mostra o fluxograma da UTE da USITESC de Santa Catarina e a Figura 3.12 mostra o fluxograma da UTE SEPETIBA no Rio de Janeiro.

| <b>Tabela 3.17 Preço médio do carvão energético – USA</b> |             |             |             |             | <b>período</b> |
|-----------------------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|----------------|
| <b>de 1996 – 2000. (Dólares/tonelada curta)</b>           |             |             |             |             |                |
| <b>Estado</b>                                             | <b>1996</b> | <b>1997</b> | <b>1998</b> | <b>1999</b> | <b>2000</b>    |
| Connecticut                                               | 50,05       | 49,07       | 46,10       | 43,76       | -----          |
| Massachusetts                                             | 42,64       | 41,90       | 40,98       | 43,56       | 42,92          |
| Nova Hampshire                                            | 42,23       | 41,80       | 41,02       | 37,98       | 36,42          |
| Nova Jersey                                               | 45,53       | 45,07       | 40,41       | 36,49       | 34,29          |
| Nova York                                                 | 37,15       | 36,61       | 36,27       | 36,05       | 36,58          |
| Pennsylvania                                              | 34,06       | 32,65       | 32,24       | 31,12       | 27,23          |
| Illinois                                                  | 32,14       | 29,83       | 29,27       | 26,22       | 20,86          |
| Indiana                                                   | 24,67       | 23,88       | 22,89       | 22,51       | 21,43          |
| Michigan                                                  | 29,34       | 28,38       | 27,31       | 26,15       | 25,42          |
| Ohio                                                      | 32,31       | 30,81       | 31,50       | 30,99       | 32,22          |
| Wisconsin                                                 | 19,55       | 20,04       | 19,35       | 17,81       | 17,43          |
| Iowa                                                      | 16,30       | 15,92       | 14,65       | 13,45       | 13,17          |
| Kansas                                                    | 17,51       | 17,56       | 16,53       | 15,72       | 15,97          |
| Minnesota                                                 | 18,99       | 19,10       | 18,41       | 18,58       | 18,55          |
| Missouri                                                  | 17,31       | 16,48       | 15,88       | 15,81       | 15,30          |
| Nebraska                                                  | 12,37       | 9,87        | 9,75        | 8,99        | 9,04           |
| Dakota do Norte                                           | 9,72        | 10,01       | 9,69        | 9,13        | 8,84           |
| Dakota do Sul                                             | 16,94       | 15,68       | 15,68       | 15,43       | 15,73          |
| Delaware                                                  | 41,51       | 40,27       | 39,25       | 39,25       | 36,98          |
| Florida                                                   | 42,40       | 41,02       | 38,78       | 37,30       | 36,19          |
| Georgia                                                   | 36,54       | 36,57       | 35,18       | 34,64       | 33,34          |
| Maryland                                                  | 38,49       | 38,01       | 36,45       | 34,07       | 32,21          |
| Carolina do Norte                                         | 36,87       | 34,68       | 34,55       | 34,17       | 33,23          |
| Carolina do Sul                                           | 37,54       | 36,50       | 35,90       | 34,63       | 33,08          |
| Virginia                                                  | 35,73       | 34,31       | 33,65       | 32,56       | 31,89          |
| Virginia do Oeste                                         | 30,93       | 30,09       | 29,12       | 27,89       | 27,66          |
| Alabama                                                   | 36,39       | 34,90       | 35,14       | 30,89       | 28,88          |
| Kentucky                                                  | 24,43       | 23,74       | 23,76       | 23,40       | 22,20          |
| Mississippi                                               | 33,31       | 31,82       | 31,50       | 32,78       | 32,89          |
| Tennessee                                                 | 27,64       | 26,16       | 25,57       | 25,12       | 24,07          |
| Arkansas                                                  | 26,15       | 28,01       | 24,73       | 24,04       | 23,08          |
| Louisiana                                                 | 24,74       | 23,51       | 22,42       | 21,75       | 19,59          |
| Oklahoma                                                  | 16,79       | 15,57       | 15,25       | 15,01       | 15,40          |
| Texas                                                     | 19,26       | 18,34       | 18,03       | 17,19       | 17,33          |
| Arizona                                                   | 29,55       | 28,39       | 26,27       | 25,97       | 23,69          |
| Colorado                                                  | 20,24       | 19,55       | 18,80       | 18,33       | 16,96          |
| Montana                                                   | 11,90       | 11,30       | 11,01       | 11,70       | 11,33          |
| Nevada                                                    | 30,44       | 30,50       | 28,17       | 27,80       | 26,51          |
| Novo México                                               | 26,04       | 23,77       | 22,98       | 23,17       | 23,73          |
| Utah                                                      | 24,66       | 24,73       | 25,16       | 22,87       | 22,13          |
| Oregon                                                    | 18,81       | 19,57       | 18,33       | 18,46       | 17,26          |
| Washington                                                | 24,91       | 25,65       | 23,67       | 24,48       | 26,24          |

Fonte: Energy Information Administration (2002). Nota: 1 tonelada curta = 907,2 kg.

| <b>Tabela 3.18 Evolução dos preços do carvão vapor entre o período 1987- 2001 – ( US\$/t )</b> |                                                         |                                                                                            |                                                                   |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| <b>Ano</b>                                                                                     | <b>Preço corrente<br/>(base - noroeste<br/>europeu)</b> | <b>Preço de<br/>recebimento em<br/>Termelétricas<br/>( carvão dos<br/>Estados Unidos )</b> | <b>Preço médio * do<br/>carvão vapor<br/>importado pelo japão</b> |
| 1987                                                                                           | 31,30                                                   | 35,09                                                                                      | 41,28                                                             |
| 1988                                                                                           | 39,94                                                   | 33,77                                                                                      | 42,47                                                             |
| 1989                                                                                           | 42,08                                                   | 33,21                                                                                      | 48,86                                                             |
| 1990                                                                                           | 43,48                                                   | 33,57                                                                                      | 50,81                                                             |
| 1991                                                                                           | 42,80                                                   | 33,10                                                                                      | 50,30                                                             |
| 1992                                                                                           | 38,53                                                   | 32,35                                                                                      | 48,45                                                             |
| 1993                                                                                           | 33,68                                                   | 31,51                                                                                      | 45,71                                                             |
| 1994                                                                                           | 37,18                                                   | 30,88                                                                                      | 43,66                                                             |
| 1995                                                                                           | 44,50                                                   | 29,78                                                                                      | 47,58                                                             |
| 1996                                                                                           | 41,25                                                   | 29,16                                                                                      | 49,54                                                             |
| 1997                                                                                           | 38,92                                                   | 28,83                                                                                      | 45,53                                                             |
| 1998                                                                                           | 32,00                                                   | 28,31                                                                                      | 40,51                                                             |
| 1999                                                                                           | 28,79                                                   | 27,35                                                                                      | 36,74                                                             |
| 2000                                                                                           | 35,98                                                   | 26,99                                                                                      | 34,58                                                             |
| 2001                                                                                           | 39,29                                                   | 27,68                                                                                      | 37,96                                                             |

Fonte: British Petroleum (2003). Nota: \* preço médio = custo + seguro + frete

A usina USITESC irá utilizar caldeira de leito fluidizado circulante para absorção do enxofre e diminuição do NO<sub>x</sub> do combustível, enquanto a usina de SEPETIBA empregará o processo FGD calcário/gesso por via úmida e carvão importado. Para a captura dos particulados a usina USITESC implantará os filtros de manga (*baghouse*) e a usina de SEPETIBA o precipitador eletrostático. As caldeiras de leito fluidizado circulante apresentam eficiência maior que as convencionais a carvão pulverizado ou a leito borbulhante porque o material não queimado é separado dos gases através do ciclone (s) e injetado novamente na zona de maior temperatura e turbulência do leito, com um custo de capital menor que a caldeira queimando carvão pulverizado convencional. A Tabela 3.23 apresenta uma síntese do estado da arte de tecnologias de combustão eficiente do carvão, contendo dentre outras informações, o custo de capital específico em US\$/kW instalado (ANEEL, 2003).

| <b>Tabela 3.19 Preços do carvão vapor para a indústria em US\$/mt <sup>(3)</sup></b> |             |             |             |             |             |             |             |             |
|--------------------------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| <b>Países</b>                                                                        | <b>1995</b> | <b>1996</b> | <b>1997</b> | <b>1998</b> | <b>1999</b> | <b>2000</b> | <b>2001</b> | <b>2002</b> |
| OECD <sup>4</sup>                                                                    | 43,60       | 44,20       | 41,90       | 40,60       | 39,20       | 38,70       | 38,20       | n.a.        |
| OECD Europa <sup>5</sup>                                                             | 46,30       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Austria                                                                              | 81,00       | 73,10       | 63,90       | 63,70       | 56,10       | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Brasil                                                                               | 52,76       | 54,18       | 50,50       | 39,66       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Chile                                                                                | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 50,46       | 45,02       | n.a.        |
| China                                                                                | 25,44       | 22,00       | 28,72       | 29,69       | 28,69       | 27,28       | 27,15       | n.a.        |
| Taiwan                                                                               | 87,01       | 83,97       | 80,31       | 68,81       | 71,45       | 74,16       | n.a.        | n.a.        |
| Colômbia                                                                             | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 14,00       | 12,69       | n.a.        |
| Cuba                                                                                 | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 80,45       | 80,45       | n.a.        |
| República Checa <sup>1</sup>                                                         | 16,80       | 16,00       | 14,90       | 15,80       | 15,20       | 14,40       | 15,20       | 18,10       |
| Dinamarca                                                                            | 84,90       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| República Dominicana                                                                 | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 48,67       | n.a.        | n.a.        |
| Finlândia                                                                            | 84,30       | 77,60       | 86,10       | 84,40       | 84,80       | 77,90       | 84,80       | 84,00       |
| França                                                                               | 116,40      | 113,60      | 99,90       | 101,10      | 99,90       | 84,10       | 71,80       | n.a.        |
| Hungria                                                                              | n.a.        | n.a.        | 41,80       | 44,50       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Indonésia                                                                            | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 9,29        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Itália                                                                               | 50,40       | 49,00       | 47,10       | 40,60       | 33,40       | 37,70       | 44,90       | n.a.        |
| Jamaica                                                                              | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 63,07       | 58,85       | n.a.        |
| Japão                                                                                | 49,10       | 50,50       | 47,00       | 42,30       | 37,30       | 35,90       | 31,90       | n.a.        |
| Cazaquistão                                                                          | 6,92        | 9,75        | 12,38       | 13,33       | 9,01        | 7,72        | 8,83        | n.a.        |
| Coreia do Sul                                                                        | 52,80       | 50,70       | 42,80       | 31,50       | 46,70       | 55,00       | 48,20       | 49,70       |
| Peru                                                                                 | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 27,78       | 27,63       | n.a.        |
| Polônia                                                                              | 38,50       | 39,40       | 38,10       | 43,80       | 37,20       | 38,50       | 43,10       | n.a.        |
| Portugal                                                                             | n.a.        | n.a.        | 41,40       | 31,10       | 28,10       | 33,10       | 40,50       | 29,90       |
| Romênia                                                                              | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 23,34       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| África do Sul                                                                        | 17,09       | 15,22       | 13,15       | 16,31       | 15,75       | 14,11       | 13,80       | n.a.        |
| Turquia <sup>1</sup>                                                                 | 35,80       | 36,80       | 38,40       | 37,50       | 35,20       | 32,40       | 31,80       | 42,10       |
| Reino Unido                                                                          | 58,80       | 55,20       | 56,30       | 58,20       | 56,40       | 53,10       | 52,20       | n.a.        |
| Estados Unidos                                                                       | 35,70       | 35,60       | 35,70       | 35,60       | 34,80       | 34,60       | 36,00       | 36,80       |
| Venezuela                                                                            | 33,09       | 35,72       | 34,30       | 32,10       | 29,20       | n.a.        | n.a.        | n.a.        |

Fonte: International Energy Agency (2003).. mt = tonelada métrica, 1 mt = 1000 kg.

1 preços do carvão castanho para a República Checa e Turquia.

2 para fim de energia – preços incluindo taxas, convertida usando razões de troca.

3 para converter US\$/t métrica para US\$/t curta dividir por 1,1023.

4 Organization for Economic Cooperation and Development.

5 Organization for Economic Cooperation and Development Europe.

n.a. = não disponível.

| <b>Tabela 3.20 Preços do carvão vapor para geração de eletricidade em US\$/mt</b> |             |             |             |             |             |             |             |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| <b>Países</b>                                                                     | <b>1996</b> | <b>1997</b> | <b>1998</b> | <b>1999</b> | <b>2000</b> | <b>2001</b> | <b>2002</b> |
| OECD <sup>4</sup>                                                                 | 34,4        | 32,9        | 30,4        | 28,8        | 26,0        | 29,8        | 28,3        |
| OECD Europa <sup>5</sup>                                                          | 42,9        | 39,3        | 37,2        | 33,1        | 32,4        | 36,2        | n.a.        |
| Argentina                                                                         | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 89,41       | 92,19       | n.a.        |
| Austria                                                                           | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Bélgica                                                                           | 45,6        | 42,7        | 34,2        | 30,3        | 32,8        | 37,7        | n.a.        |
| Brasil                                                                            | 54,18       | 50,50       | 39,66       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Chile                                                                             | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 50,46       | 45,02       | n.a.        |
| Taiwan                                                                            | 113,81      | 108,92      | 93,04       | 96,37       | 100,03      | n.a.        | n.a.        |
| Colombia                                                                          | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 14,00       | 12,69       | n.a.        |
| República Checa <sup>1</sup>                                                      | 9,9         | 8,9         | 9,5         | 9,6         | 8,0         | 8,0         | 8,5         |
| República Dominicana                                                              | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 48,67       | n.a.        | n.a.        |
| Finlândia                                                                         | 77,6        | 52,2        | 43,0        | 39,5        | 38,6        | 46,7        | 43,9        |
| França                                                                            | 45,4        | 45,2        | 38,6        | 36,1        | 35,5        | 42,8        | n.a.        |
| Alemanha                                                                          | 55,9        | 49,0        | 46,6        | 42,0        | 42,4        | 51,9        | 47,1        |
| Índia                                                                             | 9,09        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Irlanda                                                                           | 50,9        | 45,7        | 36,3        | 30,9        | 30,3        | 35,4        | 37,5        |
| Itália                                                                            | 59,9        | 55,9        | 50,4        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Jamaica                                                                           | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 63,07       | 58,85       | n.a.        |
| Japão                                                                             | 71,2        | 62,8        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| México <sup>1</sup>                                                               | 23,7        | 26,9        | 25,9        | 28,8        | 31,8        | 33,9        | n.a.        |
| Peru                                                                              | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 27,78       | 27,63       | n.a.        |
| Polônia                                                                           | 30,6        | 29,8        | 32,6        | 29,1        | 28,2        | 31,4        | 32,2        |
| Portugal                                                                          | 45,1        | 42,0        | 36,0        | 31,5        | 30,2        | 38,6        | 32,3        |
| Rússia                                                                            | 30,58       | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Slovaquia                                                                         | n.a.        | 21,3        | 20,7        | 17,9        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| África do Sul                                                                     | 8,15        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        | n.a.        |
| Turquia <sup>1</sup>                                                              | 17,7        | 15,7        | 15,9        | 15,4        | 14,4        | 10,3        | 15,1        |
| Reino Unido                                                                       | 54,9        | 55,2        | 50,0        | 47,0        | 44,4        | 46,5        | n.a.        |
| Estados Unidos                                                                    | 29,5        | 29,1        | 28,6        | 27,8        | 24,5        | 28,2        | 27,9        |
| Venezuela                                                                         | 35,72       | 34,30       | 32,10       | 29,20       | n.a.        | n.a.        | n.a.        |

Fonte: International Energy Agency (2003).

1 preços do carvão castanho para a República Checa e Turquia.

2 para fim de energia – preços incluindo taxas, convertida usando razões de troca.

3 para converter US\$/t métrica para US\$/t curta dividir por 1,1023.

4 Organization for Economic Cooperation and Development.

5 Organization for Economic Cooperation and Development Europe.

n.a. = não disponível.

| <b>Tabela 3.21 Preços médios correntes de fontes de energia (1)</b> |                                |             |             |             |             |             |             |
|---------------------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| <b>Identificação</b>                                                | <b>Unidade</b>                 | <b>1997</b> | <b>1998</b> | <b>1999</b> | <b>2000</b> | <b>2001</b> | <b>2002</b> |
| Óleo Diesel (2)                                                     | m <sup>3</sup>                 | 369,5       | 353,3       | 285,2       | 360,0       | 339,1       | 358,1       |
| Óleo Combustível (2)                                                | M <sup>3</sup>                 | 175,2       | 162,8       | 150,3       | 197,8       | 181,7       | 175,8       |
| Gasolina (2)                                                        | m <sup>3</sup>                 | 691,7       | 743,9       | 655,5       | 827,3       | 706,2       | 572,1       |
| Alcool (2)                                                          | m <sup>3</sup>                 | 592,4       | 625,4       | 371,0       | 539,9       | 438,6       | 359,1       |
| GLP (2)                                                             | t                              | 582,8       | 679,4       | 687,9       | 803,7       | 593,0       | 614,7       |
| Gás Natural Combustível(3)                                          | 10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> | 123,6       | 114,8       | 83,4        | 103,2       | 101,7       | 86,3        |
| Eletricidade Industrial (4)                                         | MWh                            | 59,4        | 57,8        | 42,6        | 47,6        | 43,3        | 40,6        |
| Eletricidade Residencial (4)                                        | MWh                            | 134,0       | 133,3       | 99,2        | 111,9       | 97,8        | 91,2        |
| Carvão Vapor (5)                                                    | t                              | 39,2        | 31,8        | 24,2        | 28,4        | 24,1        | 25,9        |
| Carvão Vegetal (5)                                                  | m <sup>3</sup>                 | 20,8        | 19,3        | 13,5        | 12,2        | 13,6        | 14,3        |
| Lenha Nativa (5)                                                    | m <sup>3</sup>                 | 12,3        | 11,4        | 9,8         | 8,5         | 8,0         | 7,1         |
| Lenha Reflorestamento (5)                                           | m <sup>3</sup>                 | 13,5        | 12,6        | 10,8        | 9,3         | 8,8         | 7,8         |

Fonte: Balanço Energético Nacional 2003, ano base 2002. (1) Moeda nacional corrente convertida a dólar corrente pela taxa média anual do câmbio. Preço ao consumidor com impostos, (2) Cotações do Rio de Janeiro, (3) Preço de venda da Petrobrás a consumidores industriais, (4) Preços médios nacionais, (5) Cotações de indústrias de vários Estados.

| <b>Tabela 3.22 Principais usinas do tipo UTE em operação no Sul do Brasil</b> |                      |                                |                                                  |                        |
|-------------------------------------------------------------------------------|----------------------|--------------------------------|--------------------------------------------------|------------------------|
| <b>Usina</b>                                                                  | <b>Potência (MW)</b> | <b>Destino da Energia</b>      | <b>Proprietário</b>                              | <b>Município</b>       |
| Charqueadas                                                                   | 72                   | PIE                            | Tractebel Energia S/A                            | Charqueadas - RS       |
| Figueira                                                                      | 30                   | SP                             | Copel Geração                                    | Figueira - PR          |
| Jorge Lacerda I e II                                                          | 232                  | PIE                            | Tractebel Energia S/A                            | Capivari de Baixo - SC |
| Presidente Médici A/B                                                         | 446                  | SP                             | Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica | Candiota - RS          |
| São Jerônimo                                                                  | 20                   | SP                             | Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica | São Jerônimo - RS      |
| Jorge Lacerda III                                                             | 263                  | PIE                            | Tractebel Energia S/A                            | Capivari de Baixo - SC |
| Jorge Lacerda IV                                                              | 363                  | PIE                            | Tractebel Energia S/A                            | Capivari de Baixo - SC |
| <b>Total: 7 Usinas</b>                                                        |                      | <b>Potência Total: 1426 MW</b> |                                                  |                        |

Fonte: ANEEL (2003). SP: Serviço Público, PIE: Produção Independente de Energia.

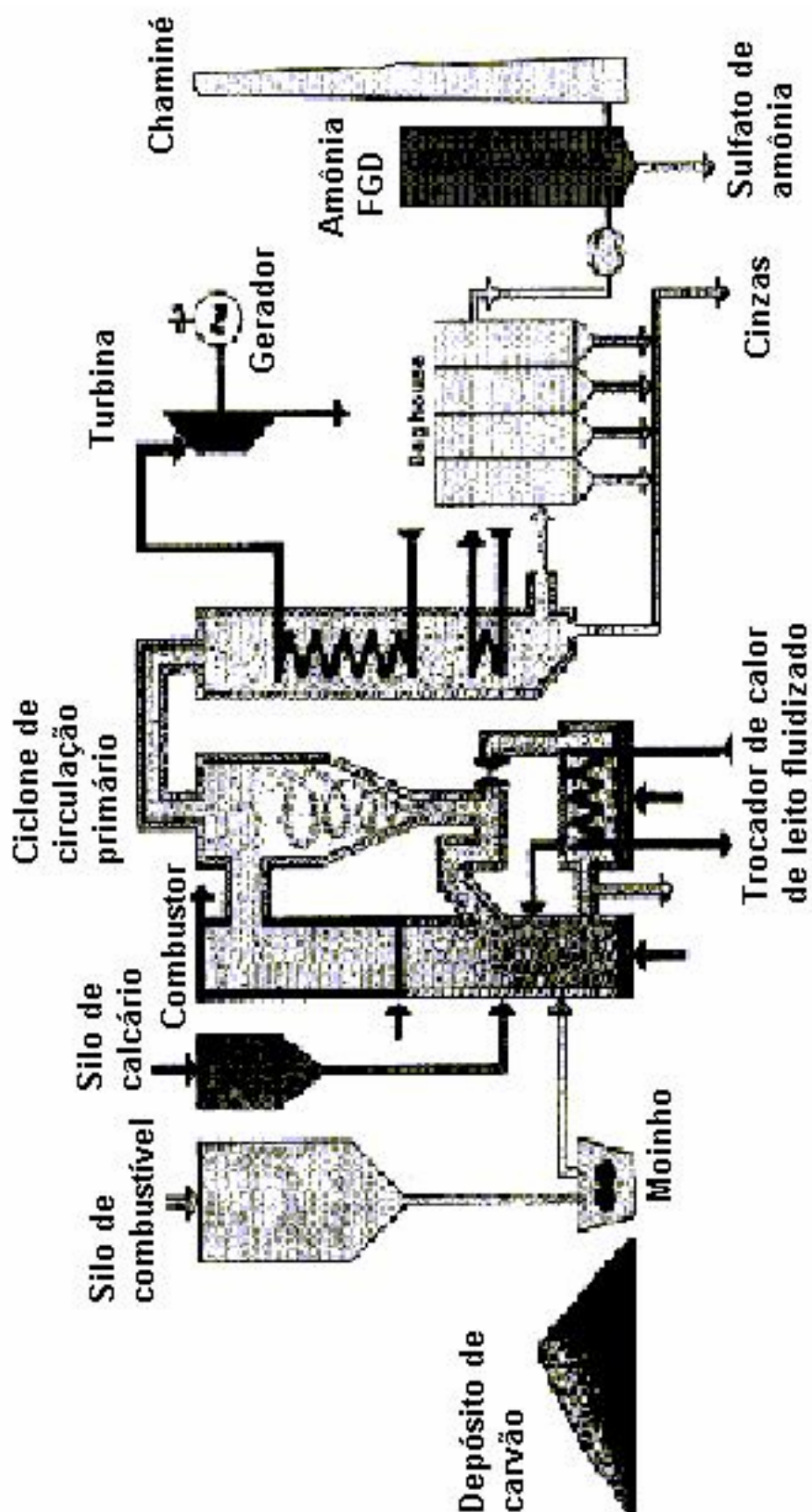


Figura 3.11: Fluxograma geral de processo da USITESC – SC. Fonte: SIECESC.

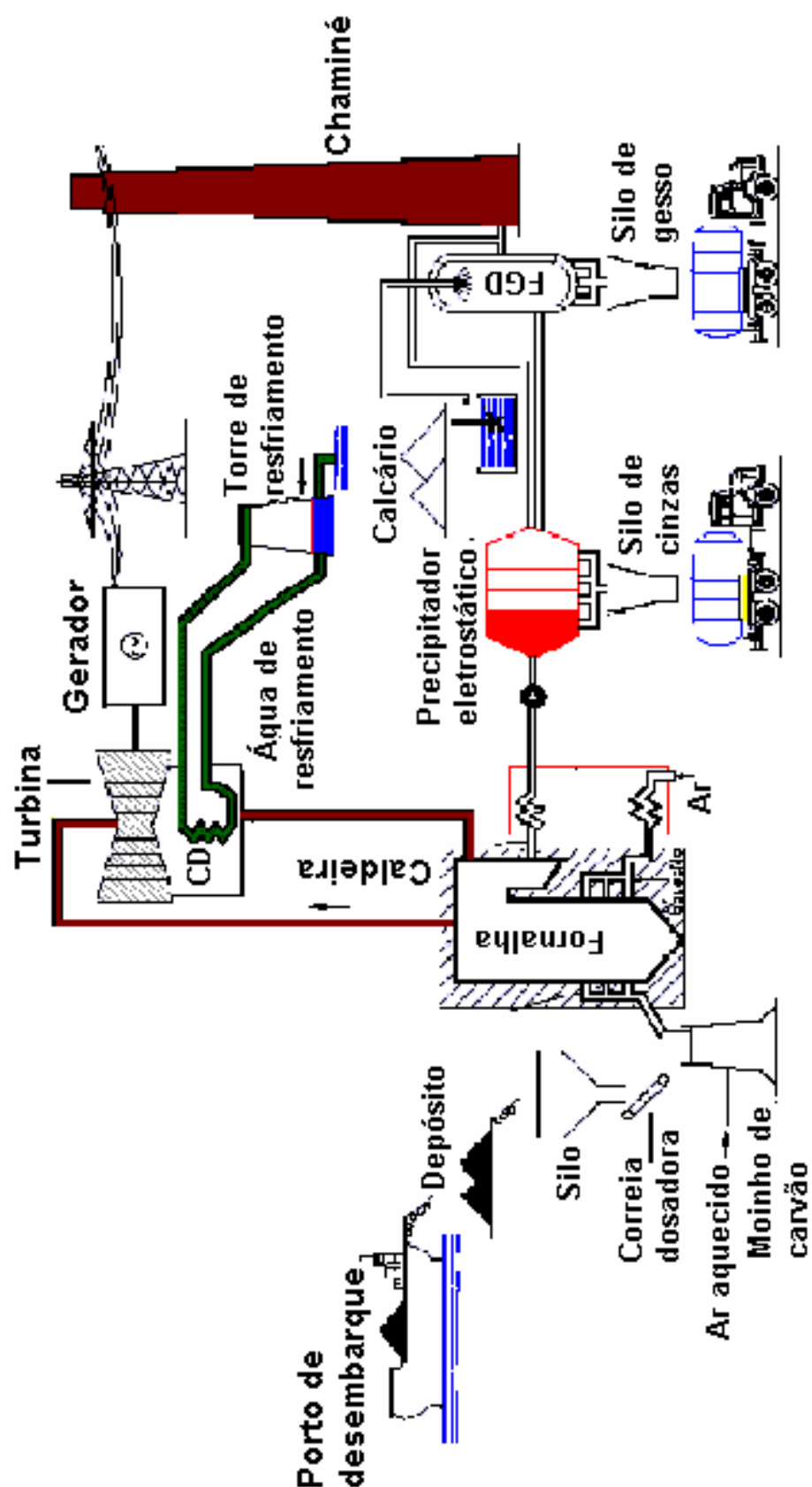


Figura 3.12: Fluxograma geral do processo de SEPETIBA – RJ.  
 Fonte: Itaguaí Energia (2002).

**Tabela 3.23 Síntese do estado da arte de tecnologia de combustão eficiente do carvão**

| Tecnologia                    | Situação    | Eficiência de Conversão (%) | Custo de Capital (US\$/kW <sup>(4)</sup> ) | Redução nas Emissões (%) |                 |
|-------------------------------|-------------|-----------------------------|--------------------------------------------|--------------------------|-----------------|
|                               |             |                             |                                            | SO <sub>x</sub>          | NO <sub>x</sub> |
| Combustão Pulverizada         | Comercial   | 38-47                       | 1300-1500                                  | ---                      | ---             |
| Comb. em Leito Fluid. I (1)   | Com./Dem.   | 34-37                       | 1450-1700                                  | 90-95                    | 60              |
| Comb. em Leito Fluid. II (2)  | Com./Dem.   | 37-39                       | 1450-1700                                  | 90-95                    | 60              |
| Comb. em Leito Fluid. III (3) | Demonstrado | 42-45                       | 1450-1700                                  | 98-99                    | 70              |
| Gaseificação Integrada (GI)   | Demonstrado | 45-48                       | 1450-1700                                  | 92-99                    | 98-99           |
| Célula Combustível GI         | P&D         | 40-60                       | 1700-1900                                  | 85-95                    | 92              |
| Combustão Direta (Turbina)    | P&D         | 35-45                       | 1200                                       | 85-95                    | 70-80           |
| Combustão Direta (Diesel)     | P&D         | 35-40                       | 500-1000                                   | 80                       | 50              |

Fonte: IEA, 1997 apud ANEEL, 2003.

(1) Pressão atmosférica

(2) Circulante (vapores sub e supercríticos)

(3) Pressurizado (vapores sub e supercríticos)

(4) Referido à potência elétrica

### 3.7 Outros Fatores Relevantes no Brasil e no Mundo

- O DNPM deve concluir em curto espaço de tempo o processo de desmembramento vertical e a análise da concorrência à disponibilidade da área de concessão que pertencia à Nova Próspera Mineração S/A. Situada nos municípios de Araraguá, Criciúma e Içara em Santa Catarina, a área possui depósitos de argila e areia em superfície e grandes reservas de carvão mineral em subsolo, que elevarão em muito a oferta de carvão em Santa Catarina.

- O aumento do dólar em fins de 2002 e 2003 e a descoberta de grandes reservas de gás natural no sudeste (Santos - São Paulo) abalaram as perspectivas do aproveitamento de gás natural importado da Bolívia e Argentina, como recurso termelétrico no Brasil. Isso faz aumentar as chances de aproveitamento do carvão, pois é intenção da nova gestão do MME usar a termelétricidade de forma regular para manter os reservatórios de nossas hidrelétricas com uma permanente margem de segurança, oposta à política que vinha sendo adotada.

- Outra boa notícia para o setor carbonífero brasileiro foi a aprovação da Conta de Desenvolvimento Energético – CDE, que até o ano de 2007 reembolsará em até 75% o gasto das geradoras de termelétricidade com carvão mineral, o que garante a competitividade no país desse recurso no uso da geração elétrica, (Borba, 2003).

- As camadas catarinenses de Treviso e Ponte Alta até o momento, não apresentam maior valor econômico. A camada Barro Branco é a mais importante, constituindo a base da exploração industrial do carvão de Santa Catarina. As reservas representam cerca de 900 milhões de toneladas que se for admitida uma produção de 3 milhões de toneladas/ano, essas jazidas permitirão a exploração por aproximadamente 300 anos.
- O carvão catarinense é o único até o momento a fornecer o carvão metalúrgico, sendo que o produzido no Paraná e Rio Grande do Sul, e em parte de Santa Catarina é carvão energético utilizado nas usinas termelétricas.
- O Brasil tem intensificado as pesquisas sobre os depósitos carboníferos encontrados na Serra dos Carajás, no Pará.
- Procura-se também ampliar o uso de nosso minério como matéria-prima industrial, assim como utilizar os produtos do beneficiamento para a produção de ácido sulfúrico e ferro (BRASCOOK, 2004).

De acordo com o *International Coal Market & Policy Developmente* (2003):

- A demanda de carvão na União Européia e resto dos países da OECD permaneceu relativamente estável durante o ano de 2002, enquanto o rápido desenvolvimento da economia chinesa continuou apoiando o crescimento da demanda mundial de carvão em mais de 2%.
- A China produziu 5% mais carvão duro em 2002, e já no primeiro trimestre de 2003 a produção era quase 15% maior que no mesmo período de 2002.
- Mesmo com o declínio na produção em muitos países que utilizam o carvão, o comércio de carvão continua crescendo.
- O crescimento na demanda e as restrições ao transporte têm resultado em aumento do preço do carvão energético entregue no noroeste europeu.

- Desenvolvimentos de mercado demonstraram novamente o valor do carvão como fonte de energia flexível e segura que continua sustentando o rápido crescimento econômico na China.
- O carvão responde por aproximadamente 60% da energia requerida na China, cuja economia vem crescendo em cerca de 8% ao ano desde a metade da década de 1990.
- O consumo de carvão vapor no mundo em 2000 foi de 3.238 Mt e em 2001 de 3.286 Mt. Em 2002 o consumo passou para 3.357 Mt. Dos 71 Mt consumidos a mais de carvão vapor em 2002, 56 Mt representam o consumo da China.
- Na China mais de 70% da energia elétrica gerada é através da queima do carvão, 25% hidro e 2% nuclear.
- Na Malásia o consumo de carvão cresceu 150% ou 3,3 Mt.
- O Cazaquistão também aumentou seu consumo de carvão vapor em cerca de 12 Mt.
- O carvão provê, atualmente, aproximadamente 77% da energia primária na África do Sul, mais de 90% da eletricidade é derivada do carvão. Do total de carvão extraído cerca de 70% é para uso interno e o restante é exportado.
- O consumo de carvão da Índia aumentou 7,4% em 2002 totalizando 357,6 Mt, fazendo deste país o terceiro maior consumidor de carvão do mundo.
- No Japão o consumo de carvão declinou para 2,2 Mt em 2002. Eles pretendem construir novas termelétricas a carvão para gerar cerca de 9 GW de energia para os próximos 10 anos. O consumo de carvão energético deverá ficar entre 65 e 70 Mt.
- Os Estados Unidos da América reduziram seu uso de carvão vapor em quase 12 Mt em 2002, embora estejam recuperando este valor em 2003. É estimado um consumo de carvão para geração de eletricidade em torno de 980 Mt em 2003 e ligeiramente mais alto que em 2002.

- A geração de eletricidade por usinas termelétricas a carvão continuará crescendo a uma taxa anual de quase 1,7% devido a sua relativa abundância, baixo custo e ampla capacidade de entrega.
- Na Alemanha o carvão é predominantemente usado para a geração de energia, cerca de 51% da energia total. Dentro dos próximos 20 anos a energia nuclear cessará na Alemanha.

De acordo com o *Energy Information Administration/Quarterly Coal Report* January – March (2004):

- A produção de carvão nos Estados Unidos em 2001 foi de 1.127.689 milhões de toneladas curtas, em 2002 houve um pequeno declínio, passando para 1.094.283 milhões de toneladas curtas. Em 2003 continuou caindo ficando em 1.069.496 milhões de toneladas curtas.
- O consumo de carvão nos Estados Unidos em 2001 foi de 1.060.146 milhões de toneladas curtas. Em 2002 passou para 1.066.355 milhões de toneladas curtas. No ano de 2003 o consumo foi quase igual a produção de 2002, ficando em 1.094.126 milhões de toneladas curta.
- A produção no primeiro trimestre de 2004 foi de 274.568 milhões de toneladas curtas contra 264.021 milhões de toneladas curtas do mesmo período de 2003.
- O preço médio do carvão em 2003 para importação ficou em US\$ 31.45/tc e para exportação em US\$ 35.98/tc. ( tc = tonelada curta)

## CAPÍTULO 4

### TERMoeCONOMIA

#### 4.1- Introdução:

Boa parte dos trabalhos publicados sobre análises exergéticas se limita a determinar a irreversibilidade e rendimento da instalação e de seus equipamentos. Tais informações ainda que de grande utilidade, resultam insuficientes. Na prática, quando se pretende conseguir economia efetiva de energia em uma instalação devem considerar-se, de acordo com Lozano e Valero, (1993) três fatores adicionais:

- a) Nem toda irreversibilidade pode ser evitável. Assim, a economia técnica de exergia (diminuição de insumo real possível) é sempre de menor magnitude que a economia termodinâmica. A diferença entre ambas depende do nível de decisão, que limita o tipo de ações a empreender (operação, manutenção, processo, etc.).
- b) As economias locais de exergia que se pode conseguir nos distintos equipamentos ou processos não são equivalentes. Uma diminuição na irreversibilidade local de um equipamento assumirá em geral, uma variação de magnitude diferente no consumo de energia da instalação.
- c) As oportunidades de economia só podem concretizar-se mediante um estudo criterioso dos mecanismos fundamentais de geração de entropia aliadas à possibilidade de controle desses mecanismos com as variáveis livres do projeto e com o custo de inversão necessário .

O objetivo da Termoeconomia, como um ramo da engenharia que combina a análise exergética e princípios econômicos, cuja conexão se faz através da Teoria do Custo Exergético, é fixar as bases teóricas da economia de exergia, que permitam avaliar o rendimento dos sistemas energéticos e que expliquem de maneira racional qual é o processo de formação de custo de seus produtos, conforme Valero et al. (1986) e Silva (1994). A exergia como uma função de estado (uma vez definidas as condições ambientais) reflete a quantidade mínima de trabalho despendido para obter-se um produto a partir do ambiente de referência. Assim, pode-se dizer que a exergia

é independente do processo utilizado para a fabricação ou obtenção de um produto e representa um “custo mínimo” (em termos exergéticos) necessário para produzi-lo.

Como todos os processos reais são irreversíveis, verificando-se destruição ou perdas de exergia, ter-se-á sempre que a exergia necessária para obter-se um produto funcional, denominada de “Custo Exergético”,  $B^*$ , será função do processo utilizado, incorporando as perdas exergéticas do processo, e qualquer que seja este, o custo exergético será sempre maior que a exergia (Gallar e Valero, 1988). Assim:

### **CUSTO EXERGÉTICO > EXERGIA**

Dessa forma, a otimização energética do processo deve caminhar no sentido de maximizar o valor do rendimento exergético “  $\eta_b$  ” e de minimizar o valor do custo exergético unitário “  $K^*$  ”, cujas definições são apresentadas a seguir:

$$\eta_b = \frac{\text{Exergia}}{\text{CustoExergético}} \quad (4.1)$$

$$K^* = \frac{\text{CustoExergético}}{\text{Exergia}} \quad (4.2)$$

Para o cálculo dos custos exergéticos “ $B^*$ ” em um sistema, após definidos os fluxos de calor, matéria e trabalho, nos subsistemas (volumes de controle), é preciso definir aqueles que atuam como fontes de exergia (combustível), denominados de “INSUMOS” (F), necessários à fabricação ou obtenção de um determinado “PRODUTO” (P) pelo sistema. Assim, a exergia contida em um produto obtido no sistema analisado, será dado por:

$$\text{PRODUTO (P)} = \text{INSUMO (F)} - \text{PERDAS (L)} - \text{DESTRUIÇÃO (D)}$$

Aqui, a irreversibilidade (I) do sistema é a soma da exergia destruída (D) que corresponde às irreversibilidades internas e da exergia perdida (L) que corresponde às irreversibilidades externas. A inversa do rendimento exergético representa o consumo de exergia requerido por uma instalação para a obtenção de um produto, representado pelo consumo exergético unitário (ou específico) “ $K$ ”, o qual pode ser calculado pela

relação conforme Lozano et al. (1989), Valero e Lozano (1993), Tozer et al. (1996) e Valero e Lozano (1994):

$$K = \frac{1}{\eta_b} = \frac{Insumo(F)}{Produto(P)} \quad (4.3)$$

No processo de produção de energia elétrica em uma usina termelétrica são considerados como insumo: a exergia sob a forma de energia elétrica fornecida para o acionamento de ventiladores e bombas; a exergia fornecida pela queima de combustível na caldeira ; a exergia do ar de combustão, também na caldeira; exergia do vapor de expansão na turbina e exergia do vapor de sangria na passagem pelos aquecedores de água de alimentação (*feedwater heaters*); são considerados produtos: a exergia do vapor na saída da caldeira, a potência de eixo da turbina, a exergia sob a forma de energia elétrica na saída do alternador, a exergia do condensado nos aquecedores, desaerador e bombas. Os gases quentes que são emitidos através da chaminé da caldeira para a atmosfera sem nenhum aproveitamento são considerados como perdas, e no cálculo do custo exergético o seu valor é considerado zero.

Igualmente, o mesmo é considerado como perdas no caso da dissipação de calor através do revestimento na caldeira, paredes do condensador e aquecedores. No condensador a energia dissipada pode ser considerada Produto se houver utilização da mesma, como por exemplo, aquecimento distrital. Se por outro lado esta dissipação de energia exige um gasto de exergia  $\omega_R$ , não será mais considerada perda (L) e sim um resíduo (R). O custo deste resíduo deve ser negativo:  $R^* = -\omega_R$ , quer dizer, a exergia  $\omega_R$  se considera como um insumo (F) adicional no condensador ou equipamento que gera o resíduo, conforme Valero et al. (1987), Gallar e Valero (1988), Lozano e Valero (1994) e Marcuello (2000).

## 4.2- Exergia de um Fluxo

A propriedade exergia pode ser avaliada para os diferentes fluxos de uma planta térmica pelas equações a seguir, segundo Kotas (1985) e Szargut et al. (1988):

#### 4.2.1- Cálculo da Exergia de um Fluxo de Calor

A exergia de um fluxo de calor  $Q$  que se transfere de uma temperatura mais quente,  $T$ , a outra mais fria,  $T_0$ , é expressa pelo produto de  $Q$  pelo fator de Carnot.

$$B_Q = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (4.4)$$

#### 4.2.2- Cálculo da Exergia de um Fluxo de Trabalho

Pela própria definição, a exergia  $B_W$  associada à interação do tipo trabalho é idêntica ao trabalho útil.

$$B_W = W \quad (4.5)$$

#### 4.2.3- Cálculo da Exergia da Água e Fluidos Térmicos

Tendo em vista que a água e o resto dos fluídos térmicos que se utilizam em instalações termelétricas não participam dos processos químicos que podem ter lugar nas mesmas, e que estes fluídos operam comumente em circuitos fechados, bastará determinar-se a componente física da exergia, dada pela equação 4.6, a seguir:

$$b_{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4.6)$$

para se poder realizar os balanços de exergia nos distintos equipamentos ou subsistemas da instalação. Para o cálculo dos valores de entalpia ( $h$ ) e entropia ( $s$ ) da água pode-se utilizar as tabelas de propriedades termodinâmicas existentes ou ainda, no caso do vapor d'água, o diagrama de Mollier entalpia x entropia. Os valores de  $h_0$  e  $s_0$  são obtidos na temperatura  $T_0 = 298,15$  K.

#### 4.2.4- Cálculo da Exergia do Combustível

Conforme Valero e Lozano (1994), a componente física da exergia dos combustíveis, sólidos e líquidos, pode ser negligenciada frente à componente química salvo quando a temperatura é muito alta. Sendo válida esta hipótese, a exergia dos combustíveis pode aproximar-se, sem cometer-se erro apreciável, por sua exergia química padrão, que facilita grandemente a sua determinação. O maior inconveniente

que apresentam os combustíveis líquidos e sólidos na hora de calcular sua exergia é que, por não apresentarem uma composição molecular regular, não se dispõe para os mesmos de entalpia e entropia de formação. Sendo assim, normalmente se empregam correlações empíricas para suprir esta carência. O método descrito abaixo prende-se ao conhecimento da análise elementar do combustível e do seu poder calorífico.

A análise elementar indica as frações em peso dos distintos constituintes: Carbono (C), Hidrogênio (H), Oxigênio (O), Nitrogênio (N), Enxofre (S), Umidade (W) e Cinzas(Z). A fórmula molecular de um combustível sólido ou líquido pode expressar-se, com referência ao mol de carbono presente no mesmo, da seguinte maneira:

$$C H_h O_o N_n S_s + (H_2 O)_w + z \quad (4.7)$$

Na qual w são moles de água líquida e z as gramas de cinzas, ambos por mol de carbono do combustível. Os coeficientes da fórmula acima ( h, o, n, s, w, z ) se obtém através da análise elementar utilizando as seguintes relações estequiométricas:

$$h = \frac{H}{C} \frac{12,011}{1,008} \quad o = \frac{O}{C} \frac{12,011}{15,999} \quad n = \frac{N}{C} \frac{12,011}{14,007} \quad (4.8)$$

$$s = \frac{S}{C} \frac{12,011}{32,064} \quad w = \frac{W}{C} \frac{12,011}{18,015} \quad z = \frac{Z}{C} \frac{12,011}{1,000}$$

O fator de conversão entre a base mássica e molar será o número de moles de carbono por kilograma de combustível.

$$F_c = \frac{1000}{12,011} C \quad \left( \frac{mol}{kg} C \right) \quad (4.9)$$

A energia e exergia dos combustíveis em base molar são dadas por:

$$e^o(r) = \Delta h_f^o - \sum f_j h_j^o(r) \quad (4.10)$$

$$b_{ch}^o = \Delta h_f^o - T^o s^o - \sum f_j \mu_j^o \quad (4.11)$$

na qual  $f_j$  são os componentes do vetor de composição atômica do combustível  $f = [1, h, o, n, s]$ ,  $\Delta h_f^o$  a entalpia de formação,  $s^o$  a entropia no estado padrão e  $\mu^o$  é o

potencial químico de cada componente. A entalpia de formação pode ser calculada a partir de um valor experimental de poder calorífico superior ou inferior a partir das seguintes relações:

$$\Delta h_f^o = PCS + \Delta h_{f_1}^o \text{CO}_2 + \frac{h}{2} \Delta h_{f_1}^o \text{H}_2\text{O}(1) + s \Delta h_{f_1}^o \text{SO}_2 \quad (4.12)$$

$$PCS = PCI + \left( \frac{h}{2} + w \right) \left[ \Delta h_{f_1}^o \text{H}_2\text{O}(g) - \Delta h_{f_1}^o \text{H}_2\text{O}(1) \right] \quad (4.13)$$

No caso de não se dispor desse valor experimental, o poder calorífico do combustível pode ser estimado através das seguintes expressões segundo Valero e Lozano (1994):

- Combustíveis Líquidos. Correlação de Lloyd:

$$PCS = 4,186 [102720 + 27360x_h - 32320x_o + 19890x_n + 85740x_s] \left( \frac{kJ}{kmolC} \right) \quad (4.14)$$

- Combustíveis sólidos. Correlação de Boie:

$$PCS = 4,186 [100890 + 27990x_h - 42400x_o + 21010x_n + 80160x_s] \left( \frac{kJ}{kmolC} \right) \quad (4.15)$$

O cálculo da entropia pode ser feito aplicando-se as correlações propostas por Ikumi:

- Combustíveis Líquidos:

$$s^0 = 4,186 [1,12 + 4,40 x h + 10,66 x o + 20,56 x n + 20,70 x s] \left( \frac{kJ}{kmolC.K} \right) \quad (4.16)$$

- Combustíveis sólidos:

$$s^0 = 4,186 [1,36 + 3,14 x h + 3,40 x o + 5,13 x n + 7,62 x s] \left( \frac{kJ}{kmolC.K} \right) \quad (4.17)$$

Pode-se também calcular a exergia química padrão de um combustível através da relação:

$$\varphi = \frac{b_{ch}^o}{PCI} \quad (4.18)$$

- Para combustíveis sólidos secos:

$$\varphi_{seco} = 1,0437 + 0,1882 \frac{H}{C} + 0,0610 \frac{O}{C} + 0,0404 \frac{N}{C}, \quad (4.19)$$

sendo C, H, O e N as frações mássicas de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, respectivamente, válida quando  $\frac{O}{C} < 0,667$ ,

$$\varphi_{seco} = \frac{1,0438 + 0,1882 \frac{H}{C} - 0,2509 \frac{O}{C} \left( 1 + 0,7256 \frac{H}{C} \right) + 0,0383 \frac{N}{C}}{1 - 0,3035 \frac{O}{C}}, \quad (4.20)$$

válida para  $0,667 < \frac{O}{C} < 2,67$ .

Se for levada em conta a umidade do combustível, ter-se-á:

$$b_{ch}^o = [ PCI + 2442x(W) ] \varphi_{seco} + 9417xS \left( \frac{kJ}{Kg} \right) \quad (4.21)$$

Quando se deseja  $b_{ch}^o$  a uma temperatura diferente de  $T_o$  usa-se:

$$b_{ch}^o(T) = b_{ch}^o \left( \frac{T}{T_o} \right) + h_{comb}^o \left( \frac{T - T_o}{T} \right) \quad (4.22)$$

- Para combustíveis líquidos:

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{H}{C} + 0,0432 \frac{O}{C} + 0,2169 \frac{S}{C} \left( 1 - 2,0628 \frac{H}{C} \right) \quad (4.23)$$

- Para combustíveis gasosos,

Valores típicos de  $\varphi$  para alguns combustíveis gasosos industriais e outras substâncias combustíveis podem ser vistas em Kotas (1985).

#### 4.2.5- Cálculo da Exergia do Ar Seco

$$b_{ph}^{ar} = b_{ref} + \Delta b(T_o) + RT_o \ln \frac{P_{ref}}{P_o} \quad (4.24)$$

Se considerarmos o ar como gás perfeito, sua exergia pode ser dada pela Equação 4.6.

#### 4.2.6- Cálculo da Exergia de Substâncias Complexas

Para substâncias complexas, como derivados de petróleo, óleo combustível, etc., a exergia pode ser dada pela seguinte equação proposta por Szargut (1988):

$$b_{ch} = \beta \cdot \text{PCI} \quad (4.25)$$

onde o fator  $\beta$  pode ser calculado como:

$$\beta = 1,0407 + 0,0154 \frac{H}{C} + 0,5904 \frac{S}{C} \left( 1 - 0,175 \frac{H}{C} \right), \quad (4.26)$$

na qual C, H e S estão em frações mássicas.

Equações para o cálculo da exergia de misturas de gases, combustíveis e fluidos térmicos, que são os fluxos de matéria mais comuns e importantes em instalações industriais, usinas térmicas e de gaseificação entre outras, podem ser encontradas em Lozano e Valero (1986), Guallar e Valero (1988), Sussman (1980) e Silva (2002).

### 4.3- Análise Exergética

Segundo Tsatsaronis e Valero (1989), a análise pela 1ª lei geralmente falha na identificação da energia residual real e na eficácia com que insumos e recursos são usados. Por exemplo, a 1ª lei não faz admissão nenhuma de resíduo no processo de estrangulamento adiabático – um dos piores processos do ponto de vista termodinâmico – enquanto considera o calor rejeitado no ciclo reversível de Carnot como perda de calor. A 2ª lei da termodinâmica mostra que em qualquer energia carregada uma parte desta energia é inútil (imprestável). A exergia é a parte útil da energia, isto é, a parte que pode ser convertida em alguma outra forma de energia aproveitável. Uma análise exergética baseada na 1ª e 2ª leis da termodinâmica calcula

a energia útil real associada com um sistema termodinâmico, ou com cada corrente de fluxo em um processo, e identifica e avalia corretamente a verdadeira ineficiência dos sistemas energéticos. Essa análise mostra que a energia útil é destruída durante algum passo dos processos de conversão de energia, enquanto a energia total permanece constante.

A alta irreversibilidade em qualquer processo como, combustão, transferência de calor, estrangulamento, ou mistura pode ser desmascarado somente através de uma análise exergética. As causas de ineficiências (irreversibilidades ou destruição de exergia) são localizadas e quantificadas. Também o efeito da ineficiência em um componente da instalação sobre o desempenho de um outro componente é claramente ilustrado na análise exergética. Assim, a interdependência de componentes ineficientes e efeitos do desvio de desempenho a partir das condições de projeto podem ser facilmente demonstrados. A exergia não é apenas um objeto de medida do valor termodinâmico de uma energia carregada, mas está também intimamente relacionada ao custo da energia carregada porque faz uso apenas do pagamento da parte útil da energia. O parâmetro  $\eta_b$  que representa a eficiência exergética relaciona o somatório de exergia de saída pelo somatório de exergia de entrada no equipamento (sub-sistema) na forma:

$$\eta_b = \frac{\sum B_{SAÍDA}}{\sum B_{ENTRADA}}, \quad (4.27)$$

que é muito útil na determinação da eficiência de equipamentos dissipativos, como é o caso de um condensador de vapor ou de um aquecedor. Pode-se avaliar a irreversibilidade de um equipamento de uma instalação pela diferença entre os somatórios de exergias que entram e saem do equipamento na forma:

$$I = \sum B_{entrada} - \sum B_{saída} \quad (4.28)$$

As irreversibilidades estão relacionadas à degradação exergética e a geração de entropia, sendo que esta última merece um estudo minucioso para conhecimento e controle de seus mecanismos fundamentais como forma efetiva de se diminuir o consumo de energia da instalação. Não há um critério único para definir a eficiência exergética de um processo energético.

Segundo Valero et al. (1994), o rendimento exergético de um equipamento ou processo poderá ser dada por:

$$\eta_b = \frac{P}{F} = 1 - \frac{\text{perdas}(L) + \text{Destruição}(D)}{\text{Insumo}(F)} \quad (4.29)$$

no qual (P) representa a exergia do produto e (F) a exergia do insumo utilizado no processo. As perdas de energia (L) estão associados às irreversibilidades externas e a destruição de exergia (D) às irreversibilidades internas. Segundo Kotas (1985), L e D constituem a irreversibilidade do equipamento ou processo. Desta forma, a irreversibilidade total de uma instalação pode ser dada pela soma das irreversibilidades dos equipamentos que constituem a instalação, como:

$$I_T = \sum_{i=1}^n I_i \quad (4.30)$$

e o balanço de exergia poderá ser dado por:

$$F_T = P_T + I_T \quad (4.31)$$

no qual o sub-índice (T) representa a condição total (ou global).

O rendimento exergético total da instalação poderá ser dado por:

$$\eta_{b,T} = \frac{P_T}{F_T} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n I_i}{F_T} \quad (4.32)$$

sendo que a parcela  $\frac{\sum_{i=1}^n I_i}{F_T}$  representa a fração de exergia de insumo que não se transforma em produto desejado e que se perde devido as irreversibilidades que apresenta o processo produtivo. Torna-se muito importante identificarmos quais fluxos de entrada ou saída de um equipamento ou instalação constituem o insumo (F), produto (P) e as perdas (L). Suponhamos uma turbina, Figura 4.1, de vapor ou gás:

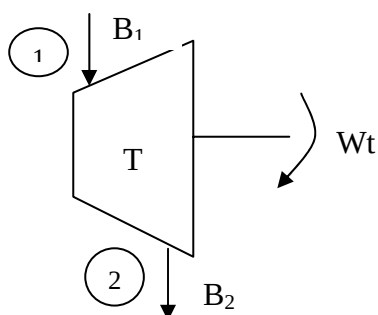


Figura 4.1: Esquema de turbina a vapor ou a gás

O rendimento exergético da turbina seria:

$$\eta_b = \frac{P}{F} = \frac{W_t}{B_1 - B_2} \quad (4.33)$$

No caso de uma bomba adiabática, Figura 4.2:

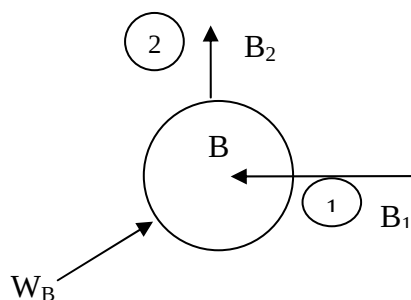


Figura 4.2: Esquema de bomba adiabática

$$\eta_b = \frac{B_2 - B_1}{W_B} \quad (4.34)$$

A partir da equação 4.32 vemos que a ineficiência total pode decompor-se em uma somatória de termos:

$$\delta_i = \frac{I_i}{F_T} \quad (4.35)$$

cada um representando a contribuição relativa à perda de rendimento total por parte de cada equipamento da instalação. Usando esta notação, o balanço de exergia pode ser apresentado na forma adimensional, como segue:

$$1 = \eta_{b,T} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n \quad (4.36)$$

Outro parâmetro importante que reflete as irreversibilidades de um equipamento em relação ao conjunto da instalação é:

$$\psi_i = \frac{I_i}{I_T} \quad (4.37)$$

que informa sobre a fração da irreversibilidade total que tem sua origem no equipamento i. Assim:

$$I_T = \sum_{i=1}^n I_i = I_T \sum_{i=1}^n \psi_i \quad (4.38)$$

portanto:

$$1 = \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_n \quad (4.39)$$

Ainda segundo Valero et al. (1994) podemos ter para cada equipamento individual:

$$I_i = F_i (1 - \eta_{b,i}) \quad (4.40)$$

sendo que a expressão para o rendimento exergético total da instalação pode ser dado por:

$$\eta_{b,T} = 1 - \sum_{i=1}^n r_i (1 - \eta_{b,i}) \quad (4.41)$$

com:  $r_i = \frac{F_i}{F_T}$ , recebendo o nome de Fator Exergético.

Da equação 4.41 vê-se que a economia de exergia não só deve ser buscada dos equipamentos com baixos rendimentos exergéticos, mas também daqueles que mesmo com rendimentos elevados processam grandes quantidades de exergia, visto que  $\psi_i$  e  $r_i$  estão relacionados com  $\delta_i$  e os rendimentos  $\eta_{b,i}$  e  $\eta_{b,T}$  através das equações:

$$\psi_i = \frac{\delta_i}{1 - \eta_{b,T}} \quad (4.42)$$

$$r_i = \frac{\delta_i}{1 - \eta_{b,i}} \quad (4.43)$$

O subconjunto de parâmetros  $I_i$  ou  $\delta_i$  e  $\eta_{b,i}$  será suficiente para formular critérios de ordenação das possibilidades teóricas de economia de exergia que podem realizar-se em uma instalação concreta. Outra maneira de se expressar a ineficiência ( $1 - \eta_{b,T}$ ), de um equipamento, instalação ou processo, consiste em separar a irreversibilidade total por causas. Esta separação pode ser arbitrária; se bem que em algumas ocasiões serão mais significativas se estas causas se relacionam direta ou indiretamente com os mecanismos de geração de entropia. Neste caso, as equações resultantes, são:

$$I_T = \sum_{j=1}^{n_c} I_j \quad (\text{causa } j) \quad (4.44)$$

$$\eta_{b,T} = 1 - \sum_{j=1}^{n_c} \frac{I_j}{F_T} \quad (4.45)$$

Esses balanços de exergia podem ser aplicados tanto à instalação como um todo, quanto a equipamentos individuais.

#### 4.4 - Análise Termoeconômica

Em uma análise termoeconômica, calcula-se a taxa de fluxo exergético (energia útil) associado com cada corrente do processo, a destruição de exergia em cada componente do sistema, e o rendimento exergético (2ª lei) de cada componente.

A definição do propósito de cada componente do sistema joga um papel significativo na formulação de insumo,  $F$ , (fuel) e de produto,  $P$ , (product) para cada componente. O conceito de “fuel-product”, que não faz parte da termodinâmica clássica, descreve a organização dos sistemas de energia de uma maneira direta e permite generalização dos conceitos de custo e rendimento bem como otimização a nível de componentes (Lozano e Valero, 1993). Dessa forma, a análise termoeconômica combina a análise econômica e a análise termodinâmica aplicando o conceito de custo (uma propriedade econômica) e exergia (uma propriedade energética). Segundo Tsatsaronis (1987; 1998), a exergia é a propriedade termodinâmica mais adequada para associar-se com o custo, pois contém informações a partir da 2ª lei da termodinâmica e explica a qualidade da energia.

#### 4.4.1 - Metodologia da Análise Termoeconômica

Para se realizar a análise termoeconômica de uma instalação ou de um processo a etapa inicial é considerá-la como um conjunto de equipamentos ou subsistemas relacionados entre si e com o entorno da instalação através de fluxos de matéria (ou massa), calor e trabalho. Desta forma pode-se dizer que:

**Sistema Energético = Subsistemas ou equipamentos + fluxos de matéria e/ou energia**

A relação entre os fluxos e subsistemas se estabelece mediante uma matriz denominada geralmente por MATRIZ de INCIDÊNCIA, genericamente expressa por  $A(n,m)$ . Nesta matriz  $n$  é o número de subsistemas e  $m$  o número de fluxos, conforme Valero et al. (1986; 1994), Lozano e Valero (1989), Valero e Lozano (1993) e Torres e Valero (2001). O elemento  $a_{ij}$  desta matriz assume o valor (+1) se o fluxo  $j$  entra no subsistema  $i$ , (-1) se abandona tal subsistema e (0) se não existe relação física entre eles. A Figura 4.3 representa um sistema genérico, com os respectivos subsistemas e fluxos correspondentes.

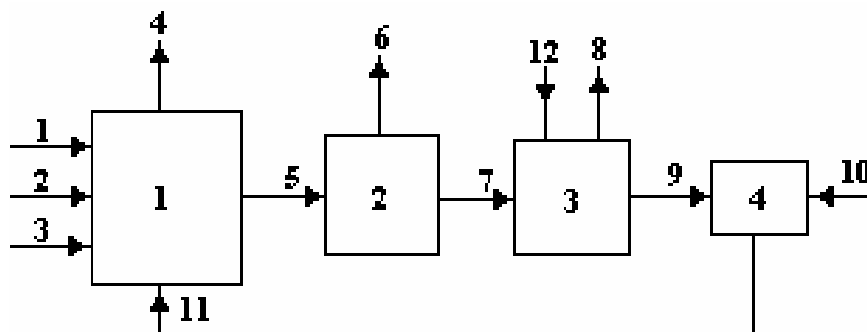


Figura 4.3 - Esquema de um sistema energético genérico

A Tabela 4.1 representa a matriz de incidência  $A(n,m)$  do sistema genérico apresentado na Figura 4.3.

| Tabela 4.1 Matriz de incidência de um sistema genérico apresentado |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|--------------------------------------------------------------------|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Fluxos ( j )                                                       |   | 1 | 2 | 3 | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 | 11 | 12 |
| Subsistemas(i)                                                     | 1 | 1 | 1 | 1 | -1 | -1 | 0  | 0  | 0  | 0  | 0  | 1  | 0  |
|                                                                    | 2 | 0 | 0 | 0 | 0  | 1  | -1 | -1 | 0  | 0  | 0  | 0  | 0  |
|                                                                    | 3 | 0 | 0 | 0 | 0  | 0  | 0  | 1  | -1 | -1 | 0  | 0  | 1  |
|                                                                    | 4 | 0 | 0 | 0 | 0  | 0  | 0  | 0  | 0  | 1  | 1  | -1 | 0  |
| Sistema                                                            |   | 1 | 1 | 1 | -1 | 0  | -1 | 0  | -1 | 0  | 1  | 0  | 1  |

A estrutura produtiva do sistema mostrada na Figura 4.3 é apresentado na Tabela 4.2 , no qual são identificados os fluxos de Insumo (F) e de Produto (P).

| <b>Tabela 4.2 Estrutura produtiva de um sistema genérico</b> |                   |                    |                   |
|--------------------------------------------------------------|-------------------|--------------------|-------------------|
| <b>Subsistema</b>                                            | <b>Insumo (F)</b> | <b>Produto (P)</b> | <b>Perdas (L)</b> |
| 1                                                            | 1+2+3             | (5-11)             | 4                 |
| 2                                                            | 5-7               | 6                  |                   |
| 3                                                            | 7-9               | (8 -12)            |                   |
| 4                                                            | 10                | (11-9)             |                   |
| Sistema                                                      | 1+2+3+10          | 6+(8 -12)          | 4                 |

No caso do processo estar em estado estacionário, os balanços de massa, energia e exergia, poderão ser expressos na forma simplificada:

$$A \times M=0, \quad A \times E=0, \quad e \quad A \times B=D \quad (4.46)$$

onde **M**, **E** e **B** são vetores coluna de dimensão m cujos elementos correspondem respectivamente, à massa, energia e exergia dos fluxos. Quando o elemento j dos vetores **M**, **E**, e **B** corresponde a um fluxo de massa:

**M<sub>j</sub>** representa a massa; **E<sub>j</sub>** representa a energia ( $h_j - h_{j,o}$ ); **B<sub>j</sub>** a exergia ( $\Delta h_j - T_o \Delta s_j$ ).

Se o elemento j corresponde a um fluxo de calor ou trabalho, então:

**M<sub>j</sub>** = 0, **E<sub>j</sub>** é  $Q_j$  ou  $W_j$  e **B<sub>j</sub>** é  $Q_j(1-T_o/T_j)$  ou  $W_j$ . O elemento  $D_i$  do vetor **D** de dimensão n, representa a exergia destruída no equipamento i devido as irreversibilidades internas (Lozano & Valero, 1988). Quanto mais detalhada a composição do sistema em análise, maiores serão as possibilidades de se determinar as causas principais de ineficiências da instalação. Deve-se, portanto, a cada caso, encontrar um nível de agregação adequado, o qual dependerá basicamente dos objetivos perseguidos, conforme Carvalho (1996).

Em forma matricial, a definição F, P, e L (ou R) do conjunto de equipamentos deverá cumprir à condição:

$$F - P - L = D \quad (4.47)$$

e como  $A \times B = D$ , as novas matrizes, **A<sub>F</sub>**, **A<sub>P</sub>**, e **A<sub>L</sub>**, podem ser definidas como apresentado a seguir, onde:

$$A_F \times B = F \quad (4.48)$$

$$\mathbf{A_p} \times \mathbf{B} = \mathbf{P} \quad (4.49)$$

$$\mathbf{A_L} \times \mathbf{B} = \mathbf{L} \quad (4.50)$$

e devem satisfazer necessariamente a igualdade:

$$\mathbf{A} = \mathbf{A_f} - \mathbf{A_p} - \mathbf{A_L} \quad (4.51)$$

Em todas as condições de operação deve-se garantir que:

$$P \geq 0 \quad F \geq 0 \quad L \geq 0 \quad P \geq F \quad 0 \leq \eta_b \leq 1$$

Valero et al. (1986; 1994) e Torres e Valero (2001), formularam um procedimento racional de atribuição de custos, baseado unicamente na termodinâmica, conforme os pressupostos da Análise Exergética. As bases de seu método são transcritas a seguir:

-O custo exergético de um fluxo ( $B^*$ ), Insumo ( $F^*$ ) ou Produto ( $P^*$ ), é a quantidade real de exergia que tem sido necessária para produzi-lo.

-Uma análise detalhada da natureza do processo e a definição de  $F$ ,  $P$  e  $L$  (ou  $R$ ) permite resolver o problema de atribuição de custos.

-O custo exergético dos fluxos de entrada em um equipamento deve ser repercutido nos fluxos úteis que deixam o mesmo.

Tendo em vista tais fundamentos pode-se definir um conjunto de proposições básicas, conforme segue, cuja aplicação sistemática permite determinar o valor dos custos exergéticos dos fluxos em uma instalação.

### **Proposição 1:**

O custo exergético é uma propriedade conservativa e portanto,  $\sum B^* = 0$

### **Proposição 2 :**

Para os componentes múltiplos do insumo total de um subsistema, o custo exergético unitário dos fluxos de saída deve ser igual ao dos fluxos de entrada.

### **Proposição 3a :**

Se um subsistema tem um produto total formado por vários componentes, então todos eles terão o mesmo custo exergético unitário.

**Proposição 3b :**

Se um componente do produto tiver vários fluxos de saída, a todos eles se atribuirá o mesmo custo exergético unitário.

**Proposição 4 :**

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

**Proposição 5:**

Na ausência de um valor externo, o custo exergético dos fluxos de entrada ao sistema é igual a sua exergia. Se o fluxo  $j$  que entra em qualquer um dos subsistemas, externo à fronteira definida para o sistema, ou seja proveniente do entorno, ou de outro subsistema, então :  $B^*_j = B_j$

Considerando um sistema constituído de vários subsistemas, o balanço de custos exergéticos, baseado na Proposição 1, dos  $(n)$  subsistemas que o constituem corresponderá ao sistema de equações :

$$A \times B^* = 0$$

Uma vez que o número de fluxos  $(m)$  é sempre maior que o número de subsistemas  $(n)$ , a matriz  $A$  necessitará de  $(m-n)$  equações para a resolução do problema de atribuição de custos exergéticos a todos os fluxos.

Deve então ser determinada uma matriz  $\alpha (m-n, m)$  e um vetor coluna  $\omega (m-n)$  que satisfaça a:

$$\alpha \times B^* = \omega$$

Assim, o sistema de equações necessário ao cálculo dos custos exergéticos será dado por:

$$\begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \times B^* = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix}$$

A matriz  $\alpha$  e o vetor coluna  $\omega$  são determinados segundo as regras 2 a 5 de atribuição de custos antes mencionadas.

Definindo:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} Y^* \\ \omega \end{bmatrix}$$

Fazendo  $Y^* = 0$ , o sistema pode ser escrito de uma forma mais compacta :

$$\mathbf{A} \times \mathbf{B}^* = \mathbf{Y}^*$$

Com isto, a matriz será agora de dimensões (m,m), tendo, portanto, uma solução única. Sendo conhecidos os valores das exergias dos m fluxos, a resolução do sistema dependerá da atribuição externa de valores ao vetor coluna  $\mathbf{Y}^*$ , para que os custos exergéticos dos fluxos do sistema possam ser determinados.

Outros valores podem ser calculados a partir da obtenção dos custos exergéticos para um dado sistema, os quais são listados abaixo (Valero et al., 1993):

- custo exergético unitário, dado por:

$$K_i^* = \frac{B_i^*}{B_i} \quad (4.52)$$

- irreversibilidade do subsistema:

$$I_i = F_i - P_i \quad (4.53)$$

- porcentagem de irreversibilidade gerada no subsistema em relação ao total de insumo (Fuel) introduzido no sistema global:

$$\delta = \frac{I_i}{F_T} \quad (4.35)$$

- custo exergético unitário do insumo (Fuel):

$$K_{Fi}^* = \frac{F_i^*}{F_i} \quad (4.54)$$

- custo exergético unitário do produto:

$$K^*_{Pi} = \frac{P_i^*}{P_i} \quad (4.55)$$

## 4.5- Custos Exergoeconômicos

O cálculo dos custos monetários de um sistema ou instalação industrial envolvidos no processo de produção possui grande importância, principalmente, quando tais custos podem ser calculados nos vários subsistemas ou equipamentos que constituem o sistema ou instalação. Com base na mesma teoria anteriormente discutida, pode-se definir ainda um outro custo, chamado de custo exergoeconômico ( $\Pi$ ), que representa a soma das contribuições de diversos fluxos de exergia ( $B$ ) na constituição do custo monetário de um dado produto. Assim, o custo exergético ( $B^*$ ) representa a quantidade de exergia gasta para produzir um determinado produto, e o custo exergoeconômico, os custos monetários originados no processo produtivo, associado à sua obtenção, não apenas em termos energéticos, mas também de capital, operação, manutenção, etc.

Conforme a teoria de Valero et al. (1986; 1994), a matriz  $A$  expandida ( $m,m$ ) definida previamente para o cálculo dos custos exergéticos ( $B^*$ ), multiplicada pelo vetor coluna  $\Pi$ , que representa os custos exergoeconômicos a serem calculados, será igual ao vetor coluna  $Z$ , que contém as atribuições econômicas externas para os fluxos de matéria, calor ou trabalho do sistema analisado. Assim:

$$A \times \Pi = Z$$

cujas incógnitas,  $\Pi_j$ , são os custos exergoeconômicos dos  $m$  fluxos.

$$Z = \left[ \begin{array}{c} -Z \\ \omega_z \end{array} \right]$$

O vetor  $\omega_z$  é a atribuição externa de valores econômicos aos fluxos de entrada do sistema ou daquelas saídas que não formam o produto total. Já o vetor  $-Z$  engloba os custos de capital, manutenção, amortização, operação, etc. Portanto,  $Z$  representa o

vetor que contém as valorizações econômicas externas. A partir do custo exergoeconômico pode-se determinar, de forma análoga aos custos exergéticos, o custo exergoeconômico dos insumos e produtos, bem como seus custos unitários.

$$\Pi = A^{-1} \times Z, \quad c_j = \Pi_j / B_j \quad (4.56)$$

$$\Pi_F = A_F \times \Pi, \quad c_{F,i} = \Pi_{F,i} / F_i \quad (4.57)$$

$$\Pi_P = A_P \times \Pi, \quad c_{P,i} = \Pi_{P,i} / P_i \quad (4.58)$$

$c_j$  representa todos os custos exergoeconômicos unitários da instalação,  $c_{Fi}$  e  $c_{Pi}$  os custos exergoeconômicos unitários dos insumos e produtos de cada equipamento da instalação, respectivamente.

## 4.6- Metodologia de Aplicação

A seguir serão passadas as etapas necessárias para a avaliação dos custos exergéticos e exergoeconômicos de uma instalação térmica a fim de consolidar os conceitos sobre a análise termoeconômica ora apresentados.

1ª Etapa: Definição da estrutura lógica da instalação térmica. Isto equivale a:

- 1) Elaborar diagrama de fluxos que apresente o seu nível de agregação em subsistemas,
- 2) Determinar a matriz de incidência A da instalação,
- 3) Definir os insumos, produtos e perdas ou resíduo, para cada subsistema (equipamento) da instalação, em função de suas características e do papel que desempenham no processo produtivo global,
- 4) Determinar as matrizes de incidência  $A_F$ ,  $A_P$  e  $A_L$  da instalação.

2ª Etapa: Cálculo da exergia de todos os fluxos.

Após calculada as exergias pode-se determinar os vetores de insumo e produto por subsistema,  $F = A_F \times B$  e  $P = A_P \times B$ , respectivamente e os rendimentos exergéticos.

3ª Etapa: Aplicação das regras de atribuição de custos.

Dessa forma pode-se determinar a matriz  $A$  expandida  $(m,m)$  e o vetor de valorações externas  $Y^*$ .

4ª Etapa: Cálculo dos custos exergéticos.

A partir do sistema matricial  $A \times B^* = Y^*$  pode-se calcular os custos exergéticos  $B^*$  de todos os fluxos através de métodos computacionais disponíveis assim como os custos exergéticos unitários de cada fluxo.

5ª Etapa: Cálculo dos custos exergoeconômicos.

Em função da informação econômica necessária se procederá a determinação do vetor  $Z$  de valorização econômica externa através do qual se determinarão os custos exergoeconômicos globais e unitários dos fluxos, insumos e produtos.

$$\Pi = A^{-1} \times Z ,$$

$$c_j = \Pi_j / B_j$$

$$\Pi_F = A_F \times \Pi ,$$

$$c_{F,i} = \Pi_{F,i} / F_i$$

$$\Pi_P = A_P \times \Pi ,$$

$$c_{P,i} = \Pi_{P,i} / P_i$$

6ª Etapa: A última etapa consiste na análise dos resultados obtidos.

## CAPÍTULO 5

### USINA TERMELÉTRICA DE DRAX

#### 5.1 Introdução

A Usina Termelétrica de Drax em Yorkshire, Europa Ocidental, no Reino Unido, é composta de 6 unidades térmicas com 660 MW de energia elétrica por unidade, e seis unidades com turbinas a gás de 35 MW cada, que auxiliam na partida das unidades principais e que depois ficam em *stand-by*, totalizando aproximadamente 4000 MW de energia elétrica.

Está localizada ao Sul da margem do rio Ouse, a meio caminho entre Selby e Goole no norte de Yorkshire. O conceito inicial de Drax apareceu primeiro no Central Electricity Generating Board's (CEGB) no plano de desenvolvimento sob a direção da "Yorkshire Power Station" em 1962. Em março de 1966, autoridades procedem com a autorização do projeto. O trabalho iniciou com a construção das três primeiras unidades em 1967 das quais duas destas foram sincronizadas em 1973, com a terceira um ano depois.

A Secretaria de Estado para Energia deu a decisão para início da segunda metade do projeto em julho de 1977. A primeira unidade desta fase foi comissionada em abril de 1984, e a segunda um ano depois. A terceira unidade - e final - (Drax 6), foi sincronizada em 28 de novembro de 1986. É considerada a maior e mais moderna estação de potência do oeste da Europa.

Todas as seis unidades são equipadas com o sistema de dessulfurização dos gases de combustão do tipo calcário-gesso (*Wet Scrubbing*) e sistema de precipitadores eletrostáticos para coleta dos particulados finos que são arrastados pelos gases de combustão, antes de alcançarem a chaminé. O complexo Drax produz eletricidade suficiente para cobrir as necessidades de cerca de 4 milhões de pessoas ou 6 cidades do porte de Leeds. Isto representa cerca de 10% do total de eletricidade consumida no Reino Unido. Do rio Ouse é bombeada a água que promove, no condensador, a condensação do vapor extraído das três turbinas de baixa pressão que fazem parte de cada unidade térmica, mas antes esta água é tratada com hipocloreto de sódio para remoção do material orgânico e processo de clarificação em planta apropriada. Em novembro de 1999, a estação de Drax foi comprada pela AES Corp. por \$ 3 bilhões. A vista aérea do complexo Drax mostrada na Figura 5.1 e a terrestre na

Figura 5.2 destacam bem as torres de resfriamento, a chaminé principal e o tamanho da usina. As plumas de vapor d'água lançadas pelas torres revelam tratar-se de torres de resfriamento úmidas. A Figura 5.3 mostra mais de perto as seis torres de resfriamento que ficam do lado direito da estação e suas plumas e a chaminé principal.

A Figura 5.4 mostra detalhe do depósito de carvão. De acordo com a revista “Modern Power Systems” (1986, 1992 e 1994) e de (AESDRAX, 2002), dá-se na seqüência, as principais características da estação de potência Drax:



Figura 5.1: Vista aérea do complexo Drax na Inglaterra. Fonte: Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.2: Vista terrestre do complexo Drax na Inglaterra. Fonte: industcards (2004).



Figura 5.3: Vista das plumas geradas nas torres de resfriamento e a chaminé principal. Fonte: Munters UK (2003) .



Figura 5.4: Vista aérea do depósito de carvão.  
Fonte: Cleveland Bridge (2004).

## 5.2 A Caldeira

Para produzir vapor, Drax tem seis caldeiras aguatubulares, de um tubulão de vapor por caldeira, com circulação natural e fornalhas gêmeas de paredes d'água do tipo membrana e reaquecimento, cada uma com altura correspondente a um prédio de 15 andares e pesando cerca de 4000 toneladas, com três superaquecedores (um primário horizontal, um tipo placa pendente e um final vertical), dois reaquecedores (um horizontal e um vertical), dois preaquecedores de ar regenerativos rotativos e um economizador com 20 blocos de passagem e cada passagem com 25,4 cm. Os superaquecedores e reaquecedores são feitos de aço austenítico com uma vida útil de 160000 horas. A conversão de energia, na forma de carvão pulverizado, em vapor ocorre a uma taxa de 563 kg/s. A caldeira de cada unidade contém tubulação de aço suficiente para uma extensão de 480km. Os três superaquecedores garantem uma melhor estabilidade da temperatura do vapor vivo em função da variação de carga na fornalha. Na tubulação da caldeira, a água de alimentação extremamente pura (para evitar incrustação e corrosão na caldeira) é transformada em vapor pelo calor liberado na fornalha pela queima do carvão.

A Figura 5.5 mostra a configuração da caldeira projetada pela Babcock Power Ltda.

A temperatura do vapor superaquecido principal é controlada usando o primeiro e segundo estágios do atemperador atingindo 568°C e pressão de 16,65 MPa. Elas foram projetadas para operar continuamente ou em ciclos diários, dependendo da demanda de eletricidade. A água de alimentação é primeiro bombeada através dos aquecedores de baixa pressão a um desaerador com capacidade de armazenamento de 246300 kg, que remove os gases contidos na água, e então segue para os aquecedores de alta pressão.

Em seguida passa através do economizador, que eleva a temperatura da água de 254°C para 292°C, entrando no tubulão de vapor que possui 30,5 m de extensão. Deste a água flui por circulação natural através dos tubos descendentes (*downcomers*) ao interior da fornalha principal da caldeira. As caldeiras 1,2 e 3 possuem cada uma 48 queimadores de carvão pulverizado, enquanto as caldeiras 4,5 e 6, são de 60 queimadores. As seis caldeiras apresentam seus queimadores posicionados nas paredes frontal e traseira.

Estes são usados inicialmente para dar partida na caldeira pela alimentação de propano que acende através de uma vela de ignição. Em seguida o óleo combustível é injetado e acende devido à chama do propano.

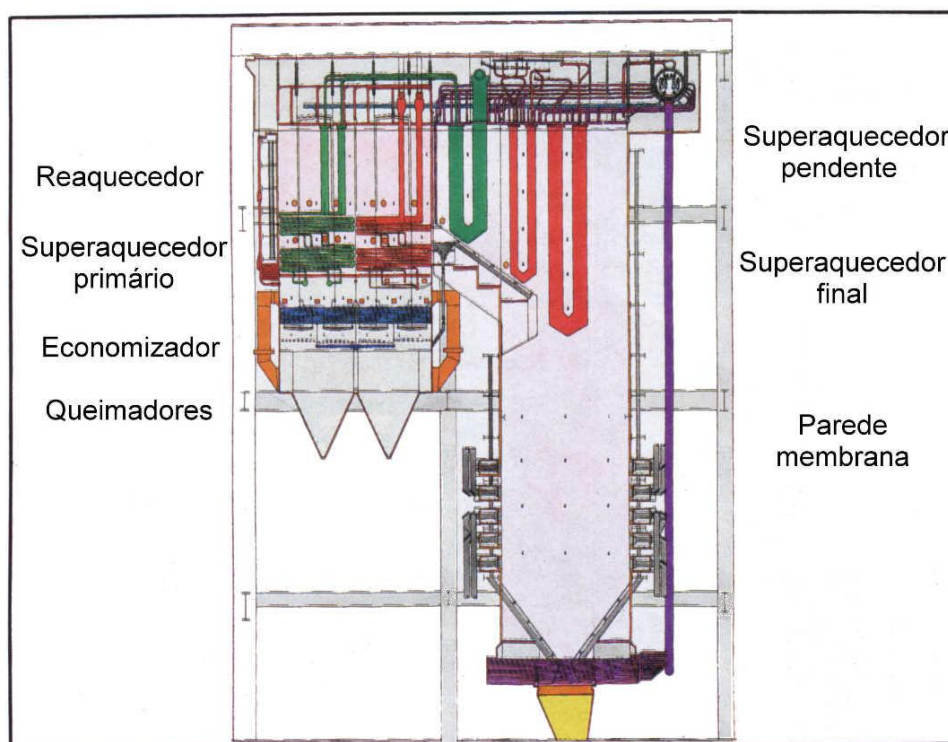


Figura 5.5: Configuração da caldeira projetada pela Babcock Power Ltda.  
Fonte: Modern Power Systems (1986).

Após estabelecida uma chama estável, a mistura carvão pulverizado/ar é soprada através dos queimadores acendendo espontaneamente. Daí, propano e óleo combustível são cortados. A Figura 5.6 mostra um destes queimadores. O ar usado para soprar o carvão do moinho até a caldeira, chamado ar primário, é suprido por um grande ventilador acionado por um motor de velocidade variável de 3300 volts. Houve, no passado, a substituição dos queimadores do projeto original por queimadores de baixo  $\text{NO}_x$ , significando uma redução na quantidade de óxidos de nitrogênio produzidos no processo de combustão. O vapor saturado resultante volta ao tubulão de vapor e então segue pelos tubos dos três superaquecedores existentes, onde alcança a temperatura de saída de  $568^\circ\text{C}$ . O vapor vivo então segue para a turbina de alta pressão. Depois de deixar a turbina de alta pressão o vapor retorna à caldeira passando agora pelos reaquecedores antes de seguir à turbina intermediária e às três turbinas de baixa pressão. O ar quente para a combustão é provido pelos dois ventiladores de corrente forçada que vem pelo topo da casa de caldeira, passando através dos preaquecedores de ar que aumentam sua temperatura para  $294^\circ\text{C}$ . Os

gases quentes da combustão são extraídos através dos preaquecedores de ar pelos ventiladores de corrente induzida até o interior dos três precipitadores eletrostáticos. As caldeiras operam sob condições de corrente balanceada, com os ventiladores de corrente induzida sempre mantendo a pressão na fornalha ligeiramente abaixo da pressão atmosférica circundante. O ventilador de corrente forçada pode ser visto na Figura 5.7 e o de indução na Figura 5.8.



Figura 5.6: Foto de um queimador da caldeira aquatubular.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.7: Foto do ventilador de ar primário para os queimadores.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.8: Foto do ventilador de corrente induzida.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

### 5.3 A Turbina

A turbina consiste de cinco seções separadas – uma única turbina de alta pressão desenvolvendo cerca de 21% ( $\cong 140$  MW) da potência total, uma turbina intermediária desenvolvendo cerca de 38% ( $\cong 250$  MW) da potência total e três turbinas de baixa pressão desenvolvendo 41% ( $\cong 270$  MW) da potência total por unidade térmica. O vapor de alta pressão a  $565^{\circ}\text{C}$  e (15,95 MPa) passa através da turbina de alta. A Figura 5.9 apresenta o rotor da seção de baixa pressão em reparo. O vapor de exaustão dessa seção retorna à caldeira para reaquecimento antes de ser conduzido à turbina intermediária a  $565^{\circ}\text{C}$  e (4,02 MPa). Após a turbina intermediária o vapor passa pelas três turbinas de baixa pressão, em um fluxo paralelo, entrando nelas a  $308^{\circ}\text{C}$  e (0,63 MPa).

O vapor atinge e impulsiona uma série de pás curvas montadas no eixo da turbina fazendo-a girar a 3000 rpm (50 ciclos por segundo). Com sua energia útil consumida, o vapor então segue aos dois coletores montados no condensador, onde é condensado. As seções intermediárias e de baixa pressão da turbina são do tipo *tandem compound*.



Figura 5.9: Foto do rotor de uma turbina de baixa pressão removido para reparos.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

A Figura 5.10 mostra a casa das turbinas com todas as turbinas das seis unidades termelétricas do complexo Drax posicionadas a quarenta e cinco graus.



Figura 5.10: Casa das turbinas do complexo Drax.  
Fonte: "Modern Power Systems" (1986).

## 5.4 O Condensador

O vapor após sofrer expansão na turbina, dirige-se ao condensador com bocas de entrada localizadas em cada um dos lados da turbina. O condensador apresenta centenas de tubos cheios de água, do rio Ouse, onde o vapor extraído das três turbinas de baixa pressão atravessa por entre as superfícies externas dos tubos condensando-se e retornando a condição de água líquida, sendo então bombeada de volta a caldeira.

A água que circula pelo interior dos tubos do condensador, escoando em baixa velocidade, retira calor do vapor e se aquece. Essa água é extraída do condensador e conduzida às torres de resfriamento. Os tubos do condensador são de titânio, conferindo a eles grande resistência à corrosão em temperatura ambiente, o que os tornam praticamente imune ao ar, à atmosfera marinha e a uma grande variedade de atmosferas industriais. A superfície de resfriamento é de cerca de  $36.695 \text{ m}^2$ .

## 5.5 A Bomba de Circulação da Água

A água das torres de resfriamento circula através do condensador antes de retornar de volta às torres. Uma bomba de circulação d'água pode deslocar 880 toneladas de água por minuto. Há oito bombas de circulação d'água em Drax, mas somente seis são usados em operação normais. A Figura 5.11 mostra uma das bombas que efetuam o recalque da água do rio Ouse.

## 5.6 A Torre de Resfriamento

A torre de resfriamento úmido de concreto armado é construída em uma forma aproximadamente igual a uma hipérbole de revolução por ser mais econômica que uma área superficial cilíndrica e por apresentar maior resistência às forças de vento. A Figura 5.12 mostra seis torres de resfriamento das doze que existem em Drax. Cada unidade utiliza duas torres de resfriamento. Elas apresentam diâmetro de 84 m na base e altura de 115 m. A água quente do rio é conduzida dos tubos do condensador até cerca de um quarto da altura da torre de resfriamento onde cai através de um enchimento plástico em forma de um favo de mel.



Figura 5.11: Foto de uma das bombas de recalque da água do rio Ouse.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

O enchimento provoca a divisão da água em pequenas gotículas, melhorando substancialmente a área de contato entre o ar e a água, reduzindo mais eficientemente, a temperatura da água. A torre de resfriamento é projetada como uma chaminé de corrente natural, arrastando ar frio do lado externo através da água que cai internamente. Então a água fria do rio é coletada em um tanque na base da torre e deste é bombeada ao condensador ou periodicamente purgada de volta ao rio Ouse.

Há quatro bombas que são usadas para recalcar água do rio para a instalação de clarificação. Lá o lodo é removido de grandes tanques de sedimentação. Então a água segue para o circuito das torres de resfriamento. Essas bombas podem transferir até 124 toneladas d'água por minuto. Em cada unidade de Drax trabalham duas torres de resfriamento totalizando doze torres. Cada torre foi projetada para resfriar  $9,47 \text{ m}^3/\text{s}$  de água de  $30,21^\circ\text{C}$  a  $19,6^\circ\text{C}$  e condições ambientais de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido de  $10^\circ\text{C}$  e  $7,5^\circ\text{C}$  respectivamente. Estas torres consomem até cerca de 160 milhões de litros d'água do rio Ouse diariamente dos quais 80 milhões de litros retornam ao rio Ouse por dia.



Figura 5.12: Foto aérea das torres de resfriamento úmidas de Drax.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

A Figura 5.13 mostra a base e o enchimento de algumas torres e a Figura 5.14 mostra, em detalhe, o enchimento de uma torre depois de sofrer um trabalho parcial de substituição. Já na Figura 5.15 mostra-se uma parte do sistema de distribuição de água dentro de uma das torres de resfriamento.

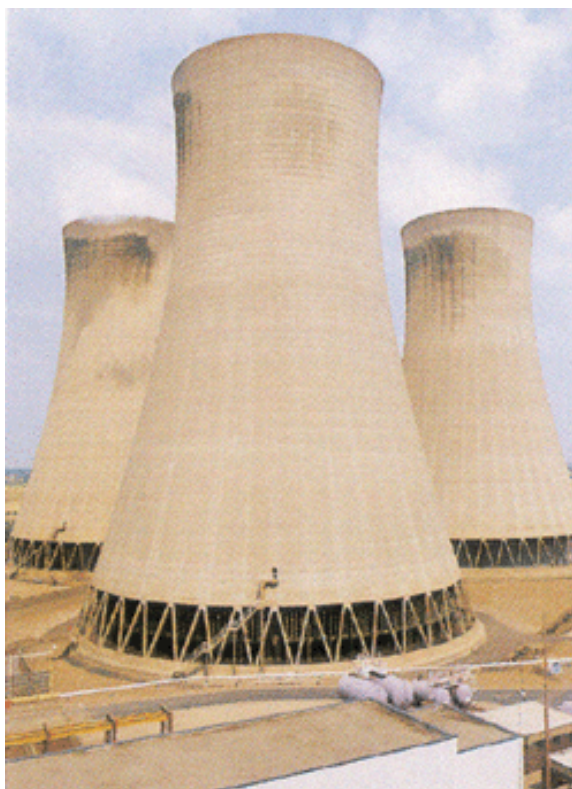


Figura 5.13: Vista da base e enchimento de algumas torres de resfriamento de Drax.  
Fonte: Munters UK (2003).

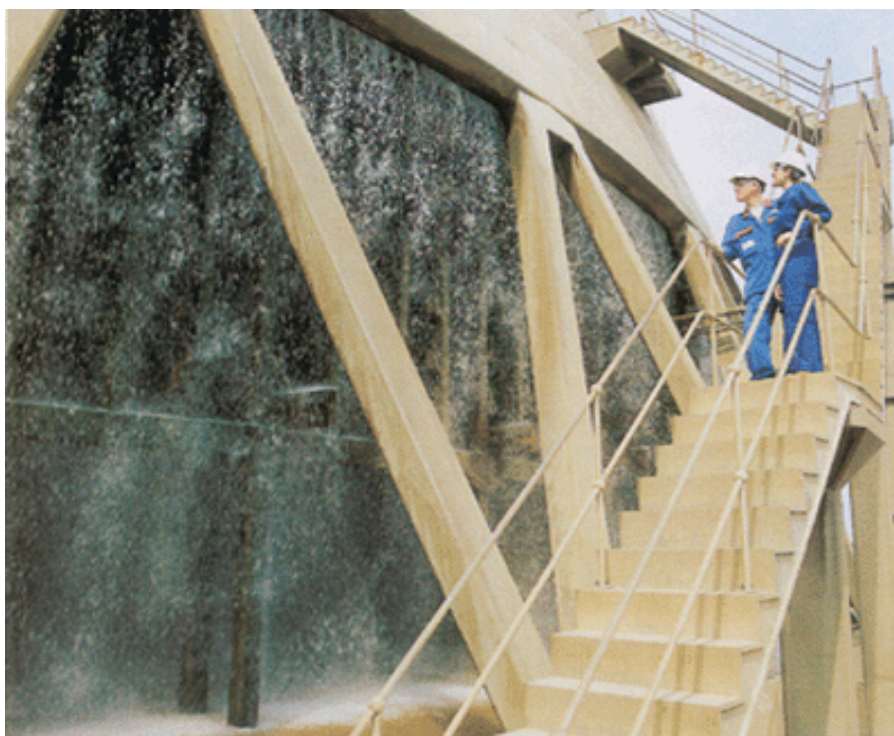


Figura 5.14: Vista do enchimento de uma das torres após reparos.  
Fonte: Munters UK (2003).



Figura 5.15: Vista parcial do sistema de distribuição de água da torre de resfriamento.  
Fonte: Munters UK (2003).

## 5.7 O Gerador

Consiste basicamente de um rotor e um estator. O rotor, como pode ser visto na Figura 5.16, é um grande eletro-magneto que gira a 3000 rpm dentro do seu estator que é um cilindro de cobre enrolado. O campo magnético produzido pela rotação do magneto produz a eletricidade no estator enrolado de 23500 volts e 19000 ampères.

A bobina do gerador é resfriada com hidrogênio a pressão de 0,41 MPa, que por sua vez é resfriado por água. As bobinas do estator são resfriadas diretamente com água. As conexões são do tipo fase isolada, voltagem de projeto de 36 kV, corrente a carga total de 20,1 kA , corrente de curto circuito de 200 kA e fator de potência 0,85.



Figura 5.16: Foto do rotor de um dos geradores de Drax.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

## 5.8 O Sistema de dessulfurização dos gases de exaustão LG - FGD

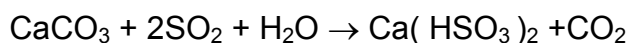
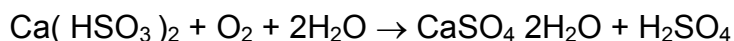
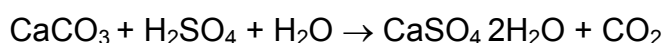
A Usina Termelétrica de Drax foi a primeira instalação de potência britânica a ser adaptada com o sistema de dessulfurização dos gases produtos da combustão, conhecidos como sistema FGD, que remove até 95% do dióxido de enxofre dos gases da combustão na caldeira, para carvões contendo de 1,0 a 2,8% de enxofre. O sistema FGD da usina de Drax é o maior do mundo. Esta escolha levou em conta não somente considerações técnicas, mas também fatores de ordem econômica, ambiental, geográfica e operacional da estação de potência. O sistema FGD calcário-gesso (LG) foi escolhido para Drax devido à sua posição estratégica em relação às fontes de matéria-prima calcário, mercado, e conexões de transporte adequadas para o subproduto gesso. Todas as seis unidades têm o equipamento LG - FGD. A queima do carvão produz dióxido de carbono, cloreto de hidrogênio e óxidos de enxofre e nitrogênio. Então os gases produzidos passam pelo equipamento LG - FGD onde cerca de 90% do dióxido de enxofre e cloreto de hidrogênio são removidos e o gesso é produzido. Estes gases após passarem pelo equipamento LG - FGD são liberados via chaminé para a atmosfera e podem ser carregados a centenas de quilômetros dependendo dos intempéries atmosféricas. A dispersão garante, que a contribuição, da estação de potência para os níveis de concentrações da região sejam pequenos. Até

400.000 toneladas de calcário triturado podem ser entregues, principalmente pela estrada de ferro, de uma pedreira próxima de Buxton em Derbyshire. O calcário ou pedra calcária é descarregado na tremonha e transportado por correia ao depósito de calcário que tem capacidade de 35.600 toneladas.

No depósito o calcário é recuperado por meio de duas máquinas raspadeiras e levado por correia transportadora ao moinho de mistura a uma taxa máxima de 240 toneladas por dia. O calcário molhado é então conduzido ao interior de três moinhos horizontais de bolas a uma taxa máxima de 50 toneladas por hora. Essas máquinas contêm bolas de aço que moem o calcário quando o barril do moinho gira. A lama de calcário produzida flui dos moinhos às seis unidades absorventes e destes aos hidrociclones. Cada unidade requer 450 toneladas de calcário ao dia para uma carga completa. O processo absorvente acontece da seguinte forma:

Os gases da combustão, depois de passarem, através dos precipitadores eletrostáticos e ventiladores de indução têm sua pressão elevada e então são resfriados entre 115°C – 130°C para 80°C. Nesta temperatura entram pela parte inferior do absorvente e são adicionalmente resfriados pela água usada para lavagem do canal subterrâneo. O processo principal de absorção do SO<sub>2</sub>, e a lavagem que retira quaisquer cinzas de combustível remanescente, ocorre enquanto os gases são lavados pela recirculação da lama de calcário. Isto é tomado da base do absorvente e espalhado de forma descendente aos injetores arranjados em cinco níveis separados na torre absorvente. Cada absorvedor tem um diâmetro de 21 m e 40 m de altura.

Como resultado do processo químico há a produção de gesso, cerca de 800.000 toneladas por ano, onde uma porção é continuamente bombeada para um lugar que promove a separação do gesso e remoção da água usando um sistema de hidrociclones. Uma instalação de tratamento de água residuária garante que a água proveniente do processo LG - FGD retorne ao rio dentro dos padrões fixados pelas autoridades regulamentadoras. Os gases depois de limpos são descarregados de uma chaminé de 259 m de altura que é revestida internamente com chapas de titânio. Cerca de 280.000 toneladas por ano de SO<sub>2</sub> podem ser removidos dos gases de chaminé, sendo o SO<sub>2</sub> o precursor da chuva ácida. A quantidade de calcário (CaCO<sub>3</sub>) requerido depende da quantidade de SO<sub>2</sub> que deve ser removido dos gases. As reações que ocorrem no processo de dessulfurização são mostradas a seguir:

**Absorção:****Oxidação:****Neutralização:**

A Figura 5.17 mostra o fluxograma básico do modelo FGD calcário-gesso (Wet Scrubbing) usado em Drax.

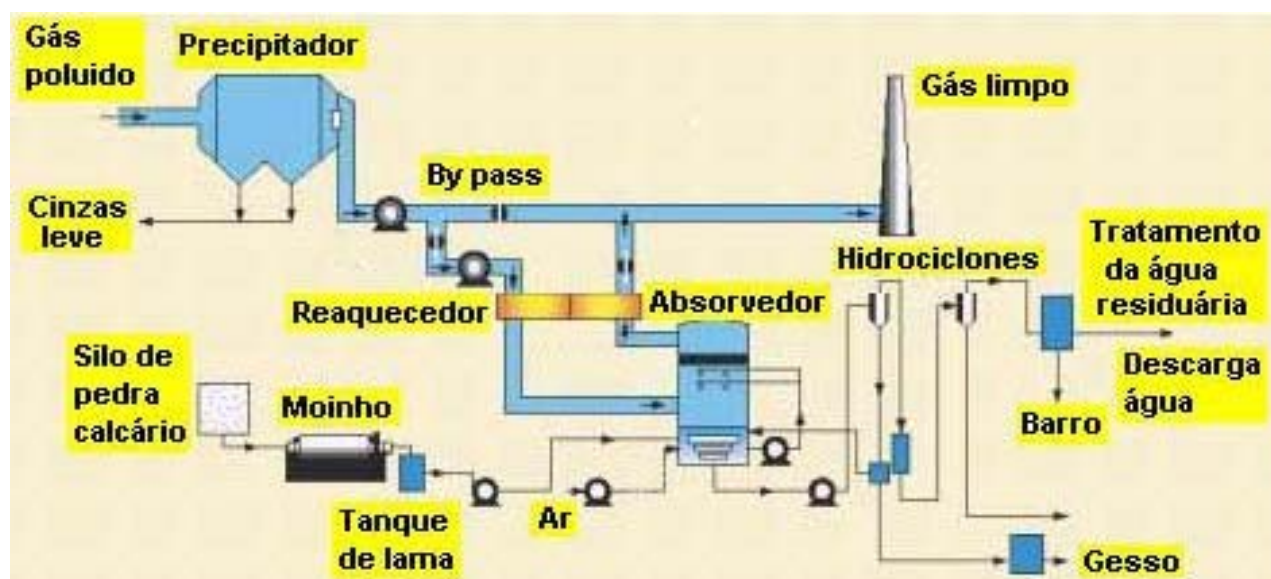


Figura 5.17: Fluxograma do modelo LG FGD – (Wet Scrubbing) de Drax.  
Fonte: Department of Trade and Industry (2003).

## 5.9 O Precipitador Eletrostático

Estes são instalados no sistema de dutos de gases fora da casa da caldeira e são totalmente blindados consistindo em três passes paralelos, cada um com seis zonas e cada par de zonas incorporando um funil coletor de pó. O pó se adere aos eletrodos de alta voltagem e em intervalos de tempo estes eletrodos são golpeados por

martelos de acionamento motor e o pó cai em sacos posicionados na parte inferior dos funis.

### **5.10 A Chaminé Principal**

A chaminé principal é de 259 m de altura e consistindo de 44.160 toneladas de concreto armado. Possui três tubeiras elípticas onde cada uma serve duas caldeiras.

As tubeiras da chaminé são re-modeladas a uma seção circular de 9,1 m ao ponto onde emergem da cobertura para estender outros 9,1m. A chaminé é suportada sobre seis pilares de 6,7 m de diâmetro, enterrados 21 m na rocha. A carcaça externa é de 26,1 m de diâmetro e varia em espessura de 229 mm no topo até 600 mm na parte superior da base “plinth” o qual é de 4 m de espessura. Esta altura garante uma boa dispersão da pluma. A Figura 5.18 mostra a chaminé principal do complexo Drax.

### **5.11 O Transformador**

A eletricidade produzida no gerador vai para um transformador, Figura 5.19, onde a voltagem de 23,5 kV é aumentada para 400.000 volts antes de ser enviada por cabos a subestação National Grid para distribuição no país. Drax pode produzir eletricidade para suprir as necessidades de cerca de 4 milhões de pessoas. Os seis transformadores são cheios com óleo para isolamento e resfriamento das bobinas elétricas. Um gás especial é usado para evitar arcos de alta voltagem através das chaves de contato.



Figura 5.18: Foto da chaminé principal de Drax.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.19: Foto do transformador de corrente elétrica de Drax.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

## 5.12 O Carvão

Uma grande proporção do carvão usado chega por estrada de ferro vindo das minas britânicas. O carvão é descarregado automaticamente dos vagões dos trens, Figura 5.20, e conduzido por correia transportadora aos carvoeiros no interior da usina ou para o depósito de estocagem de matéria prima, Figura 5.21. São 35 trens com 36 vagões por trem, descarregando seis dias por semana, cinquenta e duas vezes por ano. O carvão é moído em um fino pó em moinhos antes de ser queimado na caldeira.

Os alimentadores de carvão, Figura 5.22, que abastecem os moinhos podem movimentar 40 toneladas de carvão em uma hora. Cada unidade em Drax tem 10 moinhos de pulverização de combustível, cada um capaz de pulverizar 36 toneladas de carvão por hora, Figura 5.23, o qual moem o carvão a um fino pó com o uso de dez bolas grandes de metal. Cada bola pesa 1,4 tonelada e possui um diâmetro de 760mm.

Um moinho de pulverização gira a 37 rotações por minuto. A queima do carvão produz calor, gases de combustão e cinzas. A usina de Drax consome cerca de 10 milhões de toneladas de carvão por ano.

Queimadores especiais controlam a quantidade de óxidos de nitrogênio formados durante a combustão. Partículas pesadas de cinzas caem em coletores na base da caldeira enquanto as partículas de cinzas mais finas (pó) são arrastadas pelos gases de combustão. As cinzas pesadas são, em sua maior parte, vendidas para uso em indústrias de construção, como por exemplo, na fabricação de blocos de concreto leves e concretos de cimento Portland, e o resto enviado para uma espécie de aterro/depósito em Barlow Mound, projetado inicialmente para conter cerca de uns 37,7 milhões de metros cúbicos até 2010, cobrindo uma área de 160 hectares. As partículas finas de cinzas são coletadas pelos precipitadores eletrostáticos, como já falado, são também vendidas para a indústria de construção. Os precipitadores eletrostáticos evitam que mais de 99% das cinzas finas alcancem a atmosfera pela chaminé.



Figura 5.20: Foto da casa de descarga automática do carvão dos vagões dos trens.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.21: Foto do depósito de carvão e da máquina de manipulação.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.22: Foto de um alimentador de carvão para o moinho de pulverização.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).



Figura 5.23: Foto de um dos moinhos pulverizadores de carvão.  
Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

## **5.13 Meio Ambiente**

### **5.13.1 O impacto ambiental**

A operação da usina Drax resulta em efeitos ambientais tais como ruídos principalmente decorrentes do funcionamento das bombas d'água, ventiladores de indução e forçados, moinhos pulverizadores, mecanismos transportadores e turbinas; emissões, em escala reduzida, de materiais particulados e gases poluentes, dentre os quais o dióxido de enxofre e os óxidos de nitrogênio, que prejudicam a saúde do homem e principais responsáveis pela formação da chuva ácida, que acidifica o solo e que podem também provocar em locais próximos das minas de extração a acidificação dos lençóis freáticos e estruturas metálicas em geral, além do ozônio troposférico; geração de materiais estéreis decorrentes da extração e beneficiamento do carvão, sistema FGD e cinzas; e finalmente a degradação do relevo e recursos hídricos.

A Tabela 5.1 mostra uma publicação da situação ambiental em termos de consumo de recursos naturais, geração de gesso, cinzas, eletricidade, gases de chaminé e água referentes aos anos de 1998, 1999 e 2000. O consumo anual de calcário para o processo LG - FGD é de 361.567 toneladas e o gesso gerado de 584.947 toneladas.

### **5.13.2 Política ambiental**

A administração ambiental de Drax é uma parte integrante da administração global da usina e cerca toda atividade ambiental no local. Está sobre responsabilidade do comitê da Drax AES:

- Considerações ambientais a todas as decisões empresariais;
- Elevação da consciência ambiental dos empregados e estes agindo do lado da usina;
- Acesso e obediência a legislação ambiental pertinente, regulamentos e outras exigências para as quais o comitê subscreve;

- Administrar e reduzir onde praticável os impactos ambientais causados pelos negócios da estação através de contínua melhoria das operações, em particular emissões ao ar, descargas d'água, disposição de resíduos e o uso dos recursos naturais;
- Fixar e revisar objetivos e metas ambientais periodicamente;
- Monitorar o desempenho ambiental dos locais;
- Manter uma reputação para a efetiva administração ambiental e certificação pelo sistema padrão internacional de administração ambiental, ISO 14001 de 1996.

| <b>Tabela 5.1 Publicação ambiental (situação dos anos de 1998, 1999 e 2000)</b> |  |       |       |       |
|---------------------------------------------------------------------------------|--|-------|-------|-------|
| Tipo                                                                            |  | 1998  | 1999  | 2000  |
| Carvão ( em mil toneladas)                                                      |  | 9277  | 9191  | 8500  |
| Óleo ( usado para partida e estabilização em mil toneladas )                    |  | 37,7  | 35,4  | 37,0  |
| Água do rio Ouse ( em milhões de toneladas )                                    |  | 58,8  | 58,5  | 59,0  |
| Água principal (em milhões de toneladas)                                        |  | 0,2   | 0,2   | 0,18  |
| Água conduzida pelo orifício (em milhões de toneladas )                         |  | 1,9   | 1,7   | 1,9   |
| Água usada e retornada (em milhões de toneladas)                                |  | 29,4  | 29,2  | 29,5  |
| Cinzas produzidas (em mil toneladas )                                           |  | 521   | 539   | 360   |
| Cinzas vendidas (em mil toneladas )                                             |  | 908   | 855   | 940   |
| Dióxido de carbono (em mil toneladas )                                          |  | 20706 | 20619 | 19000 |
| Dióxido de enxofre (em mil toneladas )                                          |  | 70    | 93    | 31    |
| Óxidos de nitrogênio (em mil toneladas )                                        |  | 64    | 63    | 59    |
| Cloreto de hidrogênio (em mil toneladas )                                       |  | 11    | 14    | 16    |
| Pó (em mil toneladas )                                                          |  | 3,5   | 2,4   | 1,5   |
| Eletricidade gerada ( em gigawatts hora )                                       |  | 24723 | 24792 | 23000 |

Fonte: AES Drax Power Ltd (2002)..

A Figura 5.24, a seguir, mostra a título de ilustração como funciona uma das unidades térmicas de Drax incluindo o sistema de dessulfurização (LG - FGD), chaminé, o sistema de resfriamento com a torre de circulação natural via úmida e os aquecedores da linha de baixa, alta pressão e o desaerador. Os componentes da unidade estão relacionados como segue: 1- Casa de descarga da matéria prima (carvão); 2- Casa de conexão; 3- Correia de lançamento; 4- Silo de carvão da caldeira; 5- Parafuso transportador; 6- Alimentador do carvão; 7- Moinho pulverizador; 8- Ventilador de ar primário; 9- Queimadores; 10- Ventilador de corrente forçada; 11- Preaquecedor de ar; 12- Precipitador eletrostático; 13- Ventilador de corrente induzida; 14- Chaminé principal; 15- Superaquecedor; 16- Turbina de alta pressão; 17- Reaquecedor; 18- Turbina de pressão intermediária; 19- Turbinas de baixa pressão; 20- Rotor; 21- Estator; 22- Gerador transformador; 23- Condensador; 24- Bomba de extração do condensado; 25- Cinco aquecedores da linha de baixa pressão; 26-

Desaerador; 27- Bomba de alimentação da caldeira; 28- Aquecedores da linha de alta pressão; 29- Economizador; 30- Tubulão de vapor; 31- Torres de resfriamento; 32- Bomba de circulação da água de resfriamento; 33- Bomba de captação da água de resfriamento; 34- Torre do absorvedor LG - FGD.

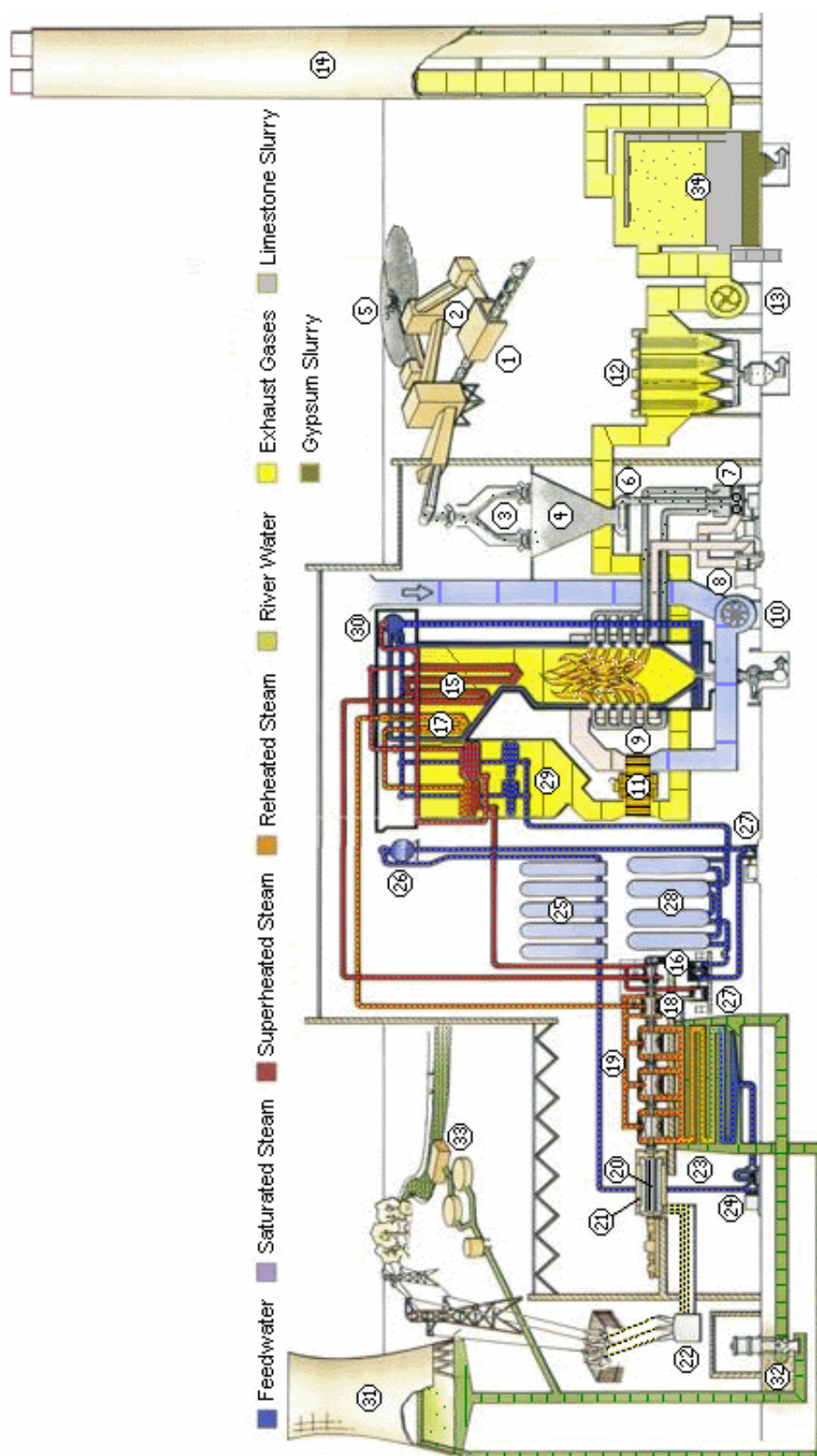


Figura 5.24: Fluxograma ilustrativo de como trabalha as unidades termelétricas do complexo Drax. Fonte: AES Drax Power Ltd (2002).

## CAPÍTULO 6

### ESTUDO DE CASO: UNIDADE TERMELÉTRICA DRAX 6

#### 6.1 Introdução

Visando exemplificar e consolidar a aplicabilidade da metodologia termoeconômica apresentada no Capítulo 4, torna-se oportuna a análise de uma instalação real de geração de energia elétrica. Em Yorkshire, na Inglaterra, há o complexo termelétrico “Drax”, já apresentado no Capítulo 5, constituído de seis unidades totalizando cerca de 4.000 MW de energia elétrica.

A instalação escolhida para estudo é a Drax 6, concluída e sincronizada no ano de 1986 com potência de 660 MW de energia elétrica.

#### 6.2 Características Gerais da Unidade Termelétrica Drax 6

De acordo com a CEGB (MPS, 1986) e a descrição geral do complexo feita no Capítulo 5, tem-se as condições de operação para a unidade térmica escolhida do complexo Drax em Yorkshire, Inglaterra, apresentadas na Tabela 6.1. Através destes dados foi possível chegar-se ao ciclo termodinâmico para estudo termoeconômico da unidade térmica Drax 6. O esquema geral da unidade está representado na Figura 6.1, com seus principais componentes e fluxograma das linhas de vapor, água de alimentação, gases de combustão, combustível e corrente elétrica. Na Figura 6.2 mostra-se o diagrama funcional adotado com o nível de agregação considerado para o estudo termoeconômico e com os seguintes equipamentos constituintes:

**A-** caldeira, **B-** turbina de alta pressão, **C-** turbina intermediária e de baixa pressão, **D-** gerador, **E-** condensador mais bomba de resfriamento, **F-** bomba de baixa pressão, **G-** 1º aquecedor, **H-** 2º aquecedor, **I-** 3º aquecedor, **J-** 4º aquecedor, **K-** 5º aquecedor, **L-** 6º aquecedor (desaerador), **M-** bomba de alta pressão acionada por turbina, **N-** turbina de acionamento da bomba de alta pressão, **O-** 7º aquecedor, **P-** 8º aquecedor e **Q-** 9º aquecedor.

| <b>Tabela 6.1 Características gerais da unidade térmica Drax 6</b>  |                         |
|---------------------------------------------------------------------|-------------------------|
| <b>Condição</b>                                                     | <b>Valor</b>            |
| Pressão do vapor na saída do superaquecedor                         | 16,65 MPa               |
| Temperatura do vapor na saída do superaquecedor                     | 568°C                   |
| Pressão na válvula “stop” antes da turbina de alta pressão          | 15,96 MPa               |
| Pressão do vapor na entrada do reaquecedor                          | 4,34 MPa                |
| Temperatura do vapor na entrada do reaquecedor                      | 371°C                   |
| Pressão do vapor na saída do reaquecedor                            | 4,13 MPa                |
| Temperatura do vapor na saída do reaquecedor                        | 568°C                   |
| Vazão mássica de vapor na saída do superaquecedor                   | 563 kg/s                |
| Vazão mássica do vapor na saída do reaquecedor                      | 466 kg/s                |
| Temperatura da água de alimentação na saída do 9º aquecedor         | 254°C                   |
| Pressão da água de alimentação na saída do 9º aquecedor             | 19,4 MPa                |
| Pressão de vácuo no condensador                                     | 5,37 kPa                |
| Pressão de descarga da bomba de condensado                          | 3,78 MPa                |
| Pressão de descarga da bomba de alimentação da caldeira             | 22,0 MPa                |
| Temperatura de entrada dos gases no preaquecedor de ar              | 335°C                   |
| Temperatura de saída dos gases do preaquecedor de ar                | 120°C                   |
| Temperatura do ar na entrada do preaquecedor de ar                  | 32°C                    |
| Temperatura do ar na saída do preaquecedor de ar                    | 291°C                   |
| Vazão de ar preaquecido na entrada da caldeira                      | 335,7 m <sup>3</sup> /s |
| Variação de pressão no ventilador de insuflamento de ar da caldeira | 475 mmca                |
| Eficiência global do ventilador de ar da caldeira                   | 70,0 %                  |
| Consumo do blend de carvão pulverizado na caldeira                  | 72,917 kg/s             |
| Poder calorífico inferior do blend de carvão pulverizado            | 27000 kJ/kg             |
| Consumo de ar preaquecido na caldeira                               | 216,53 kg/s             |
| Número de aquecedores de superfície da linha de baixa pressão       | 05                      |
| Número de aquecedores de superfície da linha de alta pressão        | 03                      |
| Potência de eixo da turbina de acionamento da bomba de alta         | 17380 kW                |
| Vazão de ar do ventilador de ar forçado                             | 335,7 m <sup>3</sup> /s |
| Pressão na saída do ventilador de ar forçado                        | 4,75 kPa                |
| Variação de entalpia na bomba de baixa pressão                      | 6,10 kJ/kg              |
| Variação de entalpia na bomba de alta pressão                       | 25,72 kJ/kg             |
| Variação de temperatura da água de resfriamento                     | 10°C                    |

### 6.3 Esquema da Unidade Termelétrica Drax 6

A seguir é apresentado o esquema geral da unidade térmica Drax 6, pertencente ao complexo Drax com seus fluxos principais, Figura 6.1, como dito anteriormente.

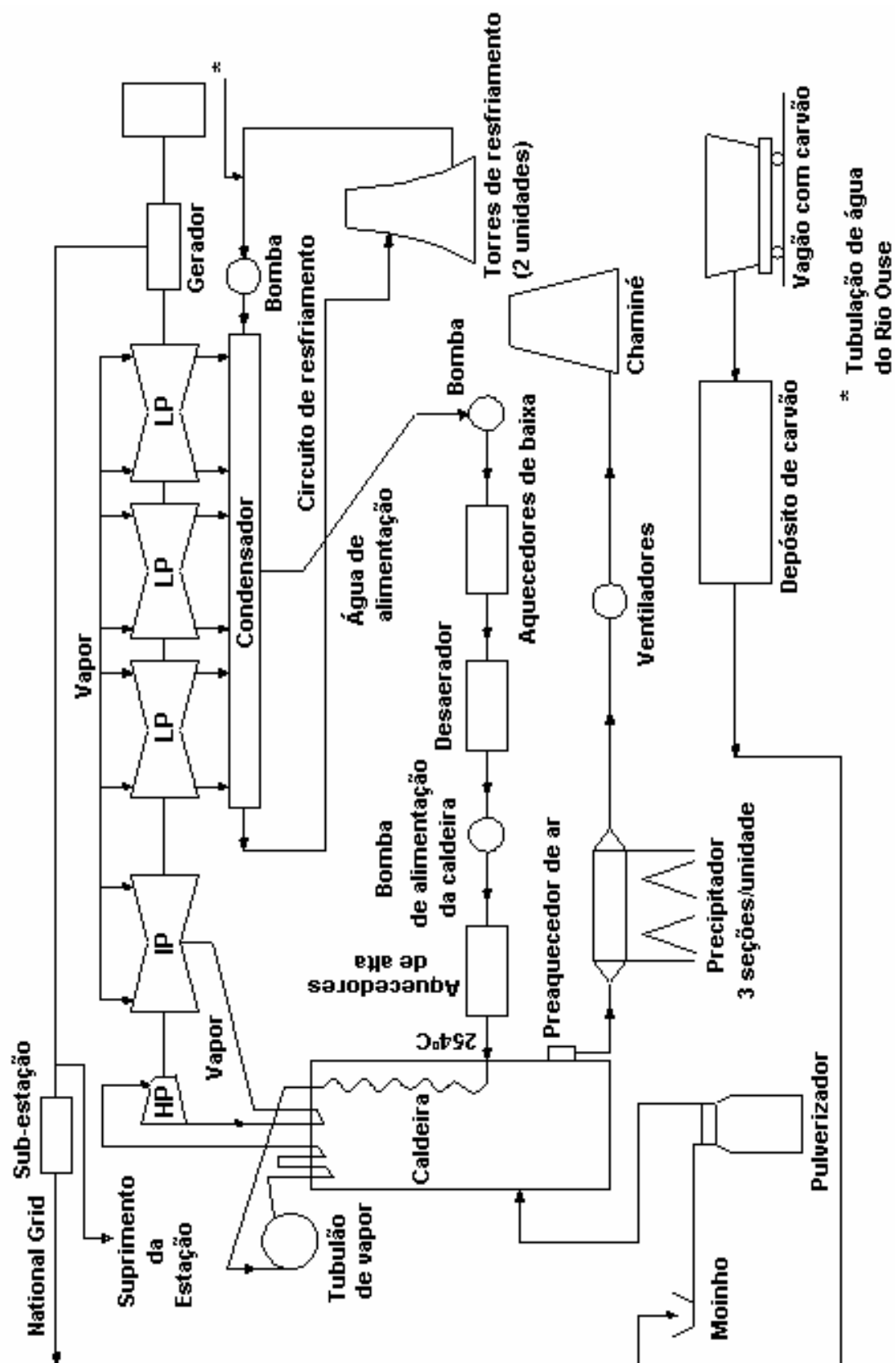


Figura 6.1: Esquema da unidade térmica Drax 6. Fonte: *Modern Power Systems* (1986).

## Ciclo Termodinâmico

A Figura 6.2 apresenta a configuração da unidade Drax 6 em função do nível de agregação escolhido para estudo.

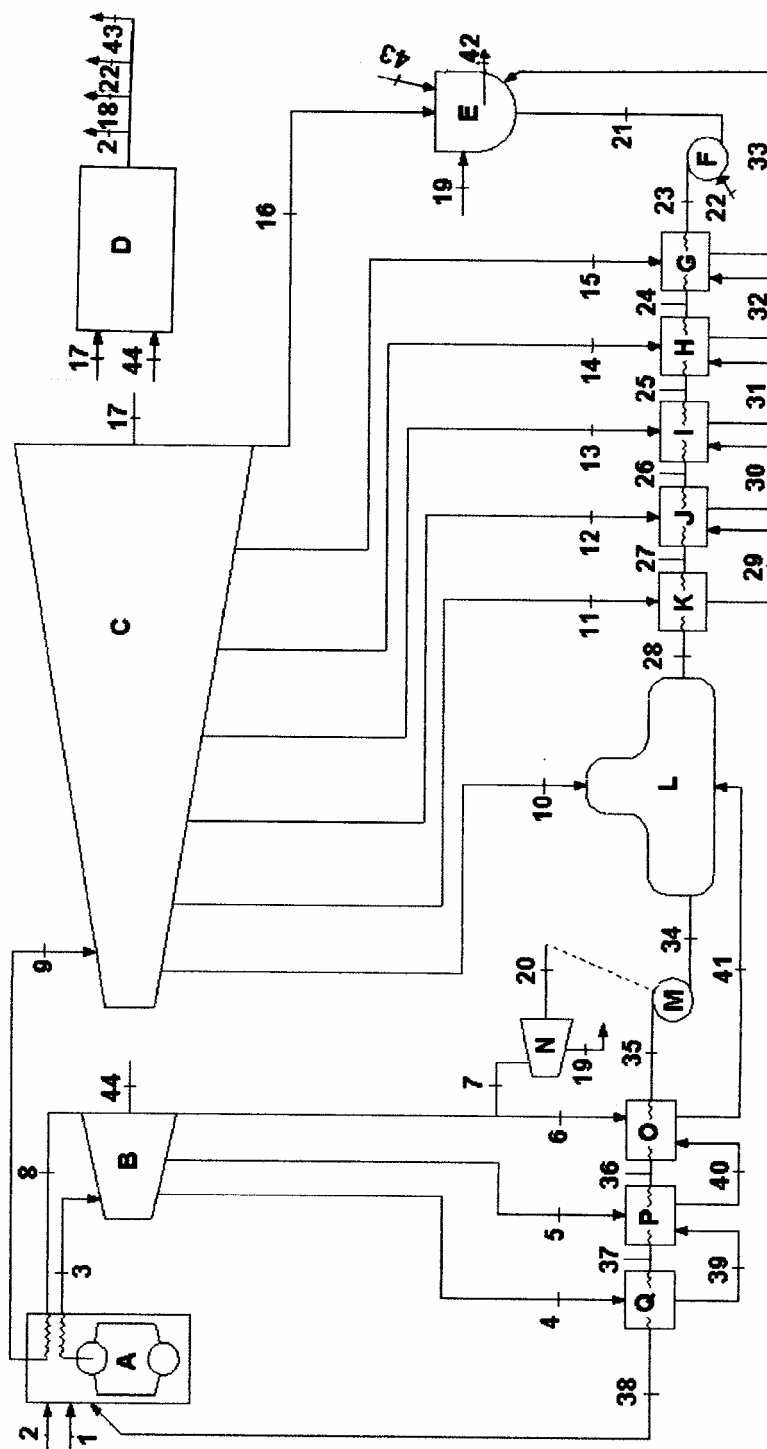


Figura 6.2: Configuração da unidade térmica Drax 6.

## 6.4 Determinação das Propriedades Termodinâmicas

A seguir são apresentados os procedimentos considerados para cálculo dos fluxos constituintes da unidade térmica Drax 6 mostrada na Figura 6.2.

### 6.4.1 Cálculo das Pressões das Linhas de Extrações

Considerou-se a pressão da válvula “stop” antes da entrada na turbina de alta pressão, a pressão do condensador e o número de aquecedores mais um para se encontrar a variação de temperatura,  $\Delta T$ , como segue:

Para pressão de 15,96 MPa  $\rightarrow$  temperatura de saturação  $\rightarrow T_{SAT} = 347,08^\circ \text{C}$

Para pressão de 5,37 kPa  $\rightarrow$  temperatura de saturação  $\rightarrow T_{SAT} = 34,17^\circ \text{C}$

$$\Delta T = \frac{347,08 - 34,7}{10} = 31,29^\circ \text{C}, \text{ e assim foram obtidas as pressões de sangrias para}$$

diferenças iguais de temperaturas:

$$T_{SAT} (9^\circ \text{aq.}) = 315,78^\circ \text{C} \rightarrow P_4 = 10,67 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (8^\circ \text{aq.}) = 284,49^\circ \text{C} \rightarrow P_5 = 6,86 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (7^\circ \text{aq.}) = 253,20^\circ \text{C} \rightarrow P_6 = 4,19 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (6^\circ \text{aq.}) = 221,91^\circ \text{C} \rightarrow P_{10} = 2,41 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (5^\circ \text{aq.}) = 190,62^\circ \text{C} \rightarrow P_{11} = 1,27 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (4^\circ \text{aq.}) = 159,33^\circ \text{C} \rightarrow P_{12} = 0,61 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (3^\circ \text{aq.}) = 128,04^\circ \text{C} \rightarrow P_{13} = 0,25 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (2^\circ \text{aq.}) = 96,75^\circ \text{C} \rightarrow P_{14} = 0,09 \text{ MPa}$$

$$T_{SAT} (1^\circ \text{aq.}) = 65,46^\circ \text{C} \rightarrow P_{15} = 0,02 \text{ MPa}$$

### 6.4.2 Cálculo das Temperaturas e Pressões na Linha de Água de Alimentação da Caldeira

Considerou-se aqui a temperatura da água de alimentação na saída do 9º aquecedor, a temperatura da água de alimentação na saída da bomba de condensado e o número de aquecedores para cálculo do  $\Delta T$  de temperatura que será igual entre os aquecedores de superfície, como segue:

$$\Delta T = \frac{254 - 34,8}{9} = 24,36^\circ \text{C}, \text{ e assim obteve-se as temperaturas:}$$

$$T_{23} = 34,8^\circ\text{C}; T_{24} = 59,16^\circ\text{C}; T_{25} = 83,52^\circ\text{C}; T_{26} = 107,88^\circ\text{C}; T_{27} = 132,24^\circ\text{C},$$

$$T_{28} = 156,6^\circ\text{C}; T_{34} = 180,96^\circ\text{C}; T_{36} = 205,32^\circ\text{C}; T_{37} = 229,68^\circ\text{C}; T_{38} = 254^\circ\text{C}.$$

A variação de pressão entre os aquecedores de superfície na linha de baixa pressão calculou-se a partir do  $\Delta P$  de pressão, entre a pressão na saída do 5º aquecedor, a pressão na saída da bomba de condensado e o número de aquecedores da linha. Aqui considerou-se:  $P_{10} = P_{28} = P_{34} = P_{41}$ .

$$\Delta P = \frac{3,78 - 2,41}{5} = 0,27 \text{ MPa e assim obtiveram-se as pressões:}$$

$$P_{23} = 3,78 \text{ MPa}; P_{24} = 3,50 \text{ MPa}; P_{25} = 3,23 \text{ MPa}; P_{26} = 2,95 \text{ MPa}; P_{27} = 2,68 \text{ MPa},$$

$$P_{28} = 2,41 \text{ MPa}.$$

A variação de pressão entre os aquecedores de superfície na linha de alta pressão calculou-se a partir do  $\Delta P$  de pressão, entre a pressão na saída do 1º aquecedor, a pressão na saída da bomba de alta e o número de aquecedores da linha, como segue:

$$\Delta P = \frac{22,0 - 19,4}{3} = 0,87 \text{ MPa e assim obtiveram-se as pressões:}$$

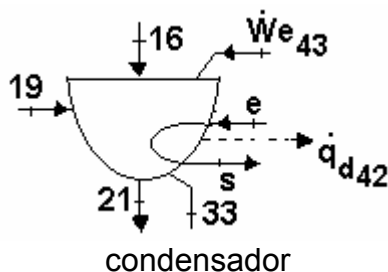
$$P_{35} = 22,0 \text{ MPa}; P_{36} = 21,13 \text{ MPa}; P_{37} = 20,26 \text{ MPa}; P_{38} = 19,4 \text{ MPa}.$$

Os fluxos referentes aos pontos 29, 30, 31, 32, 33, 39, 40 e 41 foram tomados como líquidos saturados nas pressões de extrações dos aquecedores onde estes fluxos entram.

As demais propriedades foram determinadas através do software do Moran e Shapiro (1996) e do software “Wasp”, com rendimento da turbina de alta pressão de 85% e do conjunto, turbina intermediária e de baixa pressão estimado em 90 %, devido ao projeto especial das pás do rotor. No caso da turbina de contrapressão de acionamento da bomba de alta com potência 17.380 kW, considerou-se que o fluxo expandido seguisse diretamente ao condensador, a pressão do ponto 19 igual a pressão do condensador e o rendimento estimado em 75%, chegando-se assim ao valor da vazão mássica do fluxo 7.

A Tabela 6.2 apresenta as propriedades termodinâmicas dos fluxos constituintes da unidade térmica Drax 6 analisada.

## 6.5 Cálculo da Vazão Mássica de Água de Resfriamento e Calor Dissipado ao Meio Ambiente



$$\dot{q}_c = \dot{m}_{\text{água}} c_p (T_s - T_e) = \dot{m}_{\text{água}} (h_s - h_e)$$

fazendo-se o balanço de energia, obtém-se:

$$\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{33} h_{33} + \dot{m}_e h_e = \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_s h_s$$

como  $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{\text{água}}$

$$\dot{m}_{\text{água}} = (\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{33} h_{33} - \dot{m}_{21} h_{21}) / (h_s - h_e)$$

tomando-se  $c_p = 4,19 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  e substituindo os valores numéricos, obtém-se:

$$\dot{m}_{\text{água}} = 20.041,24 \text{ kg/s}$$

o calor dissipado ao meio ambiente pelo ciclo de potência corresponde a:

$$\dot{q}_d = \dot{q}_c + \dot{W}_{e42}$$

no qual  $\dot{W}_{e42} = 0,00981 \gamma \dot{V} \Delta P \eta_B^{-1}$

Segundo Sass e Bauché (Dubbel, 1965), a variação de pressão,  $\Delta P$ , no condensador deve ficar entre 8 a 20 mca. O valor adotado foi de 15 mca, devido a vazão mássica de água de resfriamento ser elevada, e o rendimento da bomba estimado em 75%, pois possui mais de um estágio. Substituindo os valores numéricos, obtém-se:

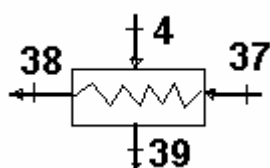
$$\dot{W}_{e42} = 3933,43 \text{ kW, e assim: } \dot{q}_d = 842859,74 \text{ kW}$$

## 6.7 Cálculo dos Fluxos de Extrações de Massas nas Turbinas

As vazões mássicas extraídas das turbinas foram calculadas fazendo-se um balanço de massa e energia nos aquecedores da água de alimentação, considerando-se regime permanente e estado estacionário, como segue:

Aquecedor (9º) representado na figura abaixo, com os respectivos pontos como mostrado na figura 6.2.

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente:



9º aquecedor

$$\dot{m}_{38} = \dot{m}_{37} = \dot{m}_3 \text{ e } \dot{m}_4 = \dot{m}_{39}$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor:

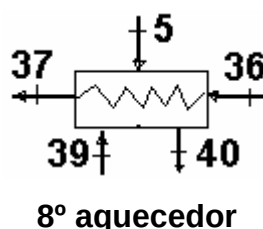
$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{37} h_{37} = \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{39} h_{39}, \text{ e portanto:}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \frac{(h_{38} - h_{37})}{(h_4 - h_{39})}, \text{ substituindo os valores numéricos obtém-se:}$$

$$\dot{m}_4 = 30 \text{ kg/s}$$

Da mesma forma ao aquecedor (8°):

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente:



$$\dot{m}_{36} = \dot{m}_{37} = \dot{m}_3 \text{ e } \dot{m}_{40} = \dot{m}_{39} + \dot{m}_5$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{36} h_{36} + \dot{m}_{39} h_{39} = \dot{m}_{37} h_{37} + \dot{m}_{40} h_{40}, \text{ e portanto:}$$

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_3(h_{37} - h_{36}) - \dot{m}_{39}(h_{39} - h_{40})}{(h_5 - h_{40})}, \text{ substituindo os valores numéricos obtém-se:}$$

$$\dot{m}_5 = 26,41 \text{ kg/s}$$

Os demais valores de fluxo de massa são obtidos de forma semelhante, usando o princípio da conservação da massa e energia em cada aquecedor, que pode ser visto no Apêndice A.

## 6.8 Cálculo das Exergias dos Fluxos

A exergia total de cada ponto da Figura 6.2 é determinada através da expressão:

$$B_j = \dot{m} \times b_j ,$$

em que  $b_j$  corresponde à exergia específica que é determinada a partir da Equação 4.6, admitindo-se as condições de referência:

$T_0 = 25^\circ\text{C}$  e  $P = 0,1 \text{ MPa}$ , que correspondem a  $h_0 = 105,1 \text{ kJ/kg}$  e  $s_0 = 0,3667 \text{ kJ/kgK}$

A exergia total do combustível foi calculada em função da vazão mássica queimada na caldeira e do poder calorífico inferior médio do *blend* de carvão betuminoso pulverizado de valor 27.000 kJ/kg, obtido a partir da Tabela 3.6 e do documento de estudo Indicative BATNEEC (*Best Available Techniques Not Entailing Excessive Cost, 2002*) da AES Drax Power Ltd. e do rendimento térmico da unidade estimado em 40 %, conforme Capítulo 2.

A exergia do ventilador de corrente forçada foi calculada com  $\Delta P = 0,475 \text{ mca}$ , massa específica  $\rho = 0,645 \text{ kg/m}^3$ , vazão de ar de 335,7 m<sup>3</sup>/s e rendimento estimado em 70%. Os valores numéricos da energia total e exergias específicas e totais também se encontram na Tabela 6.2, a seguir.

**Tabela 6.2 Propriedades termodinâmicas dos fluxos da unidade térmica Drax 6**

| Fluxo | Tipo    | m<br>kg/s | T<br>°C | P<br>MPa | h<br>kJ/kg | s<br>kJ/kg/K | b<br>kJ/kg | E<br>kW    | B<br>kW   | x<br>% |
|-------|---------|-----------|---------|----------|------------|--------------|------------|------------|-----------|--------|
| 1     | Comb.   | 72,917    |         |          |            |              |            | 1968759    | 1968759   |        |
| 2     | E.el.   | 216,53    |         |          |            |              |            | 2235,44    | 2235,44   |        |
| 3     | Vapor   | 563       | 565     | 15,96    | 3482       | 6,537        | 1538,15    | 1960366    | 865978,79 |        |
| 4     | Vapor   | 30        | 501,8   | 10,67    | 3368,95    | 6,563        | 1417,35    | 101068,5   | 42520,5   |        |
| 5     | Vapor   | 26,41     | 435,8   | 6,86     | 3252,24    | 6,593        | 1291,7     | 85891,66   | 34113,8   |        |
| 6     | Vapor   | 18,8      | 369,4   | 4,19     | 3133,35    | 6,627        | 1162,68    | 58906,98   | 21858,38  |        |
| 7     | Vapor   | 20,96     | 369,4   | 4,19     | 3133,35    | 6,627        | 1162,68    | 65675      | 24369,8   |        |
| 8     | Vapor   | 466,83    | 371     | 4,34     | 3136       | 6,616        | 1168,61    | 1463978,88 | 545542,21 |        |
| 9     | Vapor   | 466,83    | 565     | 4,13     | 3591       | 7,258        | 1432,29    | 1676386,53 | 668635,94 |        |
| 10    | Vapor   | 13,77     | 480,1   | 2,41     | 3417,3     | 7,283        | 1251,14    | 47056,22   | 17228,2   |        |
| 11    | Vapor   | 19,32     | 389     | 1,27     | 3232,53    | 7,316        | 1056,81    | 62452,48   | 20417,57  |        |
| 12    | Vapor   | 18,38     | 296,3   | 0,61     | 3052,95    | 7,352        | 866,23     | 56113,22   | 15921,31  |        |
| 13    | Vapor   | 17,62     | 200,8   | 0,25     | 2867,6     | 7,397        | 667,47     | 50527,11   | 11760,82  |        |
| 14    | Vapor   | 16,9      | 107,4   | 0,09     | 2691,55    | 7,451        | 475,33     | 45487,2    | 8033,08   |        |
| 15    | Cond.   | 16,3      | 65,47   | 0,025    | 2511,96    | 7,509        | 278,45     | 40944,95   | 4538,73   | 95,5   |
| 16    | Cond.   | 364,54    | 34,17   | 0,0053   | 2320,1     | 7,577        | 66,33      | 845769,25  | 24179,94  | 89,9   |
| 17    | P.eixo  |           |         |          |            |              |            | 528036,14  | 528036,14 |        |
| 18    | P.el.   |           |         |          |            |              |            | 660000     | 660000    |        |
| 19    | Cond.   | 20,96     |         | 0,0053   | 2304,34    | 7,526        | 65,77      | 48298,97   | 1378,54   | 89,3   |
| 20    | P.eixo  |           |         |          |            |              |            | 17380      | 17.380    |        |
| 21    | Cond.   | 474,02    | 34,17   | 0,053    | 143,04     | 0,493        | 0,1536     | 67803,82   | 72,81     |        |
| 22    | P.el.   |           |         |          |            |              |            | 2901       | 2901      |        |
| 23    | Água    | 474,02    | 34,8    | 3,78     | 149,16     | 0,501        | 4,0386     | 70704,82   | 1914,38   |        |
| 24    | Água    | 474,02    | 59,16   | 3,50     | 250,53     | 0,819        | 10,645     | 118756,23  | 5045,94   |        |
| 25    | Água    | 474,02    | 83,52   | 3,23     | 352,06     | 1,1147       | 24,06      | 166883,48  | 11404,92  |        |
| 26    | Água    | 474,02    | 107,88  | 2,95     | 454,16     | 1,3922       | 43,461     | 215280,92  | 20601,38  |        |
| 27    | Água    | 474,02    | 132,24  | 2,68     | 557,2      | 1,6549       | 68,22      | 264123,94  | 32337,64  |        |
| 28    | Água    | 474,02    | 156,6   | 2,41     | 661,53     | 1,9056       | 97,84      | 313578,45  | 46378,12  |        |
| 29    | Água    | 19,32     | 159,33  | 0,607    | 672,31     | 1,9352       | 99,8       | 12989,03   | 1928,14   |        |
| 30    | Água    | 37,7      | 128,04  | 0,25     | 537,75     | 1,6131       | 61,22      | 20273,17   | 2308      |        |
| 31    | Água    | 55,32     | 96,75   | 0,09     | 405,17     | 1,2698       | 30,95      | 22414      | 1712,15   |        |
| 32    | Água    | 72,22     | 65,46   | 0,025    | 273,83     | 0,8991       | 10,07      | 19776      | 727,25    |        |
| 33    | Água    | 88,52     | 34,17   | 0,0053   | 143,04     | 0,4935       | 0,1536     | 12661,9    | 13,6      |        |
| 34    | Água    | 563       | 180,96  | 2,41     | 767,73     | 2,1463       | 132,31     | 432232     | 74490,53  |        |
| 35    | Água    | 563       | 185,5   | 22,0     | 796,7      | 2,178        | 151,83     | 448542,1   | 85480,3   |        |
| 36    | Água    | 563       | 205,32  | 21,13    | 884,45     | 2,3513       | 187,94     | 497945,35  | 105810,22 |        |
| 37    | Água    | 563       | 229,68  | 20,26    | 993,84     | 2,5765       | 230,22     | 559531,92  | 129613,86 |        |
| 38    | Água    | 563       | 254     | 19,4     | 1106,2     | 2,7965       | 277,02     | 622790,6   | 155962,26 |        |
| 39    | Água    | 30        | 284,49  | 6,86     | 1260,1     | 3,1091       | 337,76     | 37803      | 10132,8   |        |
| 40    | Água    | 56,41     | 253,2   | 4,19     | 1101       | 2,8224       | 264,1      | 62107,41   | 14897,9   |        |
| 41    | Água    | 75,21     | 221,91  | 2,41     | 952,01     | 2,5353       | 200,67     | 71600,67   | 15092,4   |        |
| 42    | Resíduo |           |         |          |            |              |            |            | 842859,74 |        |
| 43    | P.el.   |           |         |          |            |              |            | 3933,43    | 3933,43   |        |
| 44    | P.eixo  |           |         |          |            |              |            | 184844,96  | 184844,96 |        |

## 6.9 Aplicação da Metodologia

### 6.9.1 Estrutura Lógica da Unidade Termelétrica

A determinação da estrutura lógica da unidade térmica que se constitui da matriz de incidência (A), representada pela Tabela 6.4, é obtida a partir da definição F-P-R na Tabela 6.3. Nesta definição não se considerou o fluxo de resíduo (cinzas) no coletor da caldeira e nem os fluxos de perdas na chaminé e gerador, já que não prejudicam o resultado da análise. O consumo de exergia necessário para a eliminação do resíduo no condensador (calor dissipado ao meio ambiente), fluxo 42, foi considerado como insumo entrando no condensador, fluxo 43, que corresponde a energia elétrica utilizada pelo conjunto moto-bomba da torre de resfriamento para circulação da água pelo condensador, a irreversibilidade interna como a própria exergia do insumo, F, no condensador.

| <b>Tabela 6.3 Definição F (insumo), P (produto) e R (resíduo) para a unidade térmica Drax 6</b> |                        |                         |          |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------------------------|----------|
| <b>Equipamento</b>                                                                              | <b>F</b>               | <b>P</b>                | <b>R</b> |
| Caldeira                                                                                        | 1+2                    | (3-38)+(9-8)            |          |
| Turbina de alta pressão                                                                         | 3-4-5-6-7-8            | 44                      |          |
| Turbinas Interm.,e de Baixa                                                                     | 9-10-11-12-13-14-15-16 | 17                      |          |
| Gerador                                                                                         | 17+44                  | 2+18+22+43              |          |
| Condensador mais Torre de resfriamento                                                          | 16+19+33+43-21         | Equipamento dissipativo | 42       |
| Bomba de baixa pressão                                                                          | 22                     | 23-21                   |          |
| 1º Aquecedor                                                                                    | 15+32-33               | 24-23                   |          |
| 2º Aquecedor                                                                                    | 14+31-32               | 25-24                   |          |
| 3º Aquecedor                                                                                    | 13+30-31               | 26-25                   |          |
| 4º Aquecedor                                                                                    | 12+29-30               | 27-26                   |          |
| 5º Aquecedor                                                                                    | (11-29)                | 28-27                   |          |
| 6º Aquecedor - Desaerador                                                                       | 10+28+41               | 34                      |          |
| 7º Aquecedor                                                                                    | 6+40-41                | 36-35                   |          |
| 8º Aquecedor                                                                                    | 5+39-40                | 37-36                   |          |
| 9º Aquecedor                                                                                    | (4-39)                 | 38-37                   |          |
| Bomba de alta pressão                                                                           | 20                     | 35-34                   |          |
| Turbina da bomba de alta                                                                        | (7-19)                 | 20                      |          |



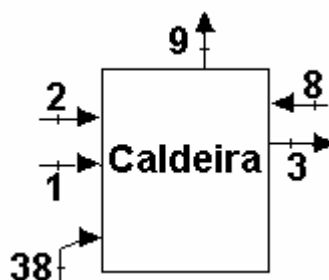
### 6.9.2 Aplicação das Proposições da Teoria do Custo Exergético (TCE)

Para se poder utilizar o sistema linear ( $Ax \mathbf{B}^* = \mathbf{Y}^*$ ) é necessário a transformação da matriz de incidência, que especifica as conexões entre fluxos de entrada e saída e os subsistemas,  $A$  (nxm) em uma matriz de incidência expandida  $A$  (mxm) e isto é levado a cabo obtendo-se (m-n) equações auxiliares através da aplicação das regras de atribuição de custos postuladas pela TCE. A Tabela 6.5 a seguir, apresenta essas equações auxiliares e a respectiva proposição associada, já apresentadas no Capítulo 4.

| Tabela 6.5 Equações auxiliares para a unidade térmica Drax 6 |       |                                                                                             |
|--------------------------------------------------------------|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------|
| Equipamento                                                  | Prop. | Equação                                                                                     |
| Caldeira                                                     | 5     | $B^*_{11} = B_1$                                                                            |
|                                                              | 3a    | $(B^*_{91} - B^*_{81}) / (B_{91} - B_{81}) - (B^*_{31} - B^*_{38}) / (B_{31} - B_{38}) = 0$ |
| Turbina de alta pressão                                      | 2     | $B^*_{31} / B_{31} - B^*_{41} / B_{41} = 0$                                                 |
|                                                              | 2     | $B^*_{31} / B_{31} - B^*_{51} / B_{51} = 0$                                                 |
|                                                              | 2     | $B^*_{31} / B_{31} - B^*_{61} / B_{61} = 0$                                                 |
|                                                              | 2     | $B^*_{31} / B_{31} - B^*_{71} / B_{71} = 0$                                                 |
|                                                              | 2     | $B^*_{31} / B_{31} - B^*_{81} / B_{81} = 0$                                                 |
| Turbinas ( interm. e de baixa)                               | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{101} / B_{101} = 0$                                               |
|                                                              | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{111} / B_{111} = 0$                                               |
|                                                              | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{121} / B_{121} = 0$                                               |
|                                                              | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{131} / B_{131} = 0$                                               |
|                                                              | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{141} / B_{141} = 0$                                               |
|                                                              | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{151} / B_{151} = 0$                                               |
|                                                              | 2     | $B^*_{91} / B_{91} - B^*_{161} / B_{161} = 0$                                               |
| Gerador                                                      | 3a    | $B^*_{21} - B_{21} - B^*_{181} / B_{181} = 0$                                               |
|                                                              | 3a    | $B^*_{181} - B_{181} - B^*_{221} / B_{221} = 0$                                             |
|                                                              | 3a    | $B^*_{221} - B_{221} - B^*_{431} / B_{431} = 0$                                             |
| Condensador mais bomba de resfriamento                       | 2     | $(B^*_{161} + B^*_{191}) / (B_{161} + B_{191}) - B^*_{211} / B_{211} = 0$                   |
| 1º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{151} / B_{151} - B^*_{331} / B_{331} = 0$                                             |
| 2º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{141} / B_{141} - B^*_{321} / B_{321} = 0$                                             |
| 3º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{131} / B_{131} - B^*_{311} / B_{311} = 0$                                             |
| 4º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{121} / B_{121} - B^*_{301} / B_{301} = 0$                                             |
| 5º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{111} / B_{111} - B^*_{291} / B_{291} = 0$                                             |
| Turbina ac. da bomba                                         | 2     | $B^*_{71} / B_{71} - B^*_{191} / B_{191} = 0$                                               |
| 7º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{61} / B_{61} - B^*_{411} / B_{411} = 0$                                               |
| 8º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{51} / B_{51} - B^*_{401} / B_{401} = 0$                                               |
| 9º aquecedor                                                 | 2     | $B^*_{41} / B_{41} - B^*_{391} / B_{391} = 0$                                               |

De posse destas equações pode-se montar a matriz de incidência expandida (ou total) **A** que, juntamente com o vetor de valoração externa **Y\***, que representa a quantidade de exergia necessária para produzir cada um dos subsistemas, mostrados nas Tabelas 6.6 e 6.7, respectivamente, torna possível a análise exergética.

No caso da caldeira, tomada como exemplo:



Aplicando-se a proposição 1, obtêm-se:

$$B_1^* + B_2^* + B_8^* + B_{38}^* - B_3^* - B_9^* = 0 \quad (a)$$

Aplicando-se a proposição 3a, obtêm-se:

$$\frac{B_3^* - B_{38}^*}{B_3 - B_{38}} = \frac{B_9^* - B_8^*}{B_9 - B_8}; \quad \text{portanto:} \quad \frac{B_3 - B_{38}}{B_9 - B_8} = \frac{B_3^* - B_{38}^*}{B_9^* - B_8^*}; \quad \text{chamando } x_3 = \frac{B_3 - B_{38}}{B_9 - B_8}$$

e

arranjando a proposição 3a como uma equação, obtêm-se:

$$(B_3^* - B_{38}^*) - x_3(B_9^* - B_8^*) = 0 \quad \text{ou} \quad \text{sendo } x_3 = 5,768 \rightarrow \text{então:}$$

$$(B_3^* - B_{38}^*) - 5,768(B_9^* - B_8^*) = 0 \quad (b)$$

Da proposição 1 geram-se mais dezesseis equações que totalizam dezessete equações, correspondente aos dezessete subsistemas que constituem a unidade, e que caracterizam a matriz de incidência **A** (17x44), representada na Tabela 6.4.

Das outras equações indicadas na Tabela 6.5 geram-se mais vinte e cinco equações, do tipo (b), totalizando vinte e seis equações auxiliares. Em seguida mostram-se os vinte e seis valores,  $x_i$ , indicados na matriz de incidência expandida **A** (44x44), apresentada na forma da Tabela 6.6.

$$-x_1 = -\frac{B_{22}}{B_{43}} = -0,139; \quad -x_2 = -\frac{B_2}{B_{18}} = -0,0034; \quad -x_3 = -\frac{B_3 - B_{38}}{B_9 - B_8} = -5,768;$$

$$-x_4 = -\frac{B_3}{B_4} = -20,366; \quad -x_5 = -\frac{B_3}{B_5} = -25,385; \quad -x_6 = -\frac{B_3}{B_6} = -39,618;$$

$$-x_7 = -\frac{B_3}{B_7} = -35,535; \quad -x_8 = -\frac{B_3}{B_8} = -1,587; \quad -x_9 = -\frac{B_4}{B_{39}} = -4,196;$$

$$-x_{10} = -\frac{B_5}{B_{40}} = -2,290; \quad -x_{11} = -\frac{B_6}{B_{41}} = -1,448; \quad -x_{12} = -\frac{B_7}{B_{19}} = -17,678;$$

$$-x_{13} = -\frac{B_9}{B_{10}} = -38,810; \quad -x_{14} = -\frac{B_9}{B_{11}} = -32,748; \quad -x_{15} = -\frac{B_9}{B_{12}} = -41,996;$$

$$-x_{16} = -\frac{B_9}{B_{13}} = -56,853; \quad -x_{17} = -\frac{B_9}{B_{14}} = -83,235; \quad -x_{18} = -\frac{B_9}{B_{15}} = -147,318;$$

$$-x_{19} = -\frac{B_9}{B_{16}} = -27,652; \quad -x_{20} = -\frac{B_{11}}{B_{29}} = -10,590; \quad -x_{21} = -\frac{B_{12}}{B_{30}} = -6,898;$$

$$-x_{22} = -\frac{B_{13}}{B_{31}} = -6,869; \quad -x_{23} = -\frac{B_{14}}{B_{32}} = -11,046; \quad -x_{24} = -\frac{B_{15}}{B_{33}} = -333,730;$$

$$-x_{25} = -\frac{B_{16} + B_{19}}{B_{21}} = -351,030; \quad -x_{26} = -\frac{B_{18}}{B_{22}} = -227,508.$$

### 6.9.3 Análise Exergética

Através do sistema matricial ( $\mathbf{B}^* = \mathbf{A}^{-1} \times \mathbf{Y}^*$ ) é possível determinar, utilizando-se o programa MATHEMATICA, os custos exergéticos ( $\mathbf{B}^*$ ) dos fluxos constituintes da unidade térmica Drax 6 e o custo exergético unitário ( $\mathbf{K}^*$ ), conforme apresentação na Tabela 6.8.

Da definição F-P-R da Tabela 6.3, feita segundo a funcionalidade do equipamento (Gallar e Valero, 1988; Frangopoulos, 1990), pode-se determinar as matrizes  $\mathbf{A}_F$  (Tabela 6.9) e a matriz  $\mathbf{A}_P$  (Tabela 6.10) e daí a exergia do insumo (F) e do produto (P), e o custo exergético do insumo ( $\mathbf{F}^* = \mathbf{A}_F \times \mathbf{B}^*$ ) e do produto ( $\mathbf{P}^* = \mathbf{A}_P \times \mathbf{B}^*$ ) de cada equipamento da unidade térmica, conforme Tabela 6.11.



**Tabela 6.8 Custos exergeticos e custos exergeticos unitários da unidade térmica Drax 6**

| Fluxo | B ( kW )  | B* ( kW ) | $K_i^* = B^*/B$ |
|-------|-----------|-----------|-----------------|
| 1     | 1968759   | 1968759   | 1,0             |
| 2     | 2235,44   | 6278,37   | 2,81            |
| 3     | 865978,79 | 2194580   | 2,53            |
| 4     | 42520,5   | 107757    | 2,53            |
| 5     | 34113,80  | 86451,8   | 2,53            |
| 6     | 21858,38  | 55393,5   | 2,53            |
| 7     | 24369,80  | 61758,2   | 2,53            |
| 8     | 545542,21 | 1382850   | 2,53            |
| 9     | 668635,94 | 1674670   | 2,50            |
| 10    | 17228,20  | 43150,4   | 2,50            |
| 11    | 20417,57  | 51138     | 2,50            |
| 12    | 15921,31  | 39876,8   | 2,50            |
| 13    | 11760,82  | 29456,1   | 2,50            |
| 14    | 8033,08   | 20119,7   | 2,50            |
| 15    | 4538,73   | 11367,7   | 2,50            |
| 16    | 24179,94  | 60562,2   | 2,50            |
| 17    | 528036,14 | 1419000   | 2,69            |
| 18    | 660000    | 1846580   | 2,80            |
| 19    | 1378,54   | 3493,51   | 2,53            |
| 20    | 17380     | 58264,7   | 3,35            |
| 21    | 72,81     | 302,25    | 4,15            |
| 22    | 2901      | 8116,55   | 2,80            |
| 23    | 1914,38   | 8418,79   | 4,40            |
| 24    | 5045,94   | 21573,9   | 4,27            |
| 25    | 11404,92  | 44160,5   | 3,87            |
| 26    | 20601,38  | 75109,2   | 3,64            |
| 27    | 32337,64  | 114034    | 3,53            |
| 28    | 46378,12  | 160343    | 3,46            |
| 29    | 1928,14   | 4828,89   | 2,50            |
| 30    | 2308      | 5780,92   | 2,50            |
| 31    | 1712,15   | 4288,26   | 2,50            |
| 32    | 727,25    | 1821,45   | 2,50            |
| 33    | 13,60     | 34,03     | 2,50            |
| 34    | 74490,53  | 241749    | 3,24            |
| 35    | 85480,30  | 300013    | 3,51            |
| 36    | 105810,22 | 354903    | 3,35            |
| 37    | 129613,86 | 429284    | 3,31            |
| 38    | 155962,26 | 511360    | 3,28            |
| 39    | 10132,80  | 25680,9   | 2,53            |
| 40    | 14897,90  | 37751,9   | 2,53            |
| 41    | 15092,40  | 38255,1   | 2,53            |
| 42    | 842859,74 | 122180    | 0,14            |
| 43    | 3933,43   | 58392,4   | 14,84           |
| 44    | 184844,96 | 500371    | 2,71            |

**Tabela 6.9** Matriz dos Insumos  $A_F$  da unidade térmica Drax 6

[illegible]

**Tabela 6.10 Matriz dos produtos  $A_p$  da unidade térmica Drax 6**

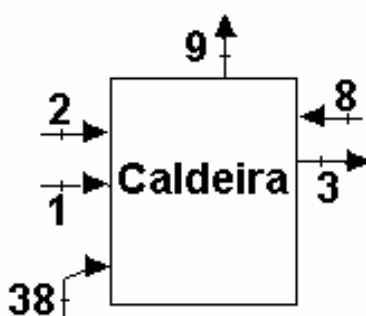
[illegible]

**Tabela 6.11 Exergias e custos exergéticos dos insumos e produtos dos equipamentos da unidade térmica Drax 6**

| Equipamento | F ( kW )  | F* ( kW ) | P ( kW ) | P* ( kW ) |
|-------------|-----------|-----------|----------|-----------|
| A           | 1970994,4 | 1975040   | 833110   | 1975040   |
| B           | 197574    | 500369    | 184845   | 500371    |
| C           | 566556    | 1419000   | 528036   | 1419000   |
| D           | 712881    | 1919370   | 669070   | 1919370   |
| E           | 29432,7   | 122180    | 0        | 0         |
| F           | 2901      | 8116,55   | 1841,57  | 8116,54   |
| G           | 5252,38   | 13155,1   | 3131,56  | 13155,1   |
| H           | 9017,98   | 22586,5   | 6358,98  | 22586,6   |
| I           | 12356,7   | 30948,8   | 9196,46  | 30948,7   |
| J           | 15541,5   | 38924,8   | 11736,3  | 38924,8   |
| K           | 18489,4   | 46309,1   | 14040,5  | 46309     |
| L           | 78698,7   | 241749    | 74490,5  | 241749    |
| M           | 17380     | 58264,7   | 10989,8  | 58264     |
| N           | 22991,3   | 58264,7   | 17380    | 58264,7   |
| O           | 21663,9   | 54890,3   | 20329,9  | 54890     |
| P           | 29348,7   | 74380,8   | 23803,6  | 74381     |
| Q           | 32387,7   | 82076,1   | 26348,4  | 82076     |

### 6.9.3.1 Cálculo dos Rendimentos e Irreversibilidades dos Equipamentos

Pode-se calcular os rendimentos energéticos, exergéticos e irreversibilidades a partir das equações apresentadas no Capítulo 4. Tomando a caldeira e turbina de alta pressão como exemplos, o cálculo é feito a partir de um esquema mostrando os fluxos de entrada e saída do equipamento e da definição F-P.



a-) Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{P_e}{F_e} = \frac{(E_3 - E_{38}) + (E_9 - E_8)}{E_1 + E_2}, \text{ substituindo os valores, obtém-se:}$$

$$\eta_e = 0,7864$$

b-) Rendimento exergético:

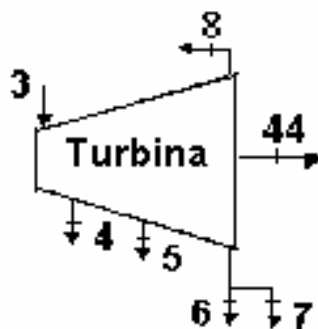
$$\eta_b = \frac{P}{F} = \frac{(B_3 - B_{38}) + (B_9 - B_8)}{B_1 + B_2}, \text{ substituindo os valores, obtém-se:}$$

$$\eta_b = 0,4226$$

c-) Irreversibilidade:

$I = F - P$ , substituindo os valores, obtém-se:

$$I = 1.137.884,18 \text{ kW.}$$



a-) Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{P_e}{F_e} = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4)(h_4 - h_5) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_5 - h_8)}{\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8}, \text{ substituindo os valores,}$$

obtém-se:

$$\eta_e = 1,00$$

b-) Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{P}{F} = \frac{B_{44}}{(B_3 - B_4 - B_5 - B_6 - B_7 - B_8)}, \text{ substituindo os valores, obtém-se:}$$

$$\eta_b = 0,9356$$

c-) Irreversibilidade:

$I = F - P$ , substituindo os valores, obtém-se:

$$I = 12.729,00 \text{ kW}.$$

Procede-se da mesma forma para obterem-se os rendimentos energéticos, exergéticos e irreversibilidades dos outros equipamentos, conforme Apêndice B. A Tabela 6.13 mostra esses valores assim como os valores de custos exergéticos unitários e frações da irreversibilidade total para cada equipamento da unidade térmica Drax 6.

Na Tabela 6.14 são apresentados os parâmetros exergéticos, dados pelas porcentagens de irreversibilidades geradas em cada equipamento em relação ao total de insumo introduzido no sistema global ( $\delta_i = I_i / F_T$ ), custos exergéticos unitários dos insumos ( $K^*_{Fi} = F^*_i / F_i$ ), custos exergéticos unitários dos produtos ( $K^*_{Pi} = P^*_i / P_i$ ) e os fatores exergéticos ( $r_i = F_i / F_T$ ).

**Tabela 6.13 Rendimentos, custos exergeticos unitários , irreversibilidades e fração de irreversibilidade percentual dos equipamentos da unidade térmica Drax 6**

| Equipamento                                   | $\eta_e$ (%) | $\eta_b$ (%) | K     | I (kW)     | $\Psi_i$ (%) |
|-----------------------------------------------|--------------|--------------|-------|------------|--------------|
| Caldeira ( A )                                | 78,64        | 42,26        | 2,453 | 1137884,18 | 86,94        |
| Turbina de alta pressão ( B )                 | 100          | 93,56        | 1,069 | 12729,00   | 0,97         |
| Turbinas ( interm. e de baixa pressão ) ( C ) | 100          | 93,20        | 1,073 | 38520,00   | 2,94         |
| Gerador ( D )                                 | 93,85        | 93,85        | 1,065 | 43811,00   | 3,35         |
| Condensador mais Torre de resfriamento ( E )  | -----        | -----        | ----- | 29432,70   | 2,25         |
| Bomba de baixa pressão ( F )                  | 100          | 63,48        | 1,575 | 1059,43    | 0,08         |
| 1º aquecedor ( G )                            | 100          | 59,62        | 1,677 | 2120,82    | 0,16         |
| 2º aquecedor ( H )                            | 100          | 70,51        | 1,418 | 2659       | 0,20         |
| 3º aquecedor ( I )                            | 100          | 74,42        | 1,344 | 3160,21    | 0,24         |
| 4º aquecedor ( J )                            | 100          | 75,51        | 1,324 | 3805,20    | 0,29         |
| 5º aquecedor ( K )                            | 100          | 75,94        | 1,317 | 4448,90    | 0,34         |
| 6º aquecedor ( desaerador ) ( L )             | 100          | 94,65        | 1,056 | 4208,20    | 0,32         |
| Bomba de alta pressão ( M )                   | 93,84        | 63,23        | 1,581 | 6390,20    | 0,49         |
| Turbina de ac. da bomba de alta ( N )         | 100          | 75,60        | 1,323 | 5611,30    | 0,43         |
| 7º aquecedor ( O )                            | 100          | 93,84        | 1,066 | 1334       | 0,10         |
| 8º aquecedor ( P )                            | 100          | 81,11        | 1,233 | 5545,10    | 0,42         |
| 9º aquecedor ( Q )                            | 100          | 81,35        | 1,230 | 6039,30    | 0,46         |
| -----                                         | -----        | -----        | Total | 1308760,49 | -----        |

**Tabela 6.14 Parâmetros exergeticos dos equipamentos da unidade térmica Drax 6**

| Equipamento                                   | $\delta_i$ (%) | $K^*_{Fi}$ | $K^*_{Pi}$ | $r_i$ (%) |
|-----------------------------------------------|----------------|------------|------------|-----------|
| Caldeira ( A )                                | 57,730         | 1,002      | 2,371      | 100,0     |
| Turbina de alta pressão ( B )                 | 0,646          | 2,532      | 2,707      | 10,024    |
| Turbinas ( interm. e de baixa pressão ) ( C ) | 1,954          | 2,505      | 2,687      | 28,745    |
| Gerador ( D )                                 | 2,222          | 2,692      | 2,869      | 36,168    |
| Condensador mais Torre de resfriamento ( E )  | 1,493          | 4,151      | 0          | 1,493     |
| Bomba de baixa pressão ( F )                  | 0,054          | 2,798      | 4,407      | 0,147     |
| 1º aquecedor ( G )                            | 0,108          | 2,505      | 4,201      | 0,266     |
| 2º aquecedor ( H )                            | 0,135          | 2,505      | 3,552      | 0,457     |
| 3º aquecedor ( I )                            | 0,160          | 2,505      | 3,365      | 0,627     |
| 4º aquecedor ( J )                            | 0,193          | 2,505      | 3,317      | 0,788     |
| 5º aquecedor ( K )                            | 0,226          | 2,505      | 3,298      | 0,938     |
| 6º aquecedor ( desaerador ) ( L )             | 0,213          | 3,072      | 3,245      | 3,993     |
| Bomba de alta pressão ( M )                   | 0,324          | 3,352      | 5,302      | 0,882     |
| Turbina de ac. da bomba de alta ( N )         | 0,285          | 2,534      | 3,352      | 1,166     |
| 7º aquecedor ( O )                            | 0,068          | 2,534      | 2,700      | 1,099     |
| 8º aquecedor ( P )                            | 0,281          | 2,534      | 3,125      | 1,489     |
| 9º aquecedor ( Q )                            | 0,306          | 2,534      | 3,115      | 1,643     |

### 6.9.4 Análise Exergoeconômica

A partir da matriz de incidência expandida (A), pode-se construir outro sistema linear ( $Ax \Pi = Z$ ), no qual as incógnitas são os custos exergoeconômicos ( $\Pi$ ) dos fluxos da unidade térmica e (Z) o vetor que contém as valorações externas. Para a realização da análise, tendo em vista a falta de informações reais a respeito dos custos dos equipamentos, foi considerado  $-Z = 0$ , para quatro condições financeiras e três preços para o combustível carvão mineral. Tendo por base o custo de capital de sistemas com turbinas a vapor de extração/condensação, o BIG – STIG e tecnologia de combustão pulverizada variando entre US\$1.300/kW e US\$1.500/kW instalado segundo FAO (2003) e ANEEL (2003), foram calculados os custos de capital, adotando-se valores médios para o investimento de US\$1.570/kW instalado, levando-se em consideração o sistema de dessulfurização, calcário/gesso, baseado em US\$165,00/kW, apresentado por Lora (2000), o transporte e processo de preparação do carvão betuminoso pulverizado; e a operação e manutenção (O&M), estimado em 2,16% do custo total de instalação conforme Carvalho (1996; 1997).

#### 6.9.4.1 Cálculo dos Custos de Instalação da Unidade Térmica Drax 6

Os custos de capital foram calculados a partir do valor de retorno de investimento, aplicadas as taxas de 10%, 25 anos; 15%, 20 anos; 20%, 15 anos e finalmente 10% num prazo de amortização de 10 anos, conforme Velázquez (2000) e Souza Jr. (2001). O custo de capital ( $C_C$ ) é calculado por:

$$C_C = (\text{investimento} \times \text{FRC}) / 8760 \text{ h/a} \times \text{FC}$$

sendo que o fator de capacidade (FC) é de 85% e o fator de recuperação de capital (FRC) é calculado por:

$$\text{FRC} = i \frac{(1+i)^n}{(1+i)^n - 1};$$

sendo "i" a taxa de desconto para "n" anos e portanto para a unidade térmica auto-suficiente, tem-se:

$$\text{Investimento} \rightarrow 1.570 \text{ US\$/kW} \times 669069,87 \text{ kW} = 1.050.439.696 \text{ (US\$)}$$

portanto:

$$\text{FRC}_1 = 0,11017; \text{ FRC}_2 = 0,15976; \text{ FRC}_3 = 0,21388; \text{ FRC}_4 = 0,16274$$

- e  $C_{C1} = 15.542,16$  (US\$/h);  $C_{C2} = 22.538,04$  (US\$/h);  $C_{C3} = 30.172,98$  (US\$/h);  
 $C_{C4} = 22.958,44$  (US\$/h).

Dividindo-se os custos de capital (  $C_C$  ) por 3600 s, obtém-se:

$$C_{C1} = 4,32 \text{ (US\$/s)}; C_{C2} = 6,26 \text{ (US\$/s)}; C_{C3} = 8,38 \text{ (US\$/s)};$$

$$C_{C4} = 6,38 \text{ (US\$/s)},$$

Que correspondem ao custo de investimento a ser amortizado em Dólares por segundo de operação da unidade térmica.

#### 6.9.4.2 Cálculo dos Custos do Combustível ( $C_{comb}$ ) e O&M ( $C_{O\&M}$ )

Para o combustível, carvão mineral, foram utilizados três valores a partir da análise das Tabelas do Capítulo 3, a saber:

- (A) o valor médio de US\$ 25,90/t extraído da Tabela 3.21 (BEN, 2003), que corresponde ao valor médio corrente do ano de 2002 no Brasil,
- (B) o valor de US\$ 25,67/t, referente a OECD, extraído da Tabela 3.20 que corresponde aos maiores exportadores de carvão do mundo, e que também exportam carvão metalúrgico para o Brasil (USA, Polônia, Austrália, Canadá),
- (C) o valor de US\$ 37,51/t obtido a partir da média aritmética dos valores referentes a OECD Europa e do Reino Unido, também extraídos da Tabela 3.20 e que representa uma média dos preços praticados no Reino Unido e países circunvizinhos.

Para o carvão nacional admitiu-se um poder calorífico médio de 16.744 kJ/kg (CE 3300 e CE 4500), e assim, necessitou-se de uma vazão mássica maior para obter-se a mesma quantidade de energia liberada pela mistura (*blend*) de carvão pulverizado queimado na caldeira da unidade Drax 6. Para os outros dois valores, não se faz necessária a alteração das vazões mássicas pois os carvões são de boa qualidade e

apresentam valores elevados de PCI, como pode ser verificado nas Tabelas 3.4 e 3.5 do Capítulo 3.

Dessa forma:

$$C_{\text{comb(A)}} = 0,02590 \text{ US\$/Kg} \times 117,579 \text{ Kg/s} = 3,045 \text{ (US\$/s)}$$

$$C_{\text{comb(B)}} = 0,02567 \text{ US\$/Kg} \times 72,917 \text{ Kg/s} = 1,872 \text{ (US\$/s)}$$

$$C_{\text{comb(C)}} = 0,03751 \text{ US\$/Kg} \times 72,917 \text{ Kg/s} = 2,735 \text{ (US\$/s)}, \text{ e}$$

$$C_{\text{O\&M}} = ( 1.050.439.696,00 \times 0,0216 ) / 8760 \text{ h/a} \times 3600\text{s} = 0,721 \text{ (US\$/s)}.$$

#### 6.9.4.3 Cálculo dos Custos de Geração ( $C_g$ )

Os custos de geração em US\$/s foram calculados através da expressão:

$$C_g = C_C + C_{\text{comb}} + C_{\text{O\&M}}$$

Desta maneira, pode obter-se a Tabela 6.15, a seguir:

| <b>Tabela 6.15 Custos de geração para os três preços médios do combustível</b> |                                              |              |              |
|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|--------------|--------------|
| <b>Custo de geração<br/>(US\$/S)</b>                                           | <b>Preço médio do combustível ( US\$/t )</b> |              |              |
|                                                                                | <b>25,90</b>                                 | <b>25,67</b> | <b>37,51</b> |
| $C_{g1}$                                                                       | 8,086                                        | 6,913        | 7,776        |
| $C_{g2}$                                                                       | 10,026                                       | 8,853        | 9,716        |
| $C_{g3}$                                                                       | 12,146                                       | 10,973       | 11,836       |
| $C_{g4}$                                                                       | 10,146                                       | 8,973        | 9,836        |

Apesar dos valores de US\$ 25,90/t e US\$ 25,67/t serem tecnicamente iguais eles representam respectivamente o preço médio anual do carvão nacional de baixo *Rank* e baixo *grade* e o preço médio anual no mesmo período, 2002, para o carvão internacional de boa qualidade, dos maiores exportadores de carvão pertencentes a OECD. Os preços são bem próximos mas os poderes caloríficos são bem diferentes, assim como a geração de cinzas. Com estes custos de geração, Tabela 6.15, é possível a montagem dos vetores ( $Z$ ) de valoração econômica externa e obterem-se através do software MATHEMATICA os custos exergoeconômicos ( $\Pi = A^{-1} \times Z$ ) em US\$/s, Tabelas 6.16, 6.17 e 6.18, assim como os respectivos custos

exergoeconômicos unitários ( $c_i = \Pi_i / B_i$ ) em US\$/GJ apresentados nas Tabelas 6.19, 6.20 e 6.21.

Pode-se determinar então os custos exergoeconômicos finais, em US\$/MWh, para a geração de eletricidade de 660MW, referente ao ponto 18 da Figura 6.2, conforme Tabela 6.22, na seqüência. Para uma taxa de conversão do dólar para o Real de R\$ 2,87 de 24/09/2004, obtém-se a Tabela 6.23.

De acordo com a nota de esclarecimento de 06/02/2001, sobre a Resolução ANEEL nº 22/2001, o Valor Normativo para a fonte Termelétrica a Carvão Nacional, com Preço Máximo com Repasse, foi fixado em US\$ 40,04/MWh (Tabela 3 - referência janeiro/2001).

Para a mesma taxa de conversão do dólar para o Real de R\$ 2,87 de 24/09/04, tem-se o Valor Normativo reposicionado para 2004 em R\$114,91/MWh, sem levar em conta os outros encargos tributários.

**Tabela 6.16 Custos exergoeconômicos,  $\Pi$ , em US\$/s referentes ao preço médio de US\$ 25,90/t de combustível**

| Fluxo | $\Pi_1$     | $\Pi_2$     | $\Pi_3$     | $\Pi_4$    |
|-------|-------------|-------------|-------------|------------|
| 1     | 8,086       | 10,026      | 12,146      | 10,146     |
| 2     | 0,0257862   | 0,0319729   | 0,0387336   | 0,0323556  |
| 3     | 9,01347     | 11,176      | 13,5392     | 11,3098    |
| 4     | 0,442575    | 0,548757    | 0,664792    | 0,555325   |
| 5     | 0,355071    | 0,44026     | 0,533353    | 0,445529   |
| 6     | 0,22751     | 0,282094    | 0,341743    | 0,28547    |
| 7     | 0,253651    | 0,314507    | 0,381009    | 0,318271   |
| 8     | 5,67957     | 7,04221     | 8,53129     | 7,1265     |
| 9     | 6,87812     | 8,52832     | 10,3316     | 8,63039    |
| 10    | 0,177225    | 0,219745    | 0,266211    | 0,222376   |
| 11    | 0,210032    | 0,260423    | 0,315489    | 0,26354    |
| 12    | 0,16378     | 0,203075    | 0,246015    | 0,205505   |
| 13    | 0,120981    | 0,150007    | 0,181725    | 0,151802   |
| 14    | 0,0826349   | 0,102461    | 0,124126    | 0,103687   |
| 15    | 0,0466889   | 0,0578906   | 0,0701315   | 0,0585834  |
| 16    | 0,248738    | 0,308416    | 0,373631    | 0,312107   |
| 17    | 5,82804     | 7,2263      | 8,75431     | 7,312279   |
| 18    | 7,58419     | 9,40379     | 11,3922     | 9,51635    |
| 19    | 0,0143484   | 0,0177908   | 0,0215527   | 0,0180038  |
| 20    | 0,239302    | 0,296716    | 0,359456    | 0,300267   |
| 21    | 0,00124137  | 0,0015392   | 0,00186467  | 0,00155762 |
| 22    | 0,0333359   | 0,0413339   | 0,050074    | 0,0418286  |
| 23    | 0,0345773   | 0,0428731   | 0,0519386   | 0,0433862  |
| 24    | 0,0886074   | 0,109866    | 0,133097    | 0,111181   |
| 25    | 0,181374    | 0,224889    | 0,272442    | 0,227581   |
| 26    | 0,308485    | 0,382497    | 0,463376    | 0,387075   |
| 27    | 0,468355    | 0,580724    | 0,703518    | 0,587674   |
| 28    | 0,658554    | 0,816555    | 0,989216    | 0,826328   |
| 29    | 0,019833    | 0,0245914   | 0,0297912   | 0,0248857  |
| 30    | 0,0237432   | 0,0294396   | 0,0356647   | 0,029792   |
| 31    | 0,0176126   | 0,0218382   | 0,0264559   | 0,0220996  |
| 32    | 0,00748098  | 0,00927582  | 0,0112372   | 0,00938685 |
| 33    | 0,000139787 | 0,000173325 | 0,000209975 | 0,0001754  |
| 34    | 0,992899    | 1,23112     | 1,49144     | 1,24585    |
| 35    | 1,2322      | 1,52783     | 1,85089     | 1,54612    |
| 36    | 1,45764     | 1,80736     | 2,18953     | 1,829      |
| 37    | 1,76314     | 2,18615     | 2,64841     | 2,21232    |
| 38    | 2,10024     | 2,60413     | 3,15477     | 2,6353     |
| 39    | 0,105475    | 0,130781    | 0,158435    | 0,132346   |
| 40    | 0,155053    | 0,192253    | 0,232905    | 0,194554   |
| 41    | 0,15712     | 0,194816    | 0,23601     | 0,197148   |
| 42    | 0,501812    | 0,622207    | 0,753773    | 0,629654   |
| 43    | 0,239827    | 0,297366    | 0,360244    | 0,300925   |
| 44    | 2,0551      | 2,54816     | 3,08697     | 2,57866    |

**Tabela 6.17 Custos exergoeconômicos,  $\Pi$ , em US\$/s referentes ao preço médio de US\$ 25,67/t de combustível**

| Fluxo | $\Pi_1$     | $\Pi_2$     | $\Pi_3$     | $\Pi_4$     |
|-------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 1     | 6,913       | 8,853       | 10,973      | 8,973       |
| 2     | 0,0220455   | 0,0282322   | 0,0349929   | 0,0286149   |
| 3     | 7,70593     | 9,86845     | 12,2316     | 10,0022     |
| 4     | 0,378372    | 0,484555    | 0,60059     | 0,491123    |
| 5     | 0,303562    | 0,388751    | 0,481844    | 0,394021    |
| 6     | 0,194506    | 0,24909     | 0,308739    | 0,252466    |
| 7     | 0,216855    | 0,277711    | 0,344213    | 0,281475    |
| 8     | 4,85566     | 6,2183      | 7,70738     | 6,30259     |
| 9     | 5,88034     | 7,53054     | 9,33386     | 7,63262     |
| 10    | 0,151516    | 0,194036    | 0,240501    | 0,196666    |
| 11    | 0,179563    | 0,229954    | 0,285021    | 0,233071    |
| 12    | 0,140021    | 0,179316    | 0,222256    | 0,181746    |
| 13    | 0,103431    | 0,132456    | 0,164175    | 0,134252    |
| 14    | 0,0706474   | 0,0904733   | 0,112139    | 0,0916996   |
| 15    | 0,039916    | 0,0511176   | 0,0633586   | 0,0518105   |
| 16    | 0,212655    | 0,272333    | 0,337547    | 0,276024    |
| 17    | 4,98259     | 6,38086     | 7,90886     | 6,46735     |
| 18    | 6,48398     | 8,30359     | 10,292      | 8,41614     |
| 19    | 0,0122669   | 0,0157094   | 0,0194713   | 0,0159223   |
| 20    | 0,204588    | 0,262001    | 0,324742    | 0,265553    |
| 21    | 0,00106129  | 0,00135912  | 0,00168459  | 0,00137754  |
| 22    | 0,0285      | 0,036498    | 0,0452381   | 0,0369927   |
| 23    | 0,0295613   | 0,0378571   | 0,0469227   | 0,0383703   |
| 24    | 0,0757535   | 0,0970123   | 0,120243    | 0,0983272   |
| 25    | 0,155063    | 0,198578    | 0,246131    | 0,20127     |
| 26    | 0,263735    | 0,337747    | 0,418626    | 0,342325    |
| 27    | 0,400413    | 0,512781    | 0,635575    | 0,519732    |
| 28    | 0,56302     | 0,721021    | 0,893682    | 0,730795    |
| 29    | 0,0169559   | 0,0217143   | 0,0269141   | 0,0220086   |
| 30    | 0,0202988   | 0,0259953   | 0,0322203   | 0,0263477   |
| 31    | 0,0150576   | 0,0192832   | 0,0239009   | 0,0195446   |
| 32    | 0,00639575  | 0,00819059  | 0,010152    | 0,00830161  |
| 33    | 0,000119509 | 0,000153047 | 0,000189696 | 0,000155121 |
| 34    | 0,848864    | 1,08708     | 1,3474      | 1,10182     |
| 35    | 1,05345     | 1,34908     | 1,67214     | 1,36737     |
| 36    | 1,24619     | 1,59591     | 1,97808     | 1,61754     |
| 37    | 1,50737     | 1,93038     | 2,39264     | 1,95655     |
| 38    | 1,79556     | 2,29945     | 2,8501      | 2,33062     |
| 39    | 0,0901745   | 0,11548     | 0,143134    | 0,117046    |
| 40    | 0,13256     | 0,16976     | 0,210412    | 0,172061    |
| 41    | 0,134327    | 0,172023    | 0,213217    | 0,174355    |
| 42    | 0,429016    | 0,549412    | 0,680977    | 0,556859    |
| 43    | 0,205036    | 0,262576    | 0,325454    | 0,266135    |
| 44    | 1,75698     | 2,25004     | 2,78885     | 2,28054     |

**Tabela 6.18 Custos exergoeconômicos,  $\Pi$ , em US\$/s referentes ao preço médio de US\$37,51/t de combustível**

| Fluxo | $\Pi_1$     | $\Pi_2$     | $\Pi_3$     | $\Pi_4$    |
|-------|-------------|-------------|-------------|------------|
| 1     | 7,776       | 9,716       | 11,836      | 9,836      |
| 2     | 0,0247976   | 0,0309843   | 0,037745    | 0,031367   |
| 3     | 8,66792     | 10,8304     | 13,1936     | 10,9642    |
| 4     | 0,425607    | 0,53179     | 0,647825    | 0,538358   |
| 5     | 0,341458    | 0,426647    | 0,51974     | 0,431916   |
| 6     | 0,218787    | 0,273372    | 0,33302     | 0,276748   |
| 7     | 0,243926    | 0,304782    | 0,371285    | 0,308546   |
| 8     | 5,46182     | 6,82447     | 8,31355     | 6,90876    |
| 9     | 6,61442     | 8,26463     | 10,0679     | 8,3667     |
| 10    | 0,170431    | 0,212951    | 0,259416    | 0,215581   |
| 11    | 0,201979    | 0,25237     | 0,307437    | 0,255487   |
| 12    | 0,157501    | 0,196796    | 0,239736    | 0,199226   |
| 13    | 0,116343    | 0,145368    | 0,177087    | 0,147164   |
| 14    | 0,0794669   | 0,0992927   | 0,120958    | 0,100519   |
| 15    | 0,044899    | 0,0561006   | 0,0683416   | 0,0567935  |
| 16    | 0,239202    | 0,29888     | 0,364095    | 0,302571   |
| 17    | 5,6046      | 7,00287     | 8,53087     | 7,08936    |
| 18    | 7,29343     | 9,11303     | 11,1015     | 9,22558    |
| 19    | 0,0137983   | 0,0172408   | 0,0210026   | 0,0174537  |
| 20    | 0,230128    | 0,287541    | 0,350282    | 0,291093   |
| 21    | 0,00119378  | 0,00149161  | 0,00181708  | 0,00151003 |
| 22    | 0,0320579   | 0,0400559   | 0,0487959   | 0,0405506  |
| 23    | 0,0332517   | 0,0415475   | 0,050613    | 0,0420606  |
| 24    | 0,0852104   | 0,106469    | 0,1297      | 0,107784   |
| 25    | 0,17442     | 0,217936    | 0,265489    | 0,220627   |
| 26    | 0,296659    | 0,370671    | 0,45155     | 0,375249   |
| 27    | 0,4504      | 0,562768    | 0,685562    | 0,569718   |
| 28    | 0,633306    | 0,791307    | 0,963968    | 0,801081   |
| 29    | 0,0190727   | 0,023831    | 0,0290309   | 0,0241253  |
| 30    | 0,0228329   | 0,0285294   | 0,0347544   | 0,028817   |
| 31    | 0,0169373   | 0,021163    | 0,0257807   | 0,0214243  |
| 32    | 0,00719418  | 0,00898902  | 0,0109504   | 0,00910004 |
| 33    | 0,000134428 | 0,000167966 | 0,000204615 | 0,00017004 |
| 34    | 0,954834    | 1,19305     | 1,45337     | 1,20779    |
| 35    | 1,18496     | 1,48059     | 1,80365     | 1,49888    |
| 36    | 1,40176     | 1,75148     | 2,13365     | 1,77311    |
| 37    | 1,69554     | 2,11856     | 2,58082     | 2,14472    |
| 38    | 2,01972     | 2,52361     | 3,07425     | 2,55478    |
| 39    | 0,101432    | 0,126737    | 0,154391    | 0,128303   |
| 40    | 0,149108    | 0,186309    | 0,226961    | 0,18861    |
| 41    | 0,151096    | 0,188793    | 0,229986    | 0,191124   |
| 42    | 0,482574    | 0,602969    | 0,734535    | 0,610416   |
| 43    | 0,230632    | 0,288172    | 0,35105     | 0,291731   |
| 44    | 1,97631     | 2,46937     | 3,00818     | 2,49987    |

**Tabela 6.19 Custos exergoeconômicos unitários, c, em US\$/GJ referentes ao preço médio de US\$ 25,90/t de combustível**

| Fluxo | C <sub>1</sub> | C <sub>2</sub> | C <sub>3</sub> | C <sub>4</sub> |
|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 1     | 4,107          | 5,093          | 6,169          | 5,154          |
| 2     | 11,535         | 14,303         | 17,327         | 14,474         |
| 3     | 10,408         | 12,906         | 15,635         | 13,060         |
| 4     | 10,408         | 12,906         | 15,635         | 13,060         |
| 5     | 10,408         | 12,906         | 15,635         | 13,060         |
| 6     | 10,408         | 12,906         | 15,635         | 13,060         |
| 7     | 10,408         | 12,906         | 15,635         | 13,060         |
| 8     | 10,411         | 12,909         | 15,638         | 13,063         |
| 9     | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 10    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 11    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 12    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 13    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 14    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 15    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 16    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 17    | 11,037         | 13,685         | 16,579         | 13,848         |
| 18    | 11,491         | 14,248         | 17,261         | 14,419         |
| 19    | 10,408         | 12,906         | 15,634         | 13,060         |
| 20    | 13,769         | 17,072         | 20,682         | 17,277         |
| 21    | 17,049         | 21,140         | 25,610         | 21,393         |
| 22    | 11,491         | 14,248         | 17,261         | 14,419         |
| 23    | 18,062         | 22,395         | 27,131         | 22,663         |
| 24    | 17,560         | 21,773         | 26,377         | 22,034         |
| 25    | 15,903         | 19,719         | 23,888         | 19,955         |
| 26    | 14,974         | 18,567         | 22,492         | 18,789         |
| 27    | 14,483         | 17,958         | 21,755         | 18,173         |
| 28    | 14,200         | 17,606         | 21,329         | 17,817         |
| 29    | 10,286         | 12,754         | 15,451         | 12,907         |
| 30    | 10,287         | 12,755         | 15,453         | 12,908         |
| 31    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,908         |
| 32    | 10,287         | 12,755         | 15,452         | 12,907         |
| 33    | 10,278         | 12,744         | 15,439         | 12,897         |
| 34    | 13,329         | 16,527         | 20,022         | 16,725         |
| 35    | 14,415         | 17,873         | 21,653         | 18,087         |
| 36    | 13,776         | 17,081         | 20,693         | 17,286         |
| 37    | 13,603         | 16,867         | 20,433         | 17,069         |
| 38    | 13,466         | 16,697         | 20,228         | 16,897         |
| 39    | 10,409         | 12,907         | 15,636         | 13,061         |
| 40    | 10,408         | 12,905         | 15,633         | 13,059         |
| 41    | 10,411         | 12,908         | 15,638         | 13,063         |
| 42    | 0,595          | 0,738          | 0,894          | 0,747          |
| 43    | 60,971         | 75,600         | 91,585         | 76,504         |
| 44    | 11,118         | 13,785         | 16,700         | 13,950         |

**Tabela 6.20 Custos exergoeconômicos unitários, c, em US\$/GJ referentes ao preço médio de US\$ 25,67/t de combustível**

| Fluxo | C <sub>1</sub> | C <sub>2</sub> | C <sub>3</sub> | C <sub>4</sub> |
|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 1     | 3,511          | 4,497          | 5,574          | 4,558          |
| 2     | 9,862          | 12,629         | 15,654         | 12,801         |
| 3     | 8,899          | 11,396         | 14,125         | 11,550         |
| 4     | 8,899          | 11,396         | 14,125         | 11,550         |
| 5     | 8,899          | 11,396         | 14,125         | 11,550         |
| 6     | 8,899          | 11,396         | 14,125         | 11,550         |
| 7     | 8,899          | 11,396         | 14,125         | 11,550         |
| 8     | 8,901          | 11,398         | 14,128         | 11,553         |
| 9     | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 10    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 11    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 12    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 13    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 14    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 15    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 16    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 17    | 9,436          | 12,084         | 14,978         | 12,248         |
| 18    | 9,824          | 12,581         | 15,594         | 12,752         |
| 19    | 8,898          | 11,396         | 14,125         | 11,550         |
| 20    | 11,771         | 15,075         | 18,685         | 15,279         |
| 21    | 14,576         | 18,667         | 23,137         | 18,920         |
| 22    | 9,824          | 12,581         | 15,594         | 12,752         |
| 23    | 15,442         | 19,775         | 24,511         | 20,043         |
| 24    | 15,013         | 19,226         | 23,830         | 19,486         |
| 25    | 13,596         | 17,412         | 21,581         | 17,648         |
| 26    | 12,802         | 16,394         | 20,320         | 16,617         |
| 27    | 12,382         | 15,857         | 19,654         | 16,617         |
| 28    | 12,140         | 15,547         | 19,269         | 15,757         |
| 29    | 8,794          | 11,262         | 13,959         | 11,414         |
| 30    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,416         |
| 31    | 8,795          | 11,263         | 13,960         | 11,415         |
| 32    | 8,794          | 11,262         | 13,959         | 11,415         |
| 33    | 8,787          | 11,253         | 13,948         | 11,406         |
| 34    | 11,396         | 14,594         | 18,088         | 14,791         |
| 35    | 12,324         | 15,782         | 19,562         | 15,996         |
| 36    | 11,778         | 15,083         | 18,695         | 15,287         |
| 37    | 11,630         | 14,893         | 18,460         | 15,095         |
| 38    | 11,513         | 14,744         | 18,274         | 14,943         |
| 39    | 8,899          | 11,397         | 14,126         | 11,551         |
| 40    | 8,898          | 11,395         | 14,124         | 11,549         |
| 41    | 8,900          | 11,398         | 14,127         | 11,553         |
| 42    | 0,509          | 0,652          | 0,808          | 0,661          |
| 43    | 52,127         | 66,755         | 82,741         | 67,660         |
| 44    | 9,505          | 12,173         | 15,088         | 12,338         |

**Tabela 6.21 Custos exergoeconômicos unitários, c, em US\$/GJ referentes ao preço médio de US\$ 37,51/t de combustível**

| Fluxo | C <sub>1</sub> | C <sub>2</sub> | C <sub>3</sub> | C <sub>4</sub> |
|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 1     | 3,950          | 4,935          | 6,012          | 4,996          |
| 2     | 11,093         | 13,860         | 16,885         | 14,032         |
| 3     | 10,009         | 12,507         | 15,235         | 12,661         |
| 4     | 10,009         | 12,507         | 15,235         | 12,661         |
| 5     | 10,009         | 12,507         | 15,235         | 12,661         |
| 6     | 10,009         | 12,507         | 15,235         | 12,661         |
| 7     | 10,009         | 12,507         | 15,235         | 12,661         |
| 8     | 10,012         | 12,510         | 15,239         | 12,664         |
| 9     | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 10    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 11    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 12    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 13    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 14    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 15    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 16    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 17    | 10,614         | 13,262         | 16,156         | 13,426         |
| 18    | 11,051         | 13,808         | 16,820         | 13,978         |
| 19    | 10,009         | 12,507         | 15,235         | 12,661         |
| 20    | 13,241         | 16,544         | 20,154         | 16,749         |
| 21    | 16,396         | 20,486         | 24,956         | 20,739         |
| 22    | 11,051         | 13,808         | 16,820         | 13,978         |
| 23    | 17,369         | 21,703         | 26,438         | 21,971         |
| 24    | 16,887         | 21,100         | 25,704         | 21,361         |
| 25    | 15,293         | 19,109         | 23,278         | 19,345         |
| 26    | 14,400         | 17,993         | 21,918         | 18,215         |
| 27    | 13,928         | 17,403         | 21,200         | 17,618         |
| 28    | 13,655         | 17,062         | 20,785         | 17,273         |
| 29    | 9,892          | 12,360         | 15,056         | 12,512         |
| 30    | 9,893          | 12,361         | 15,058         | 12,486         |
| 31    | 9,892          | 12,360         | 15,058         | 12,513         |
| 32    | 9,892          | 12,360         | 15,057         | 12,513         |
| 33    | 9,884          | 12,350         | 15,045         | 12,503         |
| 34    | 12,818         | 16,016         | 19,511         | 16,214         |
| 35    | 13,862         | 17,321         | 21,100         | 17,535         |
| 36    | 13,248         | 16,553         | 20,165         | 16,757         |
| 37    | 13,081         | 16,345         | 19,912         | 16,547         |
| 38    | 12,950         | 16,181         | 19,711         | 16,381         |
| 39    | 10,010         | 12,508         | 15,237         | 12,662         |
| 40    | 10,009         | 12,506         | 15,234         | 12,660         |
| 41    | 10,011         | 12,509         | 15,239         | 12,664         |
| 42    | 0,573          | 0,715          | 0,871          | 0,724          |
| 43    | 58,634         | 73,262         | 89,248         | 74,167         |
| 44    | 10,692         | 13,359         | 16,274         | 13,524         |

**Tabela 6.22 Custos exergoeconômicos finais da unidade térmica Drax 6 em US\$/MWh para uma geração de eletricidade de 660 MW**

| Taxa de retorno de investimento | Preços do combustível ( carvão mineral ) |              |              |
|---------------------------------|------------------------------------------|--------------|--------------|
|                                 | US\$ 25,90/t                             | US\$ 25,67/t | US\$ 37,51/t |
| 10% e 10 anos                   | 51,91                                    | 45,91        | 50,32        |
| 10% e 25 anos                   | 41,37                                    | 35,37        | 39,78        |
| 15% e 20 anos                   | 51,29                                    | 45,29        | 49,71        |
| 20% e 15 anos                   | 62,14                                    | 56,14        | 60,55        |

**Tabela 6.23 Custos exergoeconômicos finais da unidade térmica Drax 6 em R\$/MWh para uma geração de eletricidade de 660 MW**

| Taxa de retorno de investimento | Preços do combustível ( carvão mineral ) |               |               |
|---------------------------------|------------------------------------------|---------------|---------------|
|                                 | US\$ 25,90/t                             | US\$ 25,67/t  | US\$ 37,51/t  |
| 10% e 10 anos                   | 148,98                                   | 131,75        | 144,42        |
| 10% e 25 anos                   | <b>118,73</b>                            | <b>101,50</b> | <b>114,18</b> |
| 15% e 20 anos                   | 147,21                                   | 129,99        | 142,66        |
| 20% e 15 anos                   | 178,34                                   | 161,12        | 173,78        |

Nota: taxa de conversão do dólar para o Real de R\$ 2,87 de 24/09/2004

Se for considerada a unidade térmica Drax 6 com custos de investimento já amortizados, os custos exergoeconômicos finais referentes ao ponto 18, serão para os preços do combustível de US\$ 25,90/t, US\$ 25,67/t e US\$ 37,51/t , respectivamente:

US\$ 19,27/MWh; US\$ 13,27/MWh e US\$ 17,68/MWh.

## 6.10 Tarifas Elétricas

Para que seja possível um comparativo entre os custos exergoeconômicos finais da energia produzida na unidade inglesa Drax 6 (Tabela 6.22) e em outros países e no Brasil apresentam-se, a seguir, as Tabelas 6.24, e 6.25 desenvolvidas pela International Energy Agency - IEA mostrando as tarifas médias internacionais de diversos países pertencentes a Organização para Cooperação Econômica e Desenvolvimento – OECD (Organization for Economic Co-operation and Development), em US\$/MWh corrente para as classes – residencial e industrial. Nas Tabelas 6.26 e 6.27, são apresentadas as tarifas médias, residencial e industrial de países que não pertencem a “OECD”.

**Tabela 6.24 Tarifa média internacional classe residencial US\$/MWh corrente de países pertencentes a OECD**

|                  | 1989 | 1990 | 1991 | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 | 1996 | 1997 | 1998 | 1999 | 2000 |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Austrália        | 70   | 72   | 75   | 74   | 71   | 78   | 79   | 83   | 80   | n.a. | n.a. | n.a. |
| Áustria          | 135  | 156  | 154  | 171  | 163  | 166  | 192  | 194  | 169  | 168  | 134  | 121  |
| Bélgica          | 141  | 170  | 163  | 174  | 167  | 176  | 203  | 191  | 168  | 165  | n.a. | n.a. |
| Canadá           | 50   | 54   | 63   | 64   | 63   | 60   | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. |
| República Tcheca | 9    | 8    | 16   | 29   | 29   | 32   | 37   | 38   | 37   | 50   | 51   | 54   |
| Dinamarca        | 145  | 165  | 173  | 187  | 180  | 180  | 209  | 215  | 195  | 213  | 207  | 197  |
| Finlândia        | 85   | 103  | 101  | 94   | 80   | 88   | 109  | 111  | 100  | 98   | 91   | 78   |
| França           | 122  | 150  | 141  | 153  | 146  | 150  | 167  | 164  | 134  | 129  | n.a. | n.a. |
| Alemanha         | 141  | 164  | 159  | 172  | 169  | 178  | 203  | 180  | 159  | 159  | 152  | n.a. |
| Grécia           | 89   | 118  | 112  | 122  | 102  | 99   | 114  | 114  | 103  | 99   | 90   | n.a. |
| Hungria          | 25   | 39   | 48   | 47   | 43   | 40   | 58   | 60   | 68   | 70   | 73   | 65   |
| Irlanda          | 114  | 131  | 132  | 140  | 121  | 123  | 132  | 135  | 131  | 123  | 117  | 101  |
| Itália           | 125  | 157  | 173  | 182  | 146  | 164  | 169  | 178  | 159  | 159  | 147  | 135  |
| Japão            | 187  | 177  | 191  | 203  | 230  | 250  | 269  | 230  | 207  | 187  | 213  | n.a. |
| Coréia           | 101  | 96   | 99   | 103  | 101  | 106  | 113  | 111  | 101  | 68   | 80   | n.a. |
| Luxemburgo       | 102  | 124  | 119  | 123  | 115  | 120  | 146  | 142  | 124  | 123  | 118  | n.a. |
| México           | 38   | 46   | 60   | 68   | 71   | 69   | 45   | 48   | 54   | 55   | 59   | n.a. |
| Holanda          | 99   | 118  | 114  | 119  | 113  | 115  | 135  | 148  | 130  | 128  | 132  | 131  |
| N. Zelândia      | 53   | 54   | 54   | 54   | 56   | 65   | 76   | 83   | 85   | 71   | 72   | 62   |
| Noruega          | 62   | 73   | 73   | 75   | 68   | 67   | 78   | 81   | 78   | 67   | 64   | 57   |
| Polônia          | 6    | 10   | 29   | 41   | 46   | 49   | 62   | 65   | 62   | 67   | 64   | 65   |
| Portugal         | 121  | 147  | 163  | 184  | 164  | 163  | 181  | 176  | 156  | 154  | 141  | 121  |
| Espanha          | 157  | 190  | 198  | 211  | 177  | 176  | 195  | 190  | 163  | 154  | 143  | n.a. |
| Suécia           | 65   | 88   | 97   | 105  | 82   | 85   | 94   | 110  | 101  | n.a. | n.a. | n.a. |
| Suíça            | 93   | 111  | 112  | 120  | 119  | 131  | 165  | 159  | 136  | 135  | 131  | 111  |
| Turquia          | 39   | 51   | 66   | 91   | 98   | 76   | 76   | 87   | 80   | 79   | 84   | 86   |
| Reino Unido      | 101  | 119  | 130  | 135  | 116  | 122  | 127  | 125  | 125  | 121  | 117  | 107  |
| Estados Unidos   | 76   | 79   | 81   | 83   | 83   | 84   | 84   | 84   | 84   | 83   | 82   | 82   |
| OECD Europa      | 109  | 131  | 133  | 143  | 130  | 135  | 150  | 147  | 131  | 131  | n.a. | n.a. |
| OECD             | 95   | 103  | 107  | 113  | 111  | 116  | 127  | 121  | 114  | 110  | n.a. | n.a. |

Fonte: Eletrobras ( em 28 de março de 2003 )

| <b>Tabela 6.25 Tarifa média internacional classe industrial US\$/MWh corrente de países pertencentes a OECD</b> |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                                                                                                 | 1989 | 1990 | 1991 | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 | 1996 | 1997 | 1998 | 1999 | 2000 |
| Austrália                                                                                                       | 44   | 46   | 47   | 46   | 42   | 45   | 46   | 63   | 56   | n.a  | n.a  | n.a  |
| Áustria                                                                                                         | 56   | 65   | 67   | 70   | 71   | 72   | 81   | 81   | 81   | 78   | n.a  | n.a  |
| Bélgica                                                                                                         | 52   | 64   | 61   | 64   | 60   | 59   | 68   | 65   | 55   | 52   | n.a  | n.a  |
| Canadá                                                                                                          | 34   | 36   | 39   | 40   | 39   | 38   | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  |
| República Tcheca                                                                                                | 8    | n.a  | 42   | 52   | 52   | 56   | 61   | 59   | 52   | 52   | 48   | 43   |
| Dinamarca                                                                                                       | 57   | 62   | 65   | 67   | 70   | 63   | 69   | 73   | 64   | 68   | 66   | 43   |
| Finlândia                                                                                                       | 53   | 63   | 60   | 55   | 46   | 50   | 60   | 62   | 52   | 50   | 46   | 39   |
| França                                                                                                          | 46   | 56   | 54   | 57   | 55   | 53   | 60   | 57   | 49   | 47   | n.a  | n.a  |
| Alemanha                                                                                                        | 79   | 91   | 88   | 93   | 89   | 89   | 100  | 86   | 72   | 67   | 57   | n.a  |
| Grécia                                                                                                          | 53   | 65   | 65   | 70   | 59   | 55   | 62   | 59   | 54   | 50   | 49   | n.a  |
| Hungria                                                                                                         | 49   | n.a  | 63   | 60   | 53   | 46   | 45   | 48   | 54   | 56   | 55   | 49   |
| Irlanda                                                                                                         | 58   | 68   | 66   | 70   | 60   | 61   | 66   | 66   | 63   | 59   | 57   | 49   |
| Itália                                                                                                          | 75   | 98   | 105  | 113  | 91   | 91   | 93   | 101  | 94   | 95   | 86   | 89   |
| Japão                                                                                                           | 130  | 126  | 132  | 142  | 163  | 172  | 185  | 157  | 146  | 128  | 143  | n.a  |
| Coréia                                                                                                          | 78   | n.a  | 69   | 68   | 67   | 69   | 74   | 74   | 70   | 48   | 56   | 70   |
| Luxemburgo                                                                                                      | 60   | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  |
| México                                                                                                          | 44   | 40   | 48   | 50   | 49   | 42   | 27   | 33   | 41   | 38   | 42   | n.a  |
| Holanda                                                                                                         | 42   | 49   | 53   | 51   | 64   | 65   | 75   | 71   | 63   | 62   | 61   | 57   |
| N. Zelândia                                                                                                     | 35   | 32   | 33   | 31   | 33   | 36   | 38   | 44   | 40   | 35   | 30   | 23   |
| Noruega                                                                                                         | 30   | 35   | 36   | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  | n.a  |
| Polônia                                                                                                         | 16   | n.a  | 32   | 35   | 33   | 35   | 40   | 40   | 36   | 37   | 37   | 37   |
| Portugal                                                                                                        | 93   | 116  | 128  | 133  | 118  | 112  | 118  | 108  | 94   | 90   | 78   | 64   |
| Espanha                                                                                                         | 81   | 97   | 103  | 105  | 85   | 78   | 81   | 80   | 64   | 59   | 56   | n.a  |
| Suécia                                                                                                          | 43   | 50   | 53   | 55   | 35   | 36   | 39   | 45   | 34   | n.a  | n.a  | n.a  |
| Suíça                                                                                                           | 75   | 89   | 90   | 97   | 96   | 106  | 125  | 120  | 102  | 101  | 96   | 83   |
| Turquia                                                                                                         | 69   | 82   | 83   | 92   | 95   | 77   | 76   | 85   | 77   | 75   | 79   | 82   |
| Reino Unido                                                                                                     | 61   | 68   | 73   | 76   | 68   | 67   | 68   | 65   | 65   | 65   | 64   | 51   |
| Estados Unidos                                                                                                  | 47   | 48   | 49   | 49   | 49   | 47   | 47   | 46   | 44   | 40   | 39   | 40   |
| OECD Europa                                                                                                     | 59   | 75   | 74   | 80   | 72   | 71   | 77   | 74   | 65   | 65   | n.a  | n.a  |
| OECD                                                                                                            | 63   | 71   | 70   | 73   | 72   | 73   | 79   | 74   | 68   | 63   | n.a  | n.a  |

Fonte: Eletrobrás ( em 28 de março de 2003 )

**Tabela 6.26 Tarifa média internacional classe residencial US\$/MWh corrente de países não pertencentes a OECD**

|               | 1989 | 1990 | 1991 | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 | 1996 | 1997 | 1998 | 1999 |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Brasil        | 96   | 123  | 123  | 120  | 95   | 123  | 100  | 131  | 129  | 128  | n.a. |
| China         | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | 30   | 34   | n.a. | n.a. | n.a. |
| Taiwan        | 93   | 91   | 96   | 95   | 93   | 93   | 96   | 93   | 89   | 77   | 79   |
| Índia         | n.a. | n.a. | n.a. | 30   | 28   | 30   | 31   | 29   | 34   | n.a. | n.a. |
| Indonésia     | 70   | 67   | 65   | 63   | 69   | 68   | 70   | 68   | 56   | 18   | 25   |
| Kazaquistão   | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | 6    | 42   | 32   | 30   | 38   | 47   | 31   |
| Romênia       | n.a. | n.a. | 9    | 11   | 27   | 22   | 21   | 19   | 23   | 36   | n.a. |
| Rússia        | n.a. | 13   | 1    | 1    | 3    | 5    | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. |
| Eslováquia    | 34   | 28   | 19   | 30   | 30   | 29   | 31   | 31   | 29   | 28   | 35   |
| África do Sul | 47   | 56   | 57   | 54   | 39   | 47   | 50   | 45   | n.a. | n.a. | n.a. |
| Tailândia     | 69   | 70   | 71   | 75   | 77   | 79   | 84   | 86   | 74   | n.a. | n.a. |
| Venezuela     | 16   | 18   | 17   | 20   | 25   | 25   | 31   | 17   | n.a. | n.a. | n.a. |

Fonte: Eletrobrás ( em 28 de março de 2003 )

**Tabela 6.27 Tarifa média internacional classe industrial US\$/MWh corrente de países não pertencentes a OECD**

|               | 1989 | 1990 | 1991 | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 | 1996 | 1997 | 1998 | 1999 |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Brasil        | 87   | 93   | 71   | 72   | 59   | 76   | 57   | 54   | 51   | 57   | n.a. |
| China         | n.a. | 25   | 25   | 26   | 34   | 25   | 28   | 32   | n.a. | n.a. | n.a. |
| Taiwan        | 78   | 77   | 84   | 84   | 77   | 76   | 76   | 73   | 69   | 58   | 58   |
| Índia         | n.a. | n.a. | n.a. | 66   | 65   | 70   | 76   | 74   | 80   | n.a. | n.a. |
| Indonésia     | 52   | 49   | 58   | 61   | 65   | 64   | 64   | 62   | 51   | 20   | 27   |
| Kazaquistão   | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | 21   | 23   | 30   | 18   |
| Romênia       | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. | 50   | n.a. |
| Rússia        | n.a. | 20   | 1    | 5    | 17   | 22   | 31   | 44   | n.a. | n.a. | n.a. |
| Eslováquia    | 32   | 29   | 42   | 52   | 47   | 45   | 49   | 49   | 49   | 49   | 41   |
| África do Sul | 25   | 28   | 28   | 29   | 26   | 25   | 29   | 23   | n.a. | n.a. | n.a. |
| Tailândia     | 61   | 62   | 63   | 65   | 66   | 68   | 68   | 74   | 61   | n.a. | n.a. |
| Venezuela     | 15   | 19   | 24   | 41   | 75   | 68   | 61   | 33   | n.a. | n.a. | n.a. |

Fonte: Eletrobrás ( em 28 de março de 2003 )

Nas Tabelas 6.28 e 6.29 são apresentadas as tarifas médias internacionais desenvolvidas pela OLADE/SIEE – Latin American Energy Organization / Sistema de Informação Econômica Energética (Eletrobrás, 2003).

| <b>Tabela 6.28 Tarifa média internacional classe residencial US\$/MWh corrente desenvolvida pela OLADE/SIEE</b> |             |             |             |             |             |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|                                                                                                                 | <b>1995</b> | <b>1996</b> | <b>1997</b> | <b>1998</b> | <b>1999</b> |
| Argentina                                                                                                       | 119         | 111         | 139         | 139         | 141         |
| Barbados                                                                                                        | 150         | 151         | 167         | 158         | 153         |
| Bolívia                                                                                                         | 77          | 71          | 69          | 66          | 63          |
| Brasil                                                                                                          |             |             | 130         | 133         | 81          |
| Chile                                                                                                           | 145         | 133         | 121         | 104         | 90          |
| Colômbia                                                                                                        | 46          | 44          | 40          | 68          | 77          |
| Costa Rica                                                                                                      | 74          | 68          | 59          | 54          | 50          |
| Cuba                                                                                                            | 121         | 126         | 128         | 131         | 133         |
| Rep. Dominicana                                                                                                 | 85          | 84          | 105         | 96          | 92          |
| Equador                                                                                                         | 31          | 25          | 60          | 64          | 49          |
| El Salvador                                                                                                     | 69          | 82          | 82          | 82          | 82          |
| Granada                                                                                                         | 190         | 193         | 193         | 193         | 193         |
| Guatemala                                                                                                       | 68          | 71          | 71          | 68          | 73          |
| Guiana                                                                                                          | 77          | 79          | 78          | 74          | 63          |
| Haiti                                                                                                           | 89          | 102         | 96          | 100         | 98          |
| Honduras                                                                                                        | 60          | 63          | 70          | 69          | 64          |
| Jamaica                                                                                                         | 144         | 139         | 135         | 131         | 128         |
| Nicarágua                                                                                                       | 98          | 107         | 119         | 140         | 139         |
| Panamá                                                                                                          | 121         | 121         | 121         | 120         | 121         |
| Paraguai                                                                                                        | 50          | 64          | 69          | 66          | 57          |
| Peru                                                                                                            | 108         | 146         | 138         | 101         | 95          |
| Suriname                                                                                                        | 171         | 171         | 171         | 171         | 171         |
| Trinidade/Tobago                                                                                                | 29          | 29          | 28          | 28          | 27          |
| Uruguai                                                                                                         | 167         | 154         | 149         | 158         | 151         |
| Venezuela                                                                                                       | n.a.        | n.a.        | 13          | 11          | 10          |

Fonte: Eletrobrás ( em 28 de março de 2003 )

As tarifas médias referentes ao ano de 2004 (ANEEL, em 19 de agosto de 2004) das regiões brasileiras e para o Brasil estão apresentadas na Tabela 6.30, separadas por classes de consumo e com a tarifa média total por regiões e Brasil.

| <b>Tabela 6.29 Tarifa média internacional classe industrial US\$/MWh corrente desenvolvida pela OLADE/SIEE</b> |             |             |             |             |             |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|                                                                                                                | <b>1995</b> | <b>1996</b> | <b>1997</b> | <b>1998</b> | <b>1999</b> |
| Argentina                                                                                                      | 183         | 81          | 79          | 79          | 79          |
| Barbados                                                                                                       | 156         | 157         | 174         | 166         | 161         |
| Bolívia                                                                                                        | 73          | 80          | 77          | 74          | 70          |
| Brasil                                                                                                         | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 58          | 35          |
| Chile                                                                                                          | 84          | 75          | 70          | 59          | 50          |
| Colômbia                                                                                                       | 80          | 88          | 80          | 85          | 81          |
| Costa Rica                                                                                                     | 96          | 95          | 89          | 80          | 76          |
| Cuba                                                                                                           | 73          | 79          | 72          | 67          | 60          |
| Rep. Dominicana                                                                                                | 102         | 101         | 98          | 118         | 113         |
| Equador                                                                                                        | 69          | 55          | 65          | 51          | 37          |
| El Salvador                                                                                                    | 87          | 109         | 110         | 111         | 111         |
| Granada                                                                                                        | 174         | 163         | 163         | 163         | 163         |
| Guatemala                                                                                                      | 102         | 96          | 97          | 91          | 79          |
| Guiana                                                                                                         | 103         | 105         | 104         | 99          | 85          |
| Haiti                                                                                                          | 63          | 98          | 103         | 102         | 105         |
| Honduras                                                                                                       | 103         | 84          | 89          | 90          | 89          |
| Jamaica                                                                                                        | 105         | 106         | 105         | 102         | 102         |
| Nicarágua                                                                                                      | 81          | 101         | 107         | 121         | 117         |
| Panamá                                                                                                         | 114         | 99          | 100         | 99          | 99          |
| Paraguai                                                                                                       | 40          | 52          | 40          | 38          | 33          |
| Peru                                                                                                           | 63          | 56          | 52          | 56          | 55          |
| Suriname                                                                                                       | 131         | 131         | 131         | 131         | 131         |
| Trinidad/Tobago                                                                                                | 25          | 24          | 23          | 23          | 23          |
| Uruguai                                                                                                        | 104         | 84          | 77          | 76          | 70          |
| Venezuela                                                                                                      | n.a.        | n.a.        | n.a.        | 29          | 26          |

Fonte: Eletrobrás (em 28 de março de 2003)

| <b>Tabela 6.30 Tarifa média por classe de consumo - Brasil ano 2004 - R\$/MWh</b> |              |                 |                |            |                     |               |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------|----------------|------------|---------------------|---------------|
| <b>Classe de Consumo</b>                                                          | <b>NORTE</b> | <b>NORDESTE</b> | <b>SUDESTE</b> | <b>SUL</b> | <b>CENTRO OESTE</b> | <b>BRASIL</b> |
| Residencial                                                                       | 241,38       | 213,35          | 278,50         | 268,08     | 248,82              | 262,33        |
| Industrial                                                                        | 75,95        | 95,66           | 134,59         | 140,84     | 149,86              | 123,43        |
| Comercial                                                                         | 215,40       | 216,44          | 231,66         | 224,78     | 232,44              | 227,61        |
| Rural                                                                             | 175,10       | 139,72          | 167,03         | 135,65     | 163,14              | 149,72        |
| Poder Público                                                                     | 238,41       | 233,10          | 231,66         | 236,27     | 246,00              | 234,70        |
| Iluminação Pública                                                                | 145,48       | 134,61          | 150,30         | 136,41     | 136,20              | 143,14        |
| Serviço Público                                                                   | 150,24       | 128,78          | 132,67         | 144,27     | 134,48              | 134,25        |
| Consumo Próprio                                                                   | 230,08       | 247,62          | 116,79         | 129,32     | 263,02              | 141,79        |
| Tarifa Média Total                                                                | 145,41       | 152,54          | 199,11         | 187,87     | 207,51              | 186,01        |

Fonte: ANEEL (em 19 de agosto de 2004)

A Tabela 6.31, e final, apresenta os preços de energia ao consumidor em diversos países fornecida pela Agência Internacional de Energia – AIE (International Energy Agency – IEA), extraído do “Key World Energy Statistics – 2003”. Estes valores praticados se referem ao quarto trimestre de 2002, em dólares americanos, com exceção daqueles em negrito, que são os últimos valores disponíveis na OECD.

| <b>Tabela 6.31 Preços de energia elétrica ao consumidor em diversos países do mundo em US\$/MWh</b> |                       |                        |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|------------------------|
| Países                                                                                              | Consumidor Industrial | Consumidor Residencial |
| Austrália                                                                                           | <b>35.7</b>           | <b>61.9</b>            |
| Áustria                                                                                             | <b>92.1</b>           | 135.7                  |
| Bélgica                                                                                             | <b>47.7</b>           | <b>132.3</b>           |
| Canadá                                                                                              | <b>38.6</b>           | 60.1                   |
| Taiwan                                                                                              | 53.5                  | 74.6                   |
| Republica Tcheca                                                                                    | 55.4                  | 80.7                   |
| Dinamarca                                                                                           | 73.9                  | 221.7                  |
| Finlândia                                                                                           | 46.0                  | 90.8                   |
| França                                                                                              | 36.8                  | 104.5                  |
| Alemanha                                                                                            | <b>79.0</b>           | <b>166.6</b>           |
| Grécia                                                                                              | 49.3                  | 83.2                   |
| Hungria                                                                                             | 64.1                  | 85.7                   |
| Índia                                                                                               | <b>80.1</b>           | <b>38.8</b>            |
| Irlanda                                                                                             | 77.0                  | 111.0                  |
| Itália                                                                                              | <b>93.0</b>           | <b>134.2</b>           |
| Japão                                                                                               | <b>142.6</b>          | <b>214.4</b>           |
| Coréia do Sul                                                                                       | <b>65.6</b>           | <b>85.3</b>            |
| Luxemburgo                                                                                          | 111.7                 | 111.7                  |
| México                                                                                              | <b>58.4</b>           | <b>90.6</b>            |
| Holanda                                                                                             | <b>57.5</b>           | 167.4                  |
| Nova Zelândia                                                                                       | 35.4                  | 70.5                   |
| Noruega                                                                                             | 34.9                  | 86.3                   |
| Polônia                                                                                             | 52.5                  | 90.0                   |
| Portugal                                                                                            | 72.6                  | 134.6                  |
| Eslováquia                                                                                          | 52.6                  | 73.0                   |
| África do Sul                                                                                       | 122.0                 | 31.7                   |
| Espanha                                                                                             | <b>41.1</b>           | <b>108.6</b>           |
| Suécia                                                                                              | <b>34.2</b>           | <b>102.6</b>           |
| Suíça                                                                                               | 77.7                  | 123.5                  |
| Turquia                                                                                             | 93.7                  | 90.9                   |
| Reino Unido                                                                                         | 54.2                  | 110.5                  |
| Estados Unidos                                                                                      | 47.0                  | 83.0                   |
| OECD (valor médio)                                                                                  | 64.9                  | 104.9                  |

Fonte: Key World Energy Statistics (2003).

## 6.11 Alguns Custos Específicos na Geração de Energia Elétrica

Apresentam-se na Tabela 6.32 os Valores Econômicos (VÊs) divulgados pelo Programa de Incentivo a Fontes Alternativas de energia elétrica – Proinfa (CANALENERGIA, 2004).

| <b>Tabela 6.32 Valores econômicos de fontes alternativas de energia elétrica (Proinfa)</b> |                 |               |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|---------------|
| Fonte                                                                                      | R\$/MWh         | US\$/MWh      |
| Pequena central hidrelétrica                                                               | 117,02          | 39,86         |
| Central eólica                                                                             | 180,18 a 204,35 | 61,40 a 69,60 |
| Central com queima de biomassa                                                             | 93,77           | 31,94         |
| Central com queima de bagaço de cana de açúcar                                             | 103,20          | 35,15         |
| Central com queima de casca de arroz                                                       | 101,35          | 34,52         |
| Central com queima de resíduos de madeira                                                  | 169,08          | 57,59         |

Fonte: Canal Energia (2004). Nota: taxa de conversão do dólar para o Real de R\$ 2,936 de 30/03/2004.

Segundo trabalho elaborado pelo CGEE - Centro de Gestão e Estudos Estratégicos, a geração a partir do gás natural é estimada hoje em US\$ 43,3/MWh e a geração por incineração ou biogás previsto em análise realizada pelo COPPE em cerca de US\$ 43,00 – 46,00/MWh (CGEE, 2004).

No trabalho de Corrêa Neto et al. (2001) o custo da energia elétrica, para ciclo combinado com gaseificação de biomassa e gás natural no setor sucroalcooleiro, são para os quatro casos analisados por ele de US\$ 82,80/MWh, US\$ 61,85/MWh, US\$ 63,10/MWh e US\$ 62,14/MWh, respectivamente.

## 6.12 Discussão dos Resultados

### 6.12.1 Análise Exergética

A análise exergética de uma instalação térmica torna visível os equipamentos que processam as maiores quantidades de exergia. Mesmo apresentando uma bom rendimento térmico os equipamentos que processam grandes quantidades de exergia devem ser monitorados com atenção. A análise exergética também identifica e quantifica as irreversibilidades dos equipamentos, mostrando aqueles que destroem uma quantidade maior de exergia e que precisam de maior atenção por parte de seu grupo técnico, quer seja na determinação de novos parâmetros para a operação, quer

seja na substituição do equipamento por outro de melhor tecnologia, quer seja no planejamento e trabalho de manutenção, ou na otimização da instalação.

O rendimento energético de 1ª lei comumente usada no balanço de energia em equipamentos térmicos não contabiliza a qualidade da energia que se está perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos que tomam lugar nesses equipamentos. Na análise energética de 1ª lei os rendimentos apresentam valores que tendem a superestimar os fluxos entálpicos dos processos e suas eficiências.

Por outro lado, o rendimento de 2ª lei fornece o valor real da disponibilidade contida em cada componente de fluxo, pois contabiliza a destruição de exergia que ocorrem nos processos reais presentes nos equipamentos térmicos. Através da Tabela 6.13 localizam-se e identificam-se os equipamentos com maiores irreversibilidades e menores rendimentos na unidade termelétrica Drax 6. Pode-se observar que o equipamento que mais gera irreversibilidades na unidade térmica é a caldeira, com um valor de 1.137.884,18 kW, que corresponde a 86,94% do total de irreversibilidades da unidade térmica Drax 6. O rendimento exergético, de 42,26% é menor que o energético, de 78,64%. Isto se deve principalmente as ineficiências na homogeneização do combustível e ar e do controle da granulometria do carvão pulverizado no processo de combustão, no controle do excesso de ar, na troca térmica por radiação na fornalha, na troca térmica com os equipamentos convectivos e nas velocidades não corretas dos fluxos nos trocadores de calor (superaquecedores, atemperador, economizador, reaquecedores e preaquecedor de ar), também pelo grande gradiente finito de temperatura entre a água líquida que entra na caldeira e o vapor que a deixa e possivelmente numa inadequada temperatura dos gases que deixam a caldeira causado por sujeira no circuito dos gases.

Um aumento na temperatura de saída dos gases, devido a um problema no preaquecedor de ar, por exemplo, causa um aumento das perdas na caldeira e, em consequência, uma diminuição na eficiência da mesma.

É no processo de combustão que se verifica a maior parcela de destruição de exergia do combustível. Na caldeira a transformação da energia calorífica do combustível em energia térmica para o vapor se realiza através dos mecanismos de transferência de calor, onde o calor é uma energia de inferior qualidade, causando ainda mais irreversibilidades. Uma boa parcela de exergia é perdida com os gases que deixam a caldeira. No gerador o rendimento energético e o exergético são iguais, porque neste equipamento tem-se a transformação de trabalho mecânico em energia elétrica, ambas consideradas energias nobres (qualidade 100%). As turbinas de alta,

de intermediária e de baixa pressão apresentam pouca diferença entre os rendimentos porque os seus rendimentos isoentrópicos são elevados, devido aos desenvolvimentos ocorridos nos projetos das pás fixas e móveis nessas últimas décadas.

Quanto aos aquecedores da água de alimentação pode-se observar que os da linha de baixa pressão são os que apresentam os menores rendimentos exergéticos, sendo o primeiro aquecedor o que necessita de maior atenção termodinâmica porque seu rendimento exergético é de apenas 59,62%. O quinto aquecedor também merece atenção porque apresenta a maior irreversibilidade, 4.448,90 kW, entre os aquecedores da linha de baixa pressão. O nono aquecedor, da linha de alta pressão, merece cuidados por apresentar uma irreversibilidade de 6.039,30 kW que é a maior observada nos aquecedores da unidade térmica. Estes valores baixos de rendimentos e conseqüentes valores altos de irreversibilidades podem estar ligados a problemas no dimensionamento dos aquecedores, as velocidades dos escoamentos de vapor e água de alimentação que intensificam o atrito interno, a erro no valor da fração mássica sangrada e/ou as diferenças de temperaturas dos fluxos admitidas. Se a diferença de temperatura entre os fluxos de um aquecedor ou trocador de calor qualquer é grande, menor área superficial transmissora será necessária e, portanto, sua fabricação se tornará mais econômica. Por outro lado, uma maior diferença de temperatura dos fluxos implicará em maior destruição de exergia e maior perda de calor para o meio. Visto que os efeitos são opostos recairá sobre o grupo de engenharia a responsabilidade de conjugá-los de forma a otimizar o projeto e/ou solução.

As bombas de baixa e de alta pressão também merecem uma atenção especial, pois seus rendimentos são respectivamente de 63,48% e 63,23%, baixos para bombas desse porte. A Tabela 6.8 revela as unidades gastas de exergia do combustível para a obtenção de cada fluxo dos subsistemas que fazem parte da unidade térmica Drax 6.

Dos custos exergéticos unitários dos fluxos da unidade apresentados na Tabela 6.8 observa-se que o de número 43, de energia elétrica, é o maior. O valor de 14,84 indica que são necessários 14,84 unidades de exergia do combustível para cada unidade de exergia do fluxo de eletricidade do ponto 43. Isto se deve a repercussão das irreversibilidades dos equipamentos precedentes, ao alto valor da vazão mássica de água de resfriamento necessária circular para condensar o vapor úmido que chega ao condensador, ao rotor que apresenta mais de um estágio e a energia elétrica usada no motor da bomba de circulação da torre de resfriamento que vem do gerador. O custo exergético unitário do produto da caldeira (ponto 3) é cerca de 2,53 vezes maior que o do combustível processado na caldeira. Esta situação também acontece no fluxo

que sai do reaquecedor (ponto 9). Isso é consequência do baixo rendimento apresentada pela caldeira.

A melhora na eficiência total da instalação e diminuição dos custos exergéticos e exergoeconômicos deve passar por um estudo criterioso da caldeira. Pode-se atuar, diretamente, modificando-se os parâmetros de operação que determinam sua eficiência (excesso de ar, temperatura dos gases, consumo de auxiliares, perdas de carga, queimadores, sistema de injeção de ar e combustível, etc.), ou com auxílio de um monitoramento *on-line* da caldeira e um programa de otimização termoeconômico.

Qualquer melhoria na caldeira em termos de rendimento é determinante nas reduções dos custos finais. A variação na qualidade do *blend* de carvão deve ser também monitorada pois através do monitoramento pode se chegar a um *blend* onde o rendimento da caldeira é melhor. Na Tabela 6.11 fica claro que os custos do insumo e produto da caldeira são os mais altos da unidade térmica devido à grande destruição exergética que tem lugar neste equipamento. Em seguida vêm os custos de insumo e produto do gerador e do subsistema composto pela turbina intermediária e turbinas de baixa pressão.

Na Tabela 6.14 observa-se também que é na caldeira, subsistema (A), que ocorre o maior percentual de destruição de exergia do insumo fornecido, totalizando 57,73 % de destruição do total de exergia fornecida pelo carvão mineral a caldeira.

O custo exergético unitário do insumo,  $K^*_{Fi}$ , no subsistema (E) representa o maior valor. Este valor mostra que para cada unidade de insumo no condensador mais torre de resfriamento tem-se que gastar 4,151 vezes mais de exergia. Com relação ao custo unitário do produto, a bomba de alta pressão, subsistema M, apresenta o maior valor.

Neste caso, são necessários 5,302 vezes mais exergia para cada unidade de água de alimentação. Também da Tabela 6.14 pode-se observar que o equipamento que processa a maior quantidade de insumo fornecido é a caldeira com um fator exergético de 100%, seguido do gerador com 36,168% e das turbinas do subsistema (C) com 28,745%.

### 6.12.2 Análise Termoeconômica

Com base nos custos exergéticos a análise termoeconômica determina os custos monetários de todos os fluxos que constituem a instalação térmica. Dessa forma é calculado o custo exergoeconômico envolvido no processo de geração da energia elétrica ou vapor para processo.

Conforme pode-se observar da Tabela 6.22, os custos exergoeconômicos finais de geração para uma taxa de retorno de investimento de 10% aa em 25 anos e para um investimento de US\$1.570/kW instalado, o preço de US\$41,37/MWh tornaria possível a construção de uma instalação do porte de Drax 6 gerando 660 MW de energia elétrica no Sul do Brasil, utilizando o carvão nacional, em comparação com os valores das tarifas médias por classe de consumo, Brasil ano 2004, apresentados na Tabela 6.30.

Não se pode esquecer que o Valor Normativo de R\$113,71 deverá ser atualizado em função dos índices de inflação e preços do combustível. Os preços médios para a queima do carvão importado de US\$25,67/t e US\$37,51/t, investimento de US\$1.570/kW instalado e taxa de retorno de investimento de 10% aa em 25 anos tornam a unidade mais competitiva ou mais favorável. Segundo trabalho elaborado pelo CGEE a geração a partir do gás natural é estimada hoje em US\$ 43,3/MWh, cuja cota contratada é fixa, isto é, usando ou não se paga, e a geração por incineração ou biogás previsto em análise realizada pelo COPPE em cerca de US\$ 43.00 – 46.00/MWh (CGEE, 2004). Vale citar que no trabalho de Corrêa Neto et al. (2001) o custo da energia elétrica, para ciclo combinado com gaseificação de biomassa e gás natural no setor sucroalcooleiro, são para os quatro casos analisados por ele de US\$ 82,80/MWh, US\$ 61,85/MWh, US\$ 63,10/MWh e US\$ 62,14/MWh, respectivamente, onde em todos os casos os valores estão acima dos US\$ 41,37/MWh obtido da análise exergoeconômica da unidade térmica convencional queimando carvão mineral Drax 6.

Observando a Tabela 6.22 para os valores médios do carvão de US\$25,67/t e US\$37,51/t e com a mesma taxa de retorno de investimento de 10% aa em 25 anos, os preços exergoeconômicos finais da energia elétrica são competitivos para alguns países da América do Sul como Argentina, Uruguai, Bolívia e Colômbia e para países como El Salvador, Guatemala, Haiti, Jamaica, Nicarágua, e outros. Ainda pode este tipo de instalação ser viável, como se observa na Tabela 6.28 de tarifas médias internacionais, classe residencial, ou Tabela 6.29 de tarifas médias internacionais, classe industrial, devido aos altos custos da energia produzida nesses países. Pode ser

viável também a vários países pertencentes a OECD, como Suíça, Portugal, Coréia, Turquia, Japão, Itália, Dinamarca, Áustria, e outros, de acordo com as tarifas médias internacionais apresentadas nas Tabelas 6.24 e 6.25.

A análise exergoeconômica vem confirmar que o fluxo 43, de eletricidade, apresenta o maior custo monetário para a unidade térmica Drax 6. Uma melhora na eficiência do gerador contribuirá na diminuição do custo exergoeconômico do ponto 43.

A Tabela 6.31, com valores para o ano de 2002, mostra que o preço da energia elétrica para o setor residencial continua alto em países como a Bélgica, Áustria, Alemanha, Itália, Portugal, Suíça, Dinamarca, Holanda e Japão, com relação ao custo monetário da unidade Drax 6 analisada.

De acordo com a Tabela 6.32 de valores econômicos divulgados pelo Proinfa observa-se que o valor exergoeconômico de US\$ 41,37/MWh e preço do carvão nacional de US\$ 25,90/t da unidade térmica Drax 6 é ligeiramente maior ao das pequenas centrais hidrelétricas que é de US\$ 39,86/MWh. A ANEEL fixa a potência instalada das pequenas centrais hidrelétricas em uma faixa que vai de 1 MW a 30 MW. Se for admitido que uma pequena central hidrelétrica tenha uma potência instalada de 30 MW, serão necessárias vinte e duas centrais destas para equivaler-se a uma termelétrica como a de Drax 6, além de uma grande área, totalizada, para os reservatórios de água. O grande ponto a favor das PCH's é o bem menor custo de investimento por unidade. Já para o valor de US\$ 35,37/MWh quando se utiliza o carvão internacional exportados pelos países da OECD de valor médio US\$ 25,67/t a unidade de Drax se torna mais atrativa.

No caso das centrais queimando bagaço de cana de açúcar e casca de arroz os preços de US\$ 35,15/MWh e US\$ 34,52/MWh, respectivamente, são menores quando comparados ao valor de US\$ 41,37/MWh obtido pelo uso do carvão nacional. Para a central eólica e para a central com queima de resíduo de madeira, Drax 6 é sem dúvida alguma a mais viável. O custo de geração de US\$ 41,37/MWh é inferior a geração a partir do gás natural que está estimada em US\$ 43,3/MWh, e que pode aumentar devido as altas do dólar. É inferior, também, ao custo de geração por biogás estimado atualmente entre US\$ 43,00/MWh e US\$ 46,00/MWh. No caso de ciclos combinados com gaseificação de biomassa os valores são superiores a US\$ 61,00/MWh tornando a unidade Drax 6 bem mais atrativa.

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

#### 7.1 Conclusões

A termoeconomia que aplica as técnicas da análise exergética em combinação com a teoria geral de sistemas conjuntamente com o vetor de valorações externas tem como característica principal apresentar a distribuição dos custos para todos os fluxos de energia e/ou massa de um sistema térmico.

Da teoria termoeconômica e metodologia de aplicação discutidos no Capítulo 4 e do estudo de caso da unidade Drax 6 levado a cabo no Capítulo 6, pode-se constatar que a análise termoeconômica é uma ferramenta adequada para análise sistemática de energia que, baseada nos dados medidos em uma planta, produz informações relacionadas aos custos, à eficiência dos processos de conversão de energia, irreversibilidades, e às interações entre os diferentes equipamentos de um sistema térmico simples ou complexo.

A metodologia localiza os equipamentos que apresentam as maiores ineficiências e que destroem maiores quantidades de exergia, ou que processam a maior quantidade de exergia e que dessa forma são os equipamentos que merecem uma atenção especial. O impacto na mudança do carvão ou na variação do *blend* por normatização ambiental ou contingências do mercado de carvão, é facilmente notada no valor exergoeconômico da energia elétrica gerada.

A metodologia da Teoria do Custo Exergético exposta neste trabalho é fácil de ser implementada do ponto de vista computacional e por esta razão é uma ferramenta útil na simulação e otimização de processos térmicos simples ou complexos como é o caso das usinas termelétricas de grande porte.

Esta metodologia fornece os custos exergéticos e exergoeconômicos de cada fluxo interno e do produto, eletricidade, no caso de uma termelétrica convencional, como é o caso da unidade Drax 6, ou produtos, eletricidade/trabalho mecânico e vapor para processo, no caso de um sistema de cogeração. A avaliação termoeconômica, mostra-se apropriada para comparar as mais diversas configurações térmicas de geração de eletricidade ou cogeração, permitindo a caracterização efetiva da eficiência nas conversões de energia que ocorrem numa configuração. A maior ou menor

precisão nesta avaliação estão ligadas às idealizações feitas e quanto ao nível de agregação do modelo considerado.

Da discussão realizada no Capítulo 2 e no Capítulo 3 observa-se que há viabilização das usinas termelétricas a carvão mineral no nosso país. Mesmo não sendo um carvão de boa qualidade as reservas de cerca de 32 bilhões de toneladas permitem uma geração de energia elétrica por um período de cerca de 100 anos. As reservas mundiais de mais de um trilhão de toneladas garantem geração elétrica por, aproximadamente, 200 anos.

Mas para o Brasil são necessários subsídios ao carvão e isenção de contribuições sociais como o PIS/Pasep/Cofins e impostos como o IPI e o ICMS para os equipamentos importados. No Capítulo 2 também foram discutidas as mais modernas tecnologias de geração termelétricas e as tecnologias limpas para mitigação das emissões do  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$ ,  $\text{CO}_2$  e material particulado, sendo as tecnologias IGCC e FBC as mais promissoras para utilização dos combustíveis fósseis.

Fica claro nessa discussão que as tecnologias de queima limpa do carvão garantem, atualmente, um rendimento maior que as antigas convencionais utilizando carvão pulverizado. Há também uma redução expressiva nas emissões de  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$  e material particulado para a atmosfera, além de dar uma destinação final segura e economicamente atrativa às cinzas volantes (secas) e pesadas (úmidas) como ocorre, por exemplo, no complexo Jorge Lacerda localizado entre os municípios de Capivari de Baixo e Tubarão, no estado de Santa Catarina e no próprio complexo Drax na Inglaterra. Uma unidade IGCC excede os 99,9% de redução do  $\text{SO}_x$  do carvão mineral gaseificado, redução do material particulado e pode ter rendimento superior a 60%.

Da discussão feita no Capítulo 6 observa-se que uma unidade como a de Drax 6 pode ser viável no Brasil do ponto de vista exergoeconômico a uma taxa de retorno de investimento de 10% e 25 anos, com custo exergoeconômico de US\$ 41,37/MWh tendo em vista os valores econômicos dados na Tabela 6.32, referentes a central eólica, central a biomassa, central a resíduos de madeira e de acordo com a tarifa média por classe de consumo, Brasil ano 2004, praticadas no sul do país conforme Tabela 6.30. O fator que certamente pode inviabilizar uma unidade como a do porte de Drax 6 no Brasil é o alto custo do investimento, dificultando o aparecimento de possíveis investidores para o empreendimento, já que faltam recursos públicos para investimentos em grandes empreendimentos. O valor calculado para a análise termoeconômica da unidade Drax 6 é de cerca de US\$ 1.050.439.696,00 contra, por exemplo, o investimento da USITESC que é de cerca de US\$ 654 milhões, e da

SEIVAL que é da ordem de US\$ 800 milhões para 500 MW instalado, apresentados no Capítulo 3. As PCH's surgem como uma alternativa viável, devido ao custo acessível, ao menor prazo de implementação e maturação do investimento. No estudo de caso foi considerado um valor de 16.744 kJ/kg para o poder calorífico do carvão nacional.

Este valor pode ser majorado tendo em vista os valores fornecidos na Tabela 3.10. Para o Rio Grande do Sul o valor apresentado é de 19.883,50 kJ/kg, para o Paraná de 26.539,24 kJ/kg e para Santa Catarina de 26.413,66 kJ/kg. Isto corresponde a carvões do tipo CE-5700 e CE-6000.

Dessa forma, pode-se reduzir o custo exergoeconômico para a eletricidade gerada a um valor abaixo dos US\$ 41,37/MWh, pelo menor consumo de carvão na caldeira. Essa redução faz a unidade Drax 6 ficar tão competitiva em termos de custo final de geração quanto as PCH's, de potência instalada bem inferior. Por outro lado, uma opção mais viável para a matriz energética brasileira é a instalação de centrais CIG/CC (ou IGCC), de médio porte, próximas às regiões onde se extrai o carvão mineral dotadas de tecnologias para a remoção e acondicionamento, estável, do CO<sub>2</sub> possibilitando ainda a criação de um número grande de empregos na usina e nas empresas de exploração do carvão mineral, eliminação do frete de transporte, além do potencial de venda do subproduto enxofre ou ácido sulfúrico. Uma unidade IGCC com sistema de captura do CO<sub>2</sub> permite a produção de carbono e hidrogênio livre, porém faz cair o rendimento térmico da instalação. As IGCC's apresentam um custo de capital entre US\$ 1.400/kW e US\$ 1.700/kW instalado.

Este valor é um pouco maior que o da tecnologia a carvão pulverizado que está entre US\$ 1.300/kW e US\$ 1.500/kW instalado.

As vantagens da IGCC estão no maior rendimento térmico, na maior redução das emissões de NO<sub>x</sub> e SO<sub>x</sub>, disponibilidade, permitindo o uso de combustíveis de baixa qualidade, com menor custo de capital, tempo reduzido de construção e possibilidade de montar subsistemas de forma independente.

Outra opção viável é a usina de potência, de médio porte, com caldeira de leito fluidizado circulante pressurizado, pois permite o uso de uma grande variedade de combustíveis de mais baixa qualidade sem gastos significativos na preparação dos mesmos. Esta tecnologia é interessante para o Brasil que conta com um carvão com alto teor de enxofre e cinzas. A queima em caldeira de leito fluidizado circulante pressurizado promove o maior rendimento de combustão em comparação as outras tecnologias conhecidas. Isto possibilitará menor destruição exergética do combustível na caldeira. O projeto da usina da USITESC prevê uma caldeira de leito fluidizado

circulante para gerar 440 MW. Pode ser interessante, também, a queima em caldeiras a leito fluidizado de carvão mineral e biomassa “Cofiring”, que diminui a formação de  $\text{SO}_x$ ,  $\text{CO}_2$  e eleva o rendimento térmico da caldeira. Podem ainda ser utilizadas misturas de biomassa, coque e carvão mineral gaseificados em instalações do tipo IGCC. Há grande reserva de carvão-coque no Rio Grande do Sul. A instalação de usinas termelétricas próximas de portos pode ser uma alternativa para a utilização de carvão importado. Isto faz o frete do carvão sofrer menor influência devido às restrições ambientais ao transporte rodoviário como está ocorrendo no noroeste europeu.

A usina de SEPETIBA, localizada próxima do porto de Itaguaí, funcionará utilizando carvão importado. Neste caso, a frota de navios que leva os minérios poderá ser reaproveitada para trazer o carvão importado, a preços mais competitivos, pois estes navios costumam retornar vazios.

Da discussão realizada no Capítulo 3 sobre o carvão mineral fica claro que o Brasil não pode, simplesmente, deixar de lado esse recurso energético que é aproximadamente cinco vezes maior que o de petróleo em nosso país, e o mais abundante do Planeta Terra, porque ele foi considerado poluente no passado. A realidade é outra, o carvão pode ser considerado uma fonte de energia primária com emissões ambientalmente controláveis, com grandes reservas espalhadas pelo mundo, de baixo custo e com ampla capacidade de entrega, cabendo escolher a tecnologia limpa mais adequada para o carvão em questão.

O custo monetário de geração da energia elétrica em Drax 6 pode ser diminuído reduzindo-se os custos operacionais da instalação, onde o mais significativo deles é o custo do combustível. Isso pode ser feito utilizando-se um *blend* com um combustível de menor valor agregado, como por exemplo, o coque de petróleo.

Uma forma de viabilizar uma unidade térmica como esta de Drax, em nosso país, seria reduzindo os custos financeiros e de capital dos projetos de geração termelétricos.

Finalizando, pode-se dizer que o carvão mineral apresenta uma boa possibilidade de ser por um longo tempo o pilar principal da geração de eletricidade no mundo, principalmente em países em desenvolvimento. A produção global anual de carvão está projetada para crescer de 51% entre 2000 e 2030. O carvão não tem seu preço atrelado ao dólar como é o caso do petróleo e do gás natural. Ele pode ser comercializado livremente e não sofre influências com a crise que está ocorrendo na atualidade com o petróleo, que afeta diretamente o preço do gás natural. Além disso, estão disponíveis tecnologias de mineração que tornam os custos de extração do

carvão mais favoráveis. O carvão pode agora ser considerado um combustível ambientalmente aceitável e controlável, só falta conscientização e vontade política para sua implementação em termelétricas e um planejamento nacional para a produção sustentável do carvão, como fonte estratégica.

## 7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugerem-se como trabalhos futuros:

- A obtenção de dados sobre os preços de aquisição dos equipamentos da unidade térmica Drax 6, assim como de operação e manutenção para se ter um custo monetário de geração mais real sobre a unidade.
- Analisar a instalação utilizando uma mistura de combustíveis como o carvão mineral e o coque de petróleo, utilizando dados atuais de preços dos mesmos.
- Realizar um estudo mais profundo das emissões com base na regulamentação vigente com a finalidade de poder melhorar e controlar a dosagem dos combustíveis (*blend*) a serem queimados na caldeira.
- Analisar a instalação utilizando resíduos sólidos urbanos como combustível secundário. Este tipo de opção está sendo usado na planta de Chiang Mai na Tailândia, através de um incinerador de leito fluidizado circulante que atingirá num período de 10 a 15 anos a capacidade de queima de 160.000 t/a de resíduos sólidos urbanos combustíveis, gerando cerca de 20 MW de eletricidade (MPS, 1995). A planta de Deptford na cidade de Londres, no Reino Unido, foi projetada para queimar cerca de 420.000 t/a de resíduos e gerar aproximadamente 30 MW (Isles, 1993), e a de Belvedere, também no Reino Unido, cerca de 4.620 t/dia gerando 100 MW de energia elétrica (Taplin, 1991). Na Alemanha, a planta de GAVI Wijster processa aproximadamente 735.000 t/a de resíduos sólidos urbanos, gerando cerca de 47,4 MW de eletricidade (Pirson e Bracker, 1994).

Outro trabalho interessante pode ser o desenvolvimento de um programa computacional que, em função da variação do regime de operação, determine o mínimo consumo específico da unidade térmica.

E finalmente, realizar uma otimização termoeconômica na unidade térmica Drax6.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AES Drax Power Ltd **Indicative BATNEEC (Best Available Techniques Not Entailing Excessive Cost) and BPEO (Best Practicable Environmental Option) Assessment of Options for long-term Burning of Coal / Petroleum Coke Blends at Drax Power Station.** July 2002. Disponível em: <<http://www.aesdrax.co.uk/>>. Acesso em: 02 dez 2002.

AES Drax Power Ltd **How Drax Works.** Disponível em: <<http://www.aesdrax.co.uk/>>. Acesso em: 02 dez 2002.

ALSTOM **Steam Turbines for Industrial and Power Generation Applications.** <<http://www.power.alstom.com/servlet/ContentServer?pagename=OpenMarket/Xcelerate/View&infile=futuretense.ini&c=Page&cid=978635652161>>. Acesso em: 16 dez 2003.

ALTAFINI, C. R. **Parâmetros de eficiência energética de uma instalação de gaseificação de carvão integrada com ciclo combinado gás/vapor.** XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1999.

ANEEL – **AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA.** Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br>>. Acessos em: 2003 e 2004.

ANEEL **Atlas de Energia Elétrica do Brasil - Carvão Mineral.** Disponível em: <[http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/Atlas/carvao/7\\_3\\_tecnologia.html](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/Atlas/carvao/7_3_tecnologia.html)>. Acesso em: 23 jan 2003.

**ANNUAL COAL REPORT 2002 – EIA.** Disponível em: <http://www.eia.doe.gov/cneaf/coal/acr/acr.pdf>. Acesso em: 05 mar 2004.

**BABCOCK & WILCOX Co.** Disponível em: <<http://www.babcock.com>>. Acessos em: 2003 e 2004.

BAKER, R. G. J. **Drax FGD retrofit progresses on schedule**. Modern Power Systems, England, v. 12, Issue 2 ISSN 0260-7840, p. 19 – 22, Jul 1992.

BARSA - Nova Enciclopédia BARSA – Encyclopaedia Britannica do Brasil Publicações Ltda. Rio de Janeiro – São Paulo, 1998.

BAZZO, Edson. **Geração de vapor**. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.

BBC – Historic figures. Disponível em: <[http://www.bbc.co.uk/history/history\\_figures/watt\\_james.shtml](http://www.bbc.co.uk/history/history_figures/watt_james.shtml)>. Acesso em: 10 ago 2004.

BELLIS, Mary. The history of steam engines. Disponível em:<<http://inventors.about.com/library/inventors/blsteamengine.htm>>. Acesso em: 10 ago 2004.

BEN – **BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL 2002 e 2003**. Ministério de Minas e Energia.

BENITO, J. P. **Análisis termoeconómico aplicado al diseño de plantas GICC**. Zaragoza Espanha Tese (Doutorado). Centro Politécnico Superior, Universidad de Zaragoza, 1996.

BIRRING, A. **NDE Associates, Inc.** 2000. Disponível em:<<http://www.nde.com/paper56.htm>>. Acesso em: 24 out 2003.

BIZZO, W. A. **Geração, distribuição e utilização de vapor**. Campinas – Brasil (apostila), Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 1993.

BOILER TUBE COMPANY OF AMERICA. 2001. Disponível em:<[http://www.boilertubes.com/type\\_d.html](http://www.boilertubes.com/type_d.html)>. Acesso em: 22 nov 2001.

BOLLAND, O. ; ERTESVAG, I. S.; SPEICH, D. **Exergy analysis of gas-turbine combined cycle with CO<sub>2</sub> capture using auto-thermal reforming of natural gas.** Norwegian University of Science and Technology, N-7491 Trondheim, Norway. Disponível em: <[http://www.tev.ntnu.no/GlobalWatch/co2/Bolland Ertesvaag Speich,%20AIM%20Liege.pdf](http://www.tev.ntnu.no/GlobalWatch/co2/Bolland_Ertesvaag_Speich,%20AIM%20Liege.pdf)>. Acesso em: 13 ago 2004.

BORBA, R. F. **Carvão mineral.** BMB 2001. Disponível em: <[http://www.dnpm.gov.br/dnpm legis/Balanco01/pdf/carvão.pdf](http://www.dnpm.gov.br/dnpm_legis/Balanco01/pdf/carvao.pdf)>. Acesso em: 21 dez 2003.

BORBA, R. F. **Sumário Mineral 2003.** Disponível em: <[http://www.dnpm.gov.br/dnpm legis/SumarioMineral/2003.pdf](http://www.dnpm.gov.br/dnpm_legis/SumarioMineral/2003.pdf)>. Acesso em: 19 ago 2004.

BOZZUTO, C. ; SCHEFFKNECHT, G.; FOUILLOUX, J. P. **Clean power generation technologies utilizing solid fuels.** 18<sup>th</sup> Congress, Buenos Aires, 2001. Disponível em: <[http://www.worldenergy.org/wecgeis/publications/default/tech\\_papers/18th Congress/download/ds/ds1/ds1\\_23.pdf](http://www.worldenergy.org/wecgeis/publications/default/tech_papers/18th_Congress/download/ds/ds1/ds1_23.pdf)>. Acesso em: 2 out. 2003.

**BRASCOOK** – Comércio Importação e Exportação de Minerais. Disponível em: <<http://www.brascook.com.br/>>. Acessos em: 15 dez 2003 e 18 ago 2004.

**BRASCOOK** – **Carvão Mineral.** Disponível em: <<http://www.brascook.com.br/telas/carvao.htm>>. Acesso em: 15 dez 2003.

**BRITISH PETROLEUM** – 2003. Disponível em: <[http://www.bp.com/centres/energy/pagedownloads/T\\_coal\\_res.pdf](http://www.bp.com/centres/energy/pagedownloads/T_coal_res.pdf)>. e <[http://www.bp.com/centres/energy/pagedownloads/T\\_coal\\_prod.pdf](http://www.bp.com/centres/energy/pagedownloads/T_coal_prod.pdf)>. Acesso em: 03 out 2003.

BROUGHTON, J. ; HOWARD, J. R. **Fluidized beds: combustion and application.** London: Applied Science Publishers Ltd, 1983.

BRUCE PARTLOW, P. E., et al. **Experience with advanced controls when combined with an ultra low NO<sub>x</sub> combustion system**. Texas Municipal Power Agency and Foster Wheeler Power Group, Inc. , 2003. Disponível em: <[http://www.fwc.com/publications/tech\\_papers2/files/24%2ETMPA%2003PwrGen%20Papers%2Epdf](http://www.fwc.com/publications/tech_papers2/files/24%2ETMPA%2003PwrGen%20Papers%2Epdf)>. Acesso em: 02 ago 2004.

CARVALHO, F. D. R. **Termoeconomia aplicada a manutenção de centrais termelétricas**. Itajubá, Brasil Dissertação de mestrado. Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1996.

CARVALHO, F. R. ; NOGUEIRA, L. A. H. **Termoeconomia aplicada ao planejamento da manutenção de uma central em ciclo combinado**. Belém: XIV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 1997.

CARVALHO, J. L. R, et al. **Dados termodinâmicos para metalurgistas**. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 1977.

CCP – **CO<sub>2</sub> Capture Project**. Disponível em: <<http://www.co2captureproject.org/>>. Acessos em: 2003 e 2004.

CCPE **Plano Decenal 2003/2012** – Sumário Executivo. Disponível em: <<http://www.ccpe.gov.br/index.asp>>. Acesso em: 18 ago 2004.

CGEE - **Estudo da arte e tendências das tecnologias para energia**. CTenerg. Disponível em: <[http://www.cgee.org.br/arquivos/pro01\\_doc\\_ref.pdf](http://www.cgee.org.br/arquivos/pro01_doc_ref.pdf)>. Acesso em: 10 abr 2004.

CLEAN COAL TECHNOLOGIES (CIAB).. Disponível em: <[http://www.iea.org/dbtw-wpd/textbase/papers/2003/ciab\\_cct.pdf](http://www.iea.org/dbtw-wpd/textbase/papers/2003/ciab_cct.pdf)>. Acesso em: 2004.

CLEVELAND **BRIDGE**. Disponível em: <<http://www.clevelandbridge.com/drax.html>>. Acesso em: 14 ago 2004.

**COMPANHIA DE GERAÇÃO TÉRMICA DE ENERGIA ELÉTRICA (CGTEE) – 2000.** Torre de Resfriamento. Disponível em: <<http://www.cgtee.gov.br/torre.htm>>. Acesso em: 10 fev 2003.

CORRÊA NETO, V. ; TOLMASQUIM, M. T. **Avaliação econômica da co-geração em ciclo combinado com gaseificação de biomassa e gás natural no setor sucroalcooleiro.** Revista Brasileira de Energia, 2001. Disponível em: <<http://www.sbpe.org.br/v8n2/v8n2a2.htm>>. Acesso em: 10 out 2003.

CORTI, A. **Thermoeconomics evaluation of co<sub>2</sub> alkali absorption system applied to semi – closed gás turbine combined cycle.** Università di Firenze, Dipartimento di Energetica Sergio Stecco, 2001. Disponível em: <<http://www.periodicos.capes.gov.br>>. Acesso em: 2004.

CORTI, A. ; FIASCHI, D. ; MANFRIDA, G. **Thermoeconomic evaluation of the SCGT cycle.** University of Florence. Dipartimento di Energetica Sergio Stecco, Via Santa Marta. 3 – 50139, Firenze, Italy, 1998. Disponível em: <<http://www.periodicos.capes.gov.br>>. Acesso em: 2004.

CPRM - Companhia de Pesquisa de Recursos Minerais Serviço Geológico do Brasil. Disponível em: < <http://www.cprm.gov.br/>>. Acesso em: 2003 e 2004.

CPRM – Carvão Mineral. Disponível em: <<http://www.cprm.gov.br/coluna/carvaomineral0.html>>. Acesso em: 2003.

CRM – Companhia Rio Grandense de Mineração. Disponível em: <http://www.crm.com.br>. Acesso em: 2003 e 2004.

CUNHA, F. **Co-geração e ciclos combinados.** Rio de Janeiro, Brasil: CEFET/RJ, 2000.

D' ÁVILA, S. G. **Gaseificação de biomassa.** Rio de Janeiro, Brasil. Curso de Economia e Tecnologia da Energia, AIE/COPPE-UFRJ, 1984.

DEPARTMENT OF TRADE AND INDUSTRY **Flue Gás Desulphurisation (FGD) Technologies for Coal – Fired Combustion**. 2003. Disponível em: <http://www.dti.gov.uk/cct/>. Acesso em 15 ago 2004.

DÍEZ, P. F. **Turbinas de vapor**. Cantabria, Espanha (Apostila). Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Disponível em: <http://www.diee.unican.es>. Acesso em: 2003.

DÍEZ, P. F. **Termodinámica Técnica**. Cantabria, Espanha (Apostila). Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Disponível em: <http://www.diee.unican.es>. Acesso em: 2003.

DNPM – Departamento Nacional de Produção Mineral. Disponível em: <http://www.dnpm.gov.br/>. Acesso em: 2003 e 2004.

DOE **DEPARTMENT OF ENERGY**. Disponível em: <http://fossil.energy.gov/programs/powersystems/combustion/>. Acesso em: 06 mar 2004.

DRAX – **Drax Power Instation**. Inglaterra, UK. Disponível em: <http://www.aesdrax.co.uk/>. Acessos em: 2002 e 2003.

DREIER, D. R. Jr. **Upgradable oportunites for steam turbines**. In: 39<sup>th</sup> GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, pp. 30 GER-3696D, Schenectady, NY, Aug, 1996.

DREYER, A. A. ; ERENS, P.J. **Modelling of cooling tower splash pack**. Elsevier Science Ltd, Thin – Walled Structures, Department of Mechanical Engineering, University of Stellenbosch, Stellenbosch 7599, South Africa, 1995.

DUBBEL, H. **Manual del constructor de máquinas**. Espanha: Editorial labor, 1965.

EIA - **ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION**. Disponível em: <http://www.eia.doe.gov/fuelcoal.html>. Acesso em: 2004.

ELCOGAS **Advanced operation diagnosis for power plants**. Disponível em: <[http://www.teide.cps.unizar.es/pub/publicir.nsf/0/8e8b020acc8b84cac125695f002d567f/\\$FILE/cp0161.pdf](http://www.teide.cps.unizar.es/pub/publicir.nsf/0/8e8b020acc8b84cac125695f002d567f/$FILE/cp0161.pdf)>. Acesso em: 20 jul 2004.

ELETROBRAS – **Centrais Elétricas Brasileiras S.A.** Disponível em: <<http://www.eletrobras.gov.br>>. Acesso em: 2003 e 2004.

ELETROBRÁS - **CCPE Tarifas internacionais**. Disponível em: <<http://www.eletrobras.gov.br>>. Acesso em: 2003.

ELETROBRAS **Usinas a carvão**. Disponível em: <[http://www.eletrobras.gov.br/downloads/IN\\_Noticias\\_Assuntos/carvão.pdf](http://www.eletrobras.gov.br/downloads/IN_Noticias_Assuntos/carvão.pdf)>. Acesso em: 2003.

FAIRES, V. M. & SIMMANG, M. **Termodinâmica**. 6. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan, 1983.

FRANKE, J. ; KRAL, R. ; WITTCHOW, E. **Steam generators for the next generation of power plants aspects of design and operating performance**. Siemens AG, Power Generation Group KWU, 1999. Disponível em: <<http://www.me.queensu.ca/courses/MECH430/Assets/Files/Recommended%20Reading/Power%20Gen%20Steam%20Generators.pdf>>. Acesso em: 16 maio 2004.

GAFFERT, G. A. **Centrales de vapor**. Buenos Aires: Editorial Reverté, 1946.

GALLAR, J. ; VALERO, A. **Estudio termoeconómico de una planta simple de cogeneración**. VIII Congresso Nacional sobre Planificación, Ahorro y Alternativas Energéticas. Pp. 449 – 459. Zaragoza, 1988. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

GALLAR, J. ; VALERO, A. **Calculation the exergy of industrial solutions**. ASME. Thermodynamic analysis of chemically reactive systems. Eds. W. F. Wepfer, G. Tsatsaronis and R. A. Bajura. ASME Book No. G00449, pp. 45 – 52. New York, 1988.

Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica. Disponível em:  
<<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

GAMMIDGE, Larissa **Coal: an introduction**. Australia, The University of Newcastle.  
Disponível em: <<http://www.newcastle.edu.au/discipline/geology/research/cfk/undp.htm>>. Acesso em:  
09 mar 2004.

GANAPATHY, V. **Waste heat boiler deskbook**. Atlanta: Fairmont Press, 1991.

GARAY, Paul N. **Handbook of industrial power and steam systems**. USA: The  
Fairmont Press, 1995.

GOMES, A. P. **Pílulas energéticas sobre carvão mineral**. Disponível em:  
<<http://www.geologo.com.br/pilulasdecarvao.asp>>. Acesso em: 23 jan 2004.

GOMIDE, R. **Estequiometria industrial**. 3. ed. São Paulo: Edição do Autor, 1984.

GROSCURTH, H. M. ; KUMMEL, R. **Thermoeconomics and CO<sub>2</sub> – emissions**.  
Physikalisches Institut der Universität Würzburg D – 8700 Würzburg, FRG, 1989.  
Disponível em: <<http://www.periodicos.capes.gov.br>>. Acesso em: 2004.

GUARINELO JR, F. F. ; CERQUEIRA, S. A. A. G. ; NEBRA, S. A. **Thermoeconomic  
evaluation of a gas turbine cogeneration**. State University of Campinas, UNICAMP,  
DE/FEM, PO Box 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brazil, Department of Mechanics,  
FUNREI, Brazil, 1999. Disponível em:<<http://www.periodicos.capes.gov.br>>. Acesso  
em 2004.

GYARMATHY, G. **Combined cycles: An assessment of techniques, theories and  
trends, proceeding of ASME – COGEN TURBO Conference**, ASME – IGTI, New  
York, 1989.

HALASZ, B. **A general mathematical model of evaporative cooling devices**.  
Elsevier, Paris. Department of Thermodynamics, Faculty of Mechanical Engineering

and Naval Architecture, University of Zagreb, Utica I. Lucica 5, 10000 Zagreb, Croatia, 1998.

HARTE, R. ; KRÄTZIG, W. B. **Large-scale cooling towers as part of an efficient and cleaner energy generating technology**. Elsevier Science Ltd. Institute for Statics and Dynamics, Bergische Universität, D-42285 Wuppertal, Germany Krätzig & Partner Civil Engineering Consultants Ltd., D-44801 Bochum, Germany, 2001.

HAYWOOD, R. W. **Analysis of engineering cycles**. London: Pergamon Press Ltd, 1967.

HURTADO, Y. H. S. **Simulação e análise exergética de ciclos combinados com turbinas a gás/turbinas a vapor**. Itajubá, Brasil Dissertação de Mestrado. Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1993.

IENO, Gilberto; NEGRO, Luiz. **Termodinâmica**. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

INDUSTCARDS – **Coal – Fired Power Plants in England & Wales**. 2004. Disponível em: <<http://www.industcards.com/st.coal-uk.htm>>. Acesso em: 12 mar 2004.

INSTITUTO DE ESTUDOS AVANÇADOS – CENTRO TÉCNICO AEROESPACIAL. Disponível em: <<http://www.ieav.cta.br>>. Acesso em: 2003.

INTERNATIONAL COAL MARKET & POLICY DEVELOPMENTS IN 2003 (CIAB). Disponível em: <[http://www.iea.org/dbtw-wpd/textbase/papers/2004/ciabmark\\_2003.pdf](http://www.iea.org/dbtw-wpd/textbase/papers/2004/ciabmark_2003.pdf)>. Acesso em: 2004.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Coal Types**. Disponível em: <<http://www.iea-coal.org.uk/iea1.htm>>. Acesso em: 2003.

IRVING GRANET, P. E. **Termodinâmica e energia térmica**. PUC/RJ: Prentice Hall do Brasil, 1995.

ISLES, J. **FGD units startup at DRAX**. Modern Power Systems, England, v. 14, Issue 2 ISSN 0260-7840, p. 19 – 21, feb 1994.

ISLES, J. **Waste incineration turns to cogeneration**. Modern Power Systems, England, v. 13, Issue 4 ISSN 0260 – 7840, p. 51 – 55, april 1993.

JACKSON, James J. **Steam boiler operation: principles and practice**. USA: Prentice Hall, 1980.

JCOAL - **Reservas de carvão em 2000 e produção em 1999**. Disponível em: [http://www.jcoal.or.jp/jcoal/toppage.nsf/frameset\\_e?OpenFrameSet](http://www.jcoal.or.jp/jcoal/toppage.nsf/frameset_e?OpenFrameSet). Acesso em: 10 out 2003.

JOLOVAARA, J. ; HIPPINEN, I. ; JAHKOLA, A. **Experiences of a fibrous ceramic candle filter for hot gas cleaning in pressurized bed combustion**. Helsinki University of Technology, Department of Energy Engineering Otakaari 4, SF-02150 Espoo, Finland, 1994.

KAKAÇ, Sadik **Boiler, evaporators, and condensers**. USA: John Wiley & Sons, 1991.

KASHIWAHARA, K. ; TAGUSHI, A. **Coal-fired power generation systems for the future**. Thermal Power Division, Hitachi, Ltd, Tokyo, Japan. Disponível em: [http://www.worldenergy.org/wec-geis/publications/default/tech\\_papers/17th\\_congress/2\\_2\\_01.asp?mode=print&x=27&y=1](http://www.worldenergy.org/wec-geis/publications/default/tech_papers/17th_congress/2_2_01.asp?mode=print&x=27&y=1). Acesso em: 2003.

KAZUYOSHI, Y. ; FUNASAKA, H. ; SAITOH, M. **Development transitions of coal utilization technology in Japan and future subjects**, 2001. Disponível em: [http://www.worldenergy.org/wec-geis/publication/default/tech\\_papers/18th\\_Congress/downloads/ds/ds1/ds1\\_15.pdf](http://www.worldenergy.org/wec-geis/publication/default/tech_papers/18th_Congress/downloads/ds/ds1/ds1_15.pdf). Acesso em: 02 out 2003.

KEARTON, J. William. **Steam turbine operation**. London: Sir Isaac Pitman & Sons Ltda, 1964.

KERN, Donald Q. **Processos de transmissão de calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.

**KEY WORLD ENERGY STATISTICS 2003.** International Energy Agency. Disponível em: <<http://www.iea.org>>. Acesso em: 2003.

KOHAN, A. L. ; SPRING, H. M. **Boiler operator's guide.** New York: McGraw – Hill, 1991.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis.** London: Butterworths, 1985.

KWAK, H. Y. ; KIM, D. J. ; JEON, J. S. **Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants.** Elsevier Science Ltd. Chung – Ang University. Department of Mechanical Engineering, Seoul, 156 – 756, South Korea, 2001. Disponível em: <<http://www.periodicos.capes.gov.br>>. Acesso em: 2004.

LAUX, S. ; GRUSHA, J. ; ROSIN, T. **Coal flow measurement and flow balancing for improving combustion and emissions on coal fired boilers.** 2004. Disponível em: <[http://www.fwc.com/publication/tech\\_papers2/files/38%20ECTpowergen%2Epdf](http://www.fwc.com/publication/tech_papers2/files/38%20ECTpowergen%2Epdf)>. Acesso em: 13 ago 2004.

LAWTON, J.L. ; CARRUTHERS, M. ; TURNER, E. **Ten per cent of UK power can be supplied by Drax.** Modern Power Systems, England, v. 6, Issue 2 ISSN 0260-7840, p. 87 – 104, feb 1986.

LINDSLEY, David. **Boiler control systems.** U.K. : McGraw – Hill Book Company Europe, 1991.

LORA, Electo Silva. **Prevenção e controle da poluição nos setores energético, industrial e de transporte.** Brasília, DF: ANEEL, 2000.

LORA, E. S. ; TEIXERA, F. N. **Conversão de energia: eficiência energética de instalações e equipamentos.** FUPAI, Itajubá: 2001. Cap II, p 30 – 93.

LOZANO, M. A. ; VALERO, A. **Determinación de la exergia para sustancias de interes industrial.** Ingeniería Química. Marzo, pp. 119 – 128, 1986. Universidad de

Zaragoza. Dpto. De Termodinâmica y Fisicoquímica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

LOZANO, M. A. ; VALERO, A. **Methodology for calculating exergy in chemical process**. ASME. AES, Vol. 4, Thermodynamic Analysis of Chemically Reactive Systems. Eds. W. J. Wepfer, G. Tsatsaronis and R. A. Bajura, ASME Book No. Goo449, pp. 77 – 86. New York, 1988. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

LOZANO, M. A. ; VALERO, A. ; GALLAR, J. **Teoría del coste exergético I. Conceptos básicos**. Publicación interna. Área de Máquinas e Motores Térmicos. Universidad de Zaragoza. Dpto. de Ingeniería Mecánica. Abril, 1989. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

LOZANO, M. A. ; VALERO, A. **Teoria del coste exergético II. Aplicación a pruebas de rendimiento**. Universidad de Zaragoza, Dpto. de Ingeniería Mecánica, 1989. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

LOZANO, M. A. ; VALERO, A. **Theory of the exergetic cost Energy**. Pergamon Press. Vol. 18, No 18, pp 939 – 960. Universidad de Zaragoza, Dpto. de Ingeniería Mecánica, 1993. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

MACCHI, E. **Power generation including cogeneration**. Milão, Itália. Energetic Department – Politecnico di Milano, 1991.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial e controle da poluição**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1990.

MARCUELLO, F. J. U. **Análisis termoeconómico y simulación de una planta combinada de producción de água y energia**. Zaragoza, Espanha Tese (Doutorado). Universidade de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecânica, 2000.

MENENDEZ, E. P. **Criteria and alternatives for development of coal-based electricity generation technologies**. 3<sup>rd</sup> International Conference on Combustion Technologies for a Clean Environment, 3-6 July 1995, Lisboa, I.L.8, 1995.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA **Mercado de Carvão Mineral do Rio Grande do Sul**. Disponível em: <[http://www.mct.gov.br/clima/comunic\\_old/carvao5.htm](http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/carvao5.htm)>. Acesso em: 20 ago 2003.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA **Mercado Produtor de Carvão Mineral de Santa Catarina**. Disponível em: <[http://www.mct.gov.br/clima/comunic\\_old/carvao6.htm](http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/carvao6.htm)>. Acesso em: 20 ago 2003.

**MIRADOR** Enciclopédia Mirador Internacional - Encyclopaedia Britannica do Brasil Publicações Ltda. Rio de Janeiro – São Paulo, 1983.

MME - Ministério de Minas e Energia – **Preços médios correntes de fontes de energia**. Disponível em: <[http://www.mme.gov.br/bem/tabelas/Tabela7\\_9.htm](http://www.mme.gov.br/bem/tabelas/Tabela7_9.htm)>. Acesso em: 30 dez 2003.

MORAN, Michael J. ; SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 3. ed. USA: John Wiley & Sons, 1998.

MPS – Modern Power Systems **Thailand installs first CFBC power-from-waste plant**. Engaland, v.

MUNOZ, M. ; VALERO, A. **Thermoeconomic analysis of a cogeneration plant**. Universidad de Zaragoza, Dpto. Ingeniería Mecánica, ASME BOOK TAIES 89, PP 210 – 219, Pergamon Press ISBN 008037516 2.

**MUNTERS UK** Case Study – Drax power Station, 2003. Disponível em: <<http://www.munters.co.uk>>. Acesso em: ago 2004.

NETL **Carbon sequestration: Technology roadmap and program Plan. 2004.**  
Disponível em:  
<<http://www.netl.doe.gov/coalpower/sequestration/pubs/SequestrationRoadmap4-29-04.pdf>>. Acesso em: 10 jul 2004.

NETO, V. C. **Análise de viabilidade da cogeração de energia elétrica em ciclo combinado com gaseificação de biomassa de cana de açúcar e gás natural.** Rio de Janeiro, Brasil Dissertação de Mestrado. COPPE/UFRJ, 2001.

OLIVEIRA, G. de - **Proinfa: Governo divulga, enfim, VEs de fontes alternativas.** 2004. Disponível em:  
<<http://www.canalenergia.com.br/zpublisher/materiais/imprimir.asp?id=38240>>.  
Acesso em: 12 abr 2004.

PAULA, C. P. **Expansão da oferta de energia elétrica – Aspectos práticos e metodológicos, com ênfase na opção termoeletrica.** São Paulo, Brasil Dissertação de Mestrado. Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia USP, 1997.  
Disponível em:<<http://www.iee.usp.br/biblioteca/producao/1997/trabalho/paiva.pdf>>. Acesso em: 18 ago 2004.

PERA, Hildo. **Geradores de vapor.** São Paulo: Fama, 1990.

PIRSON, R. ; BRACKER, G. P. **The GAVI Wijster 735000t/a waste to energy plant.** Modern Power Systems, England, v. 14 Issue 11 ISSN 0260 – 7840, p. 57 – 64, nov 1994.

PROJECT facts – **Sequestration CO<sub>2</sub> separation using a thermally optimized membrane.** Disponível em:  
<<http://www.netl.doe.gov/publications/factsheets/project/Proj194.pdf>>. Acesso em: 25 ago 2004.

PROJECT facts – **Sequestration CO<sub>2</sub> selective ceramic membrane for water-gas-shift reaction with simultaneous recovery of CO<sub>2</sub>.** Disponível em:

<<http://www.netl.doe.gov/publications/factsheets/project/Proj195.pdf>>. Acesso em: 25 ago 2004.

RICHARDS, G. A. et al. **Advanced steam generators**. Disponível em: <<http://www.netl.doe.gov/publications/proceedings/01/vision21/v21p.13pdf>>. Acesso em: 07 ago 2004.

ROCHA, Janaíde Cavalcante et al. **Reaproveitamento das cinzas pesadas do complexo Jorge Lacerda na elaboração de materiais de construção: Aspectos tecnológicos e ambientais**. Foz do Iguaçu, Paraná, 1999. Disponível em: <[http://www.xviisnpree.com.br/acervo\\_tecnico/memoria/xv/grupoii/gpt04.pdf](http://www.xviisnpree.com.br/acervo_tecnico/memoria/xv/grupoii/gpt04.pdf)>. Acesso em: 15 out 2003.

ROYO, F. J. et al. **Análisis termoeconómico del ciclo Cheng y de su posibilidad de implantación en el sector industrial**. Ingeniería Química, Año XXIV, Marzo, No. 276, pp. 117 – 123, 1992. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

SAAD, Michel A. **Thermodynamics: Principles and Practice**. USA: Prentice Hall, 1997.

SAARLAS, Mado. **Steam and gás turbines for marine propulsion**. Annapolis, Maryland: Naval Institute Press, 1978.

SEVERNS, W. H. ; DEGLER, H. E. ; MILES, J. C. **La producción de energia mediante el vapor de agua, el aire y los gases**. Barcelona: Editorial Reverté, 1975.

SIECESC – Sindicato da Indústria da Extração de Carvão do Estado de Santa Catarina. Disponível em: <<http://www.siecesc.com.br>>. Acesso em: 2003 e 2004.

SIECESC **Carvão mineral e seu papel na geração de energia e no desenvolvimento do Brasil**. Disponível em: <[http://www.siecesc.com.br/politica\\_01.htm](http://www.siecesc.com.br/politica_01.htm)>. Acesso em: 18 fev 2003.

SIEMENS Benson Boiler Tecnologia. Disponível em: <<http://www.siemenswestinghouse.com/em/bensonboiler/index.cfm>>. Acesso em: 20 jan 2003.

SIEMENS Benson Publications and References. Disponível em: <<http://www.siemenswestinghouse.com/en/bensonboiler/publications/index.cfm>>. Acesso em: 20 jan 2004.

SILVA, R. J. **Análise energética de plantas de produção de cimento Portland**. Campinas, Brasil Tese (Doutorado). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 1994.

SINGER, J. G. **Combustion fossil power systems**. A Reference Book on Fuel Burning And Steam Generation. Combustion Engineering, 1981.

SMITH, J. M. ; VAN NESS, H. C. ; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora S.A., 2000.

SOUSA, F. M. S.; MOREIRA, F. J.H.C. **Tecnologias de mitigação em centrais térmicas**. Coimbra, Portugal. Departamento de engenharia Electrotécnica e de Computadores, Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade de Coimbra, 2002. Disponível em: <<http://thor.deec.uc.pt/~ppee/docs0203/mitig.pdf>>. Acesso em: 15 mai 2004.

**STEAM ITS GENERATION AND USE**. 37. ed. New York: The Babcock & Wilcox Company, 1978.

SZARGUT, J. ; MORRIS, D. R. ; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes**. USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

TAPLIN, B. **100 MWe from proposed refuse-burning plant**. Modern Power Systems, England, v. 11 Issue 9 ISSN 0260 – 7840, p. 65 – 69, sep 1991.

**THAILAND INSTALLS FIRST CFBC POWER-FROM-WASTE PLANT.** Modern Power Systems, England, v. 15 Issue 9 ISSN 0260 – 7840, p. 49 – 54, sep 1995.

**THE FUTURE ROLE OF COAL** – Markets, supply and the environment (CIAB). 1999. Disponível em: <<http://spider.iea.org/public/freepdfs/1999/studies/futrolecoal.pdf>>. Acesso em: 17 abr 2004.

**THERMAL ENGINEERING INTERNATIONAL** – The World Leader In Heat Transfer Technology. (Feedwater Heaters). Disponível em: <<http://www.thermalengint.com/utility/utility.html>>. Acesso em: 22 nov 2001.

**THERMAX BABCOCK & WILCOX LIMITED** (TBW). Disponível em: <[http://www.tbwindia.com/Boiler?cfbc\\_system.asp](http://www.tbwindia.com/Boiler?cfbc_system.asp)>. Acessos em: 2003 e 2004.

TORREIRA, Raul Peragallo. **Geradores de vapor**. São Paulo: Companhia Melhoramentos, 1995.

TORRES, E. A. **Avaliação exergética e termoeconômica de um sistema de cogeração de um pólo petroquímico**. Campinas, Brasil Tese (Doutorado). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 1999.

TORRES, C. ; VALERO, A. **Curso de termoeconomia**. Zaragoza, Espanha. Universidad de Zaragoza, Dpto. Ingeniería Mecânica, 2001. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2003.

TRAVERSO, Alberto. **Thermoeconomic analysis of STIG, RWI and HAT cycles with carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emission penalty**. Disponível em: <[http://www.efpe.org/papers/Abert\\_Traverso.pdf](http://www.efpe.org/papers/Abert_Traverso.pdf)>. Acesso em: 02 out 2003.

**U.S. DEPARTMENT OF ENERGY** – 2002. Disponível em: <<http://www.fossil.energy.gov/programs/powersystems/combustion/>>. Acesso em: 05 set 2002.

VALERO, A. **Thermoeconomics: a new chapter of physics analisis exergetica applicata a centrali elettriche**, ENEL. Centro Ricerca Termica e Nucleare. Pisa, Itália,

1989. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

VALERO, A. ; GALLAR, J. ; MUNOZ, M. **The exergetic cost and related concepts: An application to a simple cogeneration plant.** ASME. Second Law Analysis of Thermal Systems. Eds. M. J. Moran and E. Sciubba, ASME Book no. Ioo236, pp. 123 – 130. New York, 1987. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica> Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

VALERO, A. ; LOZANO, M. A. ; MUNOZ, M. **A general theory exergy saving I.** On the exergetic cost, 1986. ASME. AES, Vol. 2 – 3. Computer Aided Engineering and Energy Systems. Vol. 3: Second Law Analysis and Modelling. Ed. R. A. Gaggioli, ASME Book No. HO341C, pp. 9 – 16. New York, 1986. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

VALERO, A. ; LOZANO, M. A. ; MUNOZ, M. **A general theory exergy saving II.** On the Thermoeconomic cost. ASME. AES. Vol. 2 – 3. Computer Aided Engineering and Energy Systems. Vol. 3: Second Law Analysis and Modelling. Ed. R. A. Gaggioli, ASME Book No. HO341C, pp. 9 – 16. New York, 1986. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecânica> Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

VALERO, A. ; LOZANO, M. A. ; SERRA, L. **Análisis termoeconómica de um sistema de cogeração.** Centro de Investigación de Recursos y Consumos Energéticos. Ano XXV, Mayo, No. 290, pp. 135 – 140, 1993. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Química> Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

VALERO, A. ; LOZANO, M. A. **Curso de termoeconomia.** Campinas, Brasil (Apostila). Universidade Estadual de Campinas, 1994.

VALERO, A. ; MUNOZ, M. **La valoración económica em base exergetica.** Universidad de Zaragoza, Dpto. de Ingeniería Mecânica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2003.

VALERO, A. ; SERRA, L. ; UCHE, J. **Fundamentals of thermoeconomics**. EURO Summer Course on Sustainable Assessment of Clean Air. Technologies, 2000. Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecánica. Disponível em: <<http://www.teide.cps.unizar.es>>. Acesso em: 2001.

VIEIRA, Silas. **Estudo de configurações de sistemas térmicos de geração de energia elétrica através da análise de exergia e de termoeconomia**. São Paulo, Brasil Dissertação de Mestrado. Instituto de Eletrotécnica e Energia USP, 1997.

WALTER, A. C. S. ; NOGUEIRA, L. A. H. **Produção de eletricidade a partir da biomassa**. In: Universidade do Amazonas/EFEI. Tecnologias de conversão energética da biomassa. 1.ed. Manaus: 1997. Cap. XI, p 463 – 507.

WARK, Kenneth. **Thermodynamics**. 4. ed. New York: McGraw – Hill Book Co, 1983.

WILLIAMS, R. H. ; LARSON, E. D. **Advanced gasification based biomass power generation and cogeneration**. In: Renewable for fuels and electricity. Island Press, 1992.

**WORLD COAL DEMAND AND SUPPLY PROPOSTS**. 2003. (CIAB). Disponível em: <[http://www.iea.org/dbtw-wpd/textbase/papers/2003/ciab\\_demand.pdf](http://www.iea.org/dbtw-wpd/textbase/papers/2003/ciab_demand.pdf)>. Acesso em: 15 jul 2004.

**WORLD COAL INSTITUTE** – 2004. Disponível em: <[http://www.wci-coal.com/web/list.php?menu\\_id=2.2](http://www.wci-coal.com/web/list.php?menu_id=2.2)>. Acesso em: 10 mar. 2004.

WUNSCH, A. **Combined gas/steam turbine power plants**. The Present State of Progress and Future Developments, Brown Boveri Rev. 65, (10), 646 – 655, 1978.

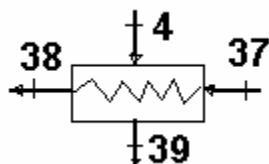
WYLEN, G. J. V. ; SONNTAG, R. E. ; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1995.

YAMAGUCHI, K. ; FUNASAKA, H. ; SAITOH, M. **Development transitions of coal utilization technology in Japan and future subjects**. 18<sup>th</sup> Congress, Buenos Aires, 2001. Disponível em: <[http://www.worldenergy.org/wec\\_geis/publication/default/tech\\_papers/18th Congress/downloads/ds/ds1/ds1\\_15.pdf](http://www.worldenergy.org/wec_geis/publication/default/tech_papers/18th_Congress/downloads/ds/ds1/ds1_15.pdf)>. Acesso em: 2 out. 2003.

## APÊNDICE A

### CÁLCULO DAS VAZÕES MÁSSICAS DE VAPOR PARA OS AQUECEDORES DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

c) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (9°):



**9° aquecedor**

$$\dot{m}_{38} = \dot{m}_{37} = \dot{m}_3 \text{ e } \dot{m}_4 = \dot{m}_{39}$$

d) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (9°):

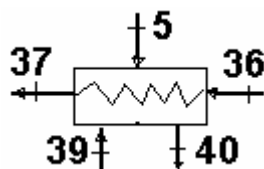
$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{37} h_{37} = \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{38} h_{39}, \text{ e portanto:}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \frac{(h_{38} - h_{37})}{(h_4 - h_{39})}, \text{ substituindo os valores numéricos, vem:}$$

$$\dot{m}_4 = 563 \times \frac{(1106,2 - 993,84)}{(3368,95 - 1260,1)}, \text{ e portanto:}$$

$$\dot{m}_4 = 30 \text{ kg/s}$$

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (8°):



**8° aquecedor**

$$\dot{m}_{36} = \dot{m}_{37} = \dot{m}_3 \text{ e } \dot{m}_{40} = \dot{m}_{39} + \dot{m}_5$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (8°):

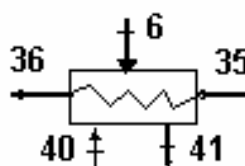
$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{36} h_{36} + \dot{m}_{39} h_{39} = \dot{m}_{37} h_{37} + \dot{m}_{40} h_{40}, \text{ e portanto:}$$

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_{37}(h_{37} - h_{36}) - \dot{m}_{39}(h_{39} - h_{40})}{(h_5 - h_{40})}, \text{ substituindo os valores numéricos, vem:}$$

$$\dot{m}_5 = \frac{563 \times (993,84 - 884,45) - 30 \times (1260,1 - 1101,0)}{(3252,24 - 1101)}, \text{ e portanto:}$$

$$\dot{m}_5 = 26,41 \text{ kg/s}$$

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (7°):



7° aquecedor

$$\dot{m}_{36} = \dot{m}_{35} \text{ e } \dot{m}_{41} = \dot{m}_6 + \dot{m}_{40}$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (7°):

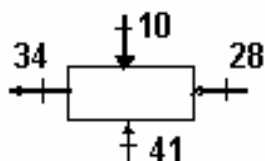
$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{35} h_{35} + \dot{m}_{40} h_{40} = \dot{m}_{36} h_{36} + \dot{m}_{41} h_{41}, \text{ e então:}$$

$$\dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_{36}(h_{36} - h_{35}) - \dot{m}_{40}(h_{40} - h_{41})}{(h_6 - h_{41})}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\dot{m}_6 = \frac{563 \times (884,45 - 796,7) - 56,41 \times (1101 - 952,01)}{(3133,35 - 952,01)}$$

$$\dot{m}_6 = 18,8 \text{ kg/s}$$

- a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao desaerador (aquecedor 6°):



**desaerador**

$$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{28} + \dot{m}_{41} \quad ; \quad \dot{m}_{34} = \dot{m}_3 \quad \text{e portanto:} \quad \dot{m}_{28} = \dot{m}_3 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{41}$$

- b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao desaerador:

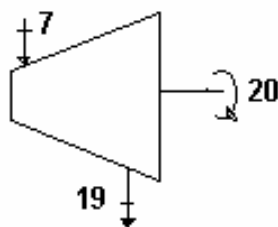
$$\dot{m}_{10} h_{10} + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{41}) h_{28} + \dot{m}_{41} h_{41} = \dot{m}_{34} h_{34}$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{m}_3 h_{34} - (\dot{m}_3 - \dot{m}_{41}) h_{28} - \dot{m}_{41} h_{41}}{(h_{10} - h_{28})}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{563 \times 767,73 - 487,79 \times 661,53 - 75,21 \times 952,01}{(3417,3 - 661,53)} \quad \therefore$$

$$\dot{m}_{10} = 13,77 \text{ kg/s}$$

Cálculo da vazão mássica para a turbina de acionamento da bomba de alta pressão:



**turbina de acionamento da bomba de alta pressão**

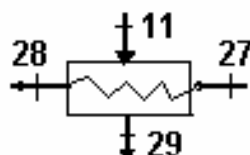
$$\eta_T = 75\%, \quad h_7 = 3133,35 \text{ kJ/kg}, \quad s_7 = 6,627 \text{ kJ/kgK}, \quad \dot{W}_{eixo} = 17.380 \text{ KW}$$

do programa de propriedades termodinâmicas da água (Moran & Shapiro), tira-se:

$$h_9 = 2304,34 \text{ kJ/kg}, \quad s_{19} = 7,526 \text{ kJ/kgK} \quad \text{e sendo} \quad \dot{W}_{eixo} = \dot{m}_7(h_7 - h_{19})$$

$$\text{portanto: } \dot{m}_7 = \frac{17.380}{(3133,35 - 2304,34)} \quad \text{e} \quad \dot{m}_7 = 20,96 \text{ kg/s}$$

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (5°):



5° aquecedor

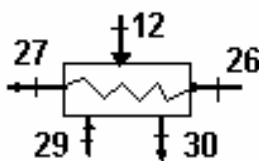
$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{11} = \dot{m}_{29}$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (5°):

$$\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{29}) = \dot{m}_{28}(h_{28} - h_{27}) \quad , \quad \text{e substituindo os valores obtêm-se:}$$

$$\dot{m}_{11} = \frac{474,02 \times (661,53 - 557,20)}{(3232,53 - 672,31)} \quad \therefore \quad \dot{m}_{11} = 19,32 \text{ kg/s}$$

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (4°):



4° aquecedor

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{30} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{29}$$

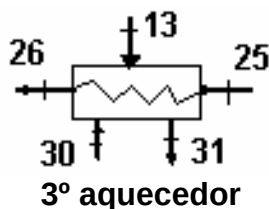
b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (4°):

$$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{26} h_{26} + \dot{m}_{29} h_{29} = \dot{m}_{27} h_{27} + \dot{m}_{30} h_{30} \quad \therefore$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{\dot{m}_{27}(h_{27} - h_{26}) - \dot{m}_{29}(h_{29} - h_{30})}{(h_{12} - h_{30})}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{474,02 \times (557,20 - 454,16) - 19,32 \times (672,7 - 537,75)}{(3052,95 - 537,75)} \text{ e } \therefore \dot{m}_{12} = 18,38 \text{ kg/s}$$

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (3°):



$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \text{ e } \dot{m}_{31} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{30}$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (3°):

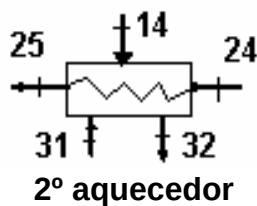
$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{30} h_{30} = \dot{m}_{26} h_{26} + \dot{m}_{31} h_{31}$$

$$\dot{m}_{13} = \frac{\dot{m}_{26}(h_{26} - h_{25}) - \dot{m}_{30}(h_{30} - h_{31})}{(h_{13} - h_{31})}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\dot{m}_{13} = \frac{474,02 \times (454,16 - 352,06) - 37,7 \times (537,75 - 405,17)}{(2867,6 - 405,17)}$$

$$\dot{m}_{13} = 17,62 \text{ kg/s}$$

a) aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (2°):



$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{32} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{31}$$

b) aplicando-se a conservação da energia em regime permanente ao aquecedor (2°):

$$\dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{31} h_{31} = \dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{32} h_{32}$$

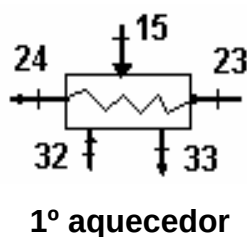
$$\dot{m}_{14} = \frac{\dot{m}_{25}(h_{25} - h_{24}) - \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{32})}{(h_{14} - h_{32})}, \text{ substituindo agora os valores numéricos,}$$

obtêm-se:

$$\dot{m}_{14} = \frac{474,02 \times (352,06 - 250,53) - 55,32 \times (405,17 - 273,83)}{(2691,55 - 273,83)}$$

$$\dot{m}_{14} = 16,90 \text{ kg/s}$$

Finalmente, aplicando-se a conservação da massa em regime permanente ao aquecedor (1°):



$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{33} = \dot{m}_{15} + \dot{m}_{32}$$

e também a conservação da energia em regime permanente, vem:

$$\dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{32} h_{32} = \dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{33} h_{33}$$

$$\dot{m}_{15} = \frac{\dot{m}_{24}(h_{24} - h_{23}) - \dot{m}_{32}(h_{32} - h_{33})}{(h_{15} - h_{33})}, \text{ substituindo os valores, vem:}$$

$$\dot{m}_{15} = \frac{474,02 \times (250,53 - 149,16) - 72,22 \times (273,83 - 143,04)}{(2511,96 - 143,04)},$$

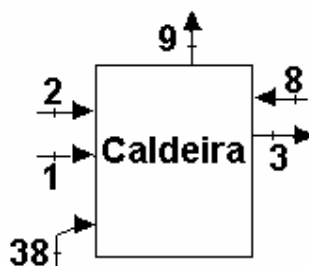
$$\dot{m}_{15} = 16,30 \text{ kg/s.}$$

## APÊNDICE B

### CÁLCULO DOS RENDIMENTOS E IRREVERSIBILIDADE DOS EQUIPAMENTOS

Pode-se calcular os rendimentos energéticos, exergéticos e irreversibilidades a partir das equações apresentadas no Capítulo 4. O cálculo é feito a partir de um esquema mostrando os fluxos de entrada e saída do equipamento e da definição F-P.

**Caldeira:**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{P_e}{F_e} = \frac{(E_3 - E_{38}) + (E_9 - E_8)}{E_1 + E_2}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{(1960366 - 622790,6) + (1676386,53 - 1463978,88)}{(1968759 + 2235,44)}$$

$$\eta_e = 0,7864$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{P}{F} = \frac{(B_3 - B_{38}) + (B_9 - B_8)}{B_1 + B_2}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_b = \frac{(865978,79 - 155962,26) + (668635,94 - 545542,21)}{(1968759 + 2235,44)}$$

$$\eta_b = 0,4226$$

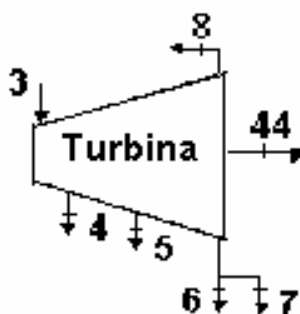
Irreversibilidade:

$I = F - P$ , substituindo os valores, obtêm-se:

$$I = (1968759 + 2235,44) - [(865978,79 - 155962,26) + (668635,94 - 545542,21)]$$

$$I = 1.137.884,18 \text{ KW.}$$

**Turbina de alta pressão:**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{P_e}{F_e} = \frac{\dot{W}_{44}}{E_3 - E_4 - E_5 - E_6 - E_7 - E_8}, \text{ ou}$$

$$\eta_e = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4)(h_4 - h_5) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_5 - h_8)}{\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8}, \text{ substituindo os valores,}$$

obtêm-se:

$$\eta_e = \frac{184844,96}{(1960366 - 101068,5 - 85891,66 - 58906,98 - 65675 - 1463978,88)}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{P}{F} = \frac{B_{44}}{(B_3 - B_4 - B_5 - B_6 - B_7 - B_8)}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_b = \frac{184844,96}{(865978,79 - 42520,5 - 34113,8 - 21858,38 - 24369,8 - 545542,21)}$$

$$\eta_b = 0,9356$$

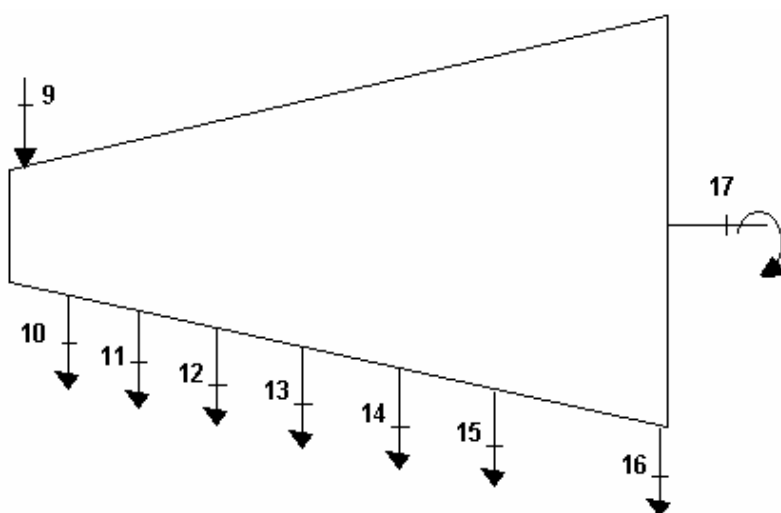
Irreversibilidade:

$I = F - P$ , substituindo os valores, obtém-se:

$$I = (865978,79 - 42520,5 - 34113,8 - 21858,38 - 24369,8 - 545542,21) - 184844,96$$

$$I = 12.729,00 \text{ KW.}$$

**Turbinas intermediárias e de baixa pressão:**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{17}}{E_9 - E_{10} - E_{11} - E_{12} - E_{13} - E_{14} - E_{15} - E_{16}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_e$$

$$= \frac{528036,14}{(1676386,53 - 47056,22 - 62452,48 - 56113,22 - 50527,11 - 45487,2 - 40944,95 - 845769,25)}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{17}}{B_9 - B_{10} - B_{11} - B_{12} - B_{13} - B_{14} - B_{15} - B_{16}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_b = \frac{528036,14}{(668635,94 - 17228,2 - 20417,57 - 15921,31 - 11760,82 - 8033,08 - 4538,73 - 24179,94)}$$

$$\eta_b = 0,932$$

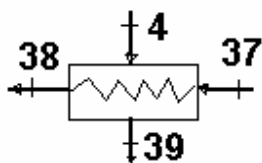
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (668635,94 - 17228,2 - 20417,57 - 15921,31 - 11760,82 - 8033,08 - 4538,73 - 24179,94) - 528036,14$$

$$I = 38.520,00 \text{ KW}$$

**Aquecedor (9°)**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{38} - E_{37}}{E_4 - E_{39}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_e = \frac{622790,6 - 559531,92}{101068,5 - 37803}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{38} - B_{37}}{B_4 - B_{39}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_b = \frac{155962,26 - 129613,86}{42520,5 - 10132,8}$$

$$\eta_b = 0,8135$$

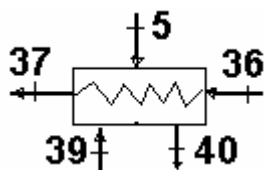
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (42520,5 - 10132,8) - (155962,26 - 129613,86)$$

$$I = 6.039,30 \text{ KW}$$

**Aquecedor (8°)**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{37} - E_{36}}{E_5 + E_{39} - E_{40}}, \text{ substituindo os valores, chega-se a:}$$

$$\eta_e = \frac{559531,92 - 497945,35}{85891,66 + 37803 - 62107,41}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{37} - B_{36}}{B_5 + B_{39} - B_{40}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_b = \frac{129613,86 - 105810,22}{34113,8 + 10132,8 - 14897,9}$$

$$\eta_b = 0,8111$$

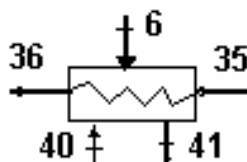
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (34113,8 + 10132,8 - 14897,9) - (129613,86 - 105810,22)$$

$$I = 5.545,10 \text{ KW}$$

**Aquecedor (7º):**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{36} - E_{35}}{E_6 + E_{40} - E_{41}}, \text{ substituindo os valores numéricos, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{497945,35 - 448542,1}{58906,98 + 62107,41 - 71600,67}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{36} - B_{35}}{B_6 + B_{40} - B_{41}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_b = \frac{105810,22 - 85480,3}{21858,38 + 14897,9 - 15092,4}$$

$$\eta_b = 0,9384$$

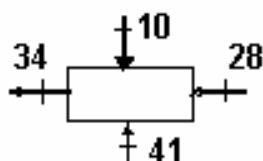
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (21858,38 + 14897,9 - 15092,4) - (105810,22 - 85480,3)$$

$$I = 1.334 \text{ KW}$$

### Aquecedor (6°)



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{34}}{E_{10} + E_{28} + E_{41}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{432232}{47056,22 + 313578,45 + 71600,67}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{34}}{B_{10} + B_{28} + B_{41}}, \text{ substituindo os valores, vem:}$$

$$\eta_b = \frac{74490,53}{17228,2 + 46378,12 + 15092,4}$$

$$\eta_b = 0,9465$$

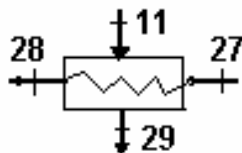
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (17228,2 + 46378,12 + 15092,4) - 74490,53$$

$$I = 4.208,20 \text{ KW}$$

### Aquecedor (5°)



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{28} - E_{27}}{E_{11} - E_{29}}, \text{ substituindo os valores numéricos, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{313578,45 - 264123,94}{62452,48 - 1928,14}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{28} - B_{27}}{B_{11} - B_{29}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_b = \frac{46378,12 - 32337,64}{20417,57 - 1928,14}$$

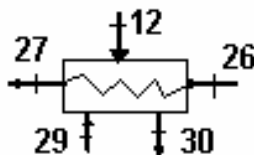
$$\eta_b = 0,7594$$

Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (20417,57 - 1928,14) - (46378,12 - 32337,64)$$

$$I = 4.448,90 \text{ KW}$$

**Aquecedor (4º)**

Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{27} - E_{26}}{E_{12} + E_{29} - E_{30}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{264123,94 - 215280,92}{56113,22 + 12989,03 - 20273,17}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{27} - B_{26}}{B_{12} + B_{29} - B_{30}}, \text{ substituindo os valores, chega-se a:}$$

$$\eta_b = \frac{32337,64 - 20601,38}{15921,31 + 1928,14 - 2308}$$

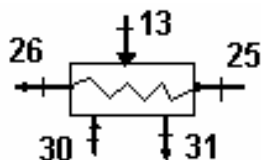
$$\eta_b = 0,7551$$

Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (15921,31 + 1928,14 - 2308) - (32337,64 - 20601,38)$$

$$I = 3.805,20 \text{ KW}$$

**Aquecedor (3º)**

Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{26} - E_{25}}{E_{13} + E_{30} - E_{31}}, \text{ substituindo os valores, vem:}$$

$$\eta_e = \frac{215280,92 - 166883,48}{50527,11 + 20273,17 - 22414}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{26} - B_{25}}{B_{13} + B_{30} - B_{31}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_b = \frac{20601,38 - 11404,92}{11760,82 + 2308 - 1712,15}$$

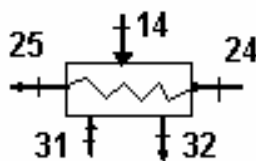
$$\eta_b = 0,7442$$

Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (11760,82 + 2308 - 1712,15) - (20601,38 - 11404,92)$$

$$I = 3.160,21 \text{ KW}$$

**Aquecedor (2º)**

Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{25} - E_{24}}{E_{14} + E_{31} - E_{32}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{166883,48 - 118756,23}{45487,2 + 22414 - 19776}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{25} - B_{24}}{B_{14} + B_{31} - B_{32}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_b = \frac{11404,92 - 5045,94}{8033,08 + 1712,15 - 727,25}$$

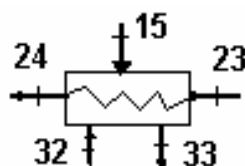
$$\eta_b = 0,7051$$

Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (8033,08 + 1712,15 - 727,25) - (11404,92 - 5045,94)$$

$$I = 2.659 \text{ KW}$$

**Aquecedor (1º)**

Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{24} - E_{23}}{E_{15} + E_{32} - E_{33}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_e = \frac{118756,23 - 70704,82}{40944,95 + 19776 - 12661,9}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergetico:

$$\eta_b = \frac{B_{24} - B_{23}}{B_{15} + B_{32} - B_{33}}, \text{ substituindo os valores, vem:}$$

$$\eta_b = \frac{5045,94 - 1914,38}{4538,73 + 727,25 - 13,6}$$

$$\eta_b = 0,5962$$

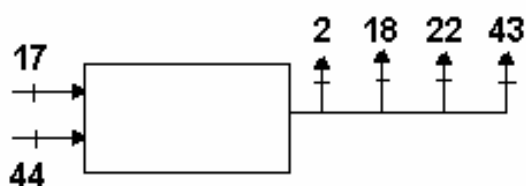
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (4538,73 + 727,25 - 13,6) - (5045,94 - 1914,38)$$

$$I = 2.120,82 \text{ KW}$$

**Gerador**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_2 + E_{18} + E_{22} + E_{43}}{E_{17} + E_{44}}, \text{ substituindo os valores numéricos, chega-se a:}$$

$$\eta_e = \frac{2235,44 + 660000 + 2901 + 3933,43}{528036,14 + 184844,96}$$

$$\eta_e = 0,9385$$

Rendimento exergetico:

$$\eta_b = \frac{B_2 + B_{18} + B_{22} + B_{43}}{B_{17} + B_{44}}, \text{ que correspondem aos mesmos valores usados para o}$$

cálculo da eficiência energética, portanto:  $\eta_b = 0,9385$

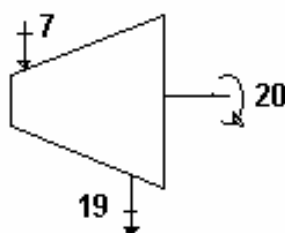
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (528036,14 + 184844,96) - (2235,44 + 660000 + 2901 + 3933,43)$$

$$I = 43.811,23 \text{ KW}$$

**Turbina de acionamento da bomba de alta pressão**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{20}}{E_7 - E_{19}}, \text{ substituindo os valores em questão, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{17380}{65675 - 48298,97}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergetico:

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{20}}{B_7 - B_{19}}, \text{ onde } \dot{W}_{20} = B_{20}$$

$$\eta_b = \frac{17380}{24369,8 - 1378,54}$$

$$\eta_b = 0,7559$$

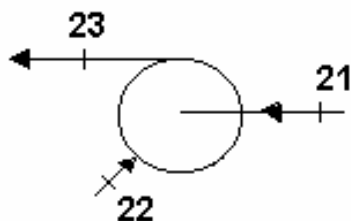
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = (24369,8 - 1378,54) - 17380$$

$$I = 5.611,30 \text{ KW}$$

**Bomba da linha de baixa pressão (bomba de sucção do condensador)**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{23} - E_{21}}{\dot{W}_{22}}, \text{ substituindo os valores, obtêm-se:}$$

$$\eta_e = \frac{70704,82 - 67803,82}{2901}$$

$$\eta_e = 1,00$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{23} - B_{21}}{\dot{W}_{22}}, \text{ onde } \dot{W}_{22} = B_{22}$$

$$\eta_b = \frac{1914,38 - 72,81}{2901}$$

$$\eta_b = 0,6348$$

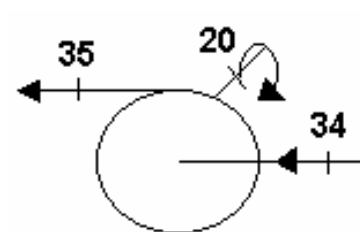
Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = 2901 - (1914,38 - 72,81)$$

$$I = 1.059,43 \text{ KW}$$

**Bomba da linha de alta pressão (acionada pela turbina de contra pressão)**



Rendimento energético:

$$\eta_e = \frac{E_{35} - E_{34}}{\dot{W}_{20}}, \text{ substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\eta_e = \frac{448542,1 - 432232}{17.380}$$

$$\eta_e = 0,9384$$

Rendimento exergético:

$$\eta_b = \frac{B_{35} - B_{34}}{\dot{W}_{20}}, \text{ onde } \dot{W}_{20} = B_{20}$$

$$\eta_b = \frac{85480,3 - 74490,53}{17.380}$$

$$\eta_b = 0,6323$$

Irreversibilidade:

$$I = F - P$$

$$I = 17.380 - (85480,3 - 74490,53)$$

$$I = 6.390,23 \text{ KW}$$