

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO PRELIMINAR DE VIABILIDADE TÉCNICA E
ECONÔMICA DA CONVERSÃO DA USINA
TERMOELÉTRICA PIRATININGA EM CICLO
COMBINADO**

GILBERTO OSWALDO IENO



ORIENTADOR: PROF. DR. ROBERTO HUKAI

SÃO PAULO, 1993

L20. 92 I₂ 222
D-83980/USP
a. 2

INSTITUTO DE ELETROTÉCNICA E ENERGIA USP
PIB. BIBLIOTECA Prof. Francisco Telles
Nº 137di

**ESTUDO PRELIMINAR DE VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA DA
CONVERSÃO DA USINA TERMOELÉTRICA PIRATININGA EM CICLO
COMBINADO**

1 - INTRODUÇÃO

- 1.1 - Histórico
- 1.2 - Situação atual
- 1.3 - Objetivo deste estudo
- 1.4 - Conteúdo deste estudo

**2 - PRINCÍPIOS BÁSICOS SOBRE TURBINAS A GÁS E CICLOS
COMBINADOS**

2.1 - Turbinas a gás

2.1.1 - Desenvolvimento histórico

2.1.2 - Estado da arte da turbina a gás

2.1.2.1 - O ciclo teórico de uma turbina a gás

2.1.2.2 - Condições reais de funcionamento

2.1.2.3 - Turbinas com injeção de vapor

2.1.2.4 - Compressão com resfriamento intermediário

2.1.3 - Análise quantitativa de uma turbina a gás

2.1.3.1 - Temperatura do ar na turbina

2.1.3.2 - Temperatura do ar no compressor

2.1.3.3 - Caldeira de recuperação

2.1.3.4 - Consumo de combustível

2.1.3.5 - Potência da turbina

2.1.3.6 - Potência do compressor

2.1.3.7 - Rendimento da instalação

2.1.3.8 - Compressor com resfriamento

2.2 - Ciclos combinados

2.2.1 - Tipos e arranjos

2.2.1.1 - Combinação com ciclo de Rankine simples

2.2.1.2 - Combinação com ciclo regenerativo

2.2.1.3 - Avaliação de ciclos combinados

2.2.1.4 - Quadro comparativo entre os dois ciclos

2.2.2 - Estágio atual e perspectivas

2.2.2.1 - Ciclos combinados em operação

2.2.2.2 - Perspectivas das instalações

3-CONVERSÃO DE USINAS TERMOELÉTRICAS EM CICLO COMBINADO

3.1 - Experiências no exterior

- 3.1.1 - Conversão a partir de turbinas a gás
- 3.1.2 - Conversão a partir de turbinas a vapor

3.2 - Alternativas para a Usina Piratininga

3.2.1 - Primeira alternativa

- 3.2.1.1. - Turbina a gás Siemens- V84.2
- 3.2.1.2 - Turbina a gás Frame 9 (MS-9000/E) GE

3.2.2 - Segunda alternativa

3.2.3 - Terceira alternativa

3.3 - Bases técnicas para análise

- 3.3.1 - Rendimento energético
 - 3.3.2 - Suprimento de gás natural
 - 3.3.3 - Considerações sobre o novo arranjo
 - 3.3.4 - Alterações necessárias
 - 3.3.4.1 - Alterações para a primeira alternativa
 - 3.3.4.2 - Alterações para a segunda alternativa
 - 3.3.4.3 - Alterações para a terceira alternativa
 - 3.3.5 - Versatilidade da instalação
 - 3.3.6 - Disponibilidade de turbinas a gás
 - 3.3.7 - Operação, manutenção e treinamento
 - 3.3.7.1 - Experiência brasileira
 - 3.3.8 - Investimentos necessários
 - 3.3.9 - Custo de geração de energia elétrica
- #### **3.4 - Opção técnica mais favorável**
- 3.4.1 - Rendimento
 - 3.4.2 - Espaço necessário
 - 3.4.3 - Adaptações necessárias
 - 3.4.4 - Instalações para o uso do gás natural
 - 3.4.5 - Influência da versatilidade da instalação
 - 3.4.6 - Disponibilidade de turbinas
 - 3.4.7 - Operação, manutenção e treinamento
 - 3.4.8 - Custos de instalação e de geração
 - 3.4.9 - Comparação entre as alternativas

4 - ANÁLISE TÉCNICA DA ALTERNATIVA ESCOLHIDA

- 4.1 - Arranjo geral da nova usina
- 4.2 - Modificações necessárias

- 4.2.1 - Desmontagem da caldeira
- 4.2.2 - Desmontagem do tanque de óleo de serviço
- 4.2.3 - Construção do novo prédio
- 4.2.4 - Instalação dos novos alternadores
- 4.2.5 - Sistema de controle
- 4.2.6 - Instalações de gás natural
- 4.3 - Inserção na rede da Eletropaulo
 - 4.3.1 - Situação atual
 - 4.3.2 - Situação após a conversão
- 4.4 - Suprimento do gás natural
 - 4.4.1 - O gás natural brasileiro
 - 4.4.2 - O gás natural em São Paulo
 - 4.4.3 - Suprimento por gasoduto vindo da Bolívia
 - 4.4.3.1 - Traçado do gasoduto
 - 4.4.3.2 - Características do gás boliviano
 - 4.4.4 - Suprimento por gasoduto vindo da Argentina

5 - ANÁLISE ECONÔMICA PRELIMINAR

- 5.1 - Definição dos parâmetros econômicos
 - 5.1.1 - Parâmetros de investimentos
 - 5.1.1.1 - Turbo-geradores
 - 5.1.1.2 - Caldeiras de recuperação
 - 5.1.1.3 - Transformadores
 - 5.1.1.4 - Obras civis e despesas com pessoal
 - 5.1.1.5 - Resumo dos custos de investimentos
 - 5.1.2 - Parâmetros de operação e manutenção
 - 5.1.2.1 - Custo do gás natural
 - 5.1.2.2 - Custo do pessoal
 - 5.1.2.3 - Custo de manutenção
 - 5.1.2.4 - Custo de amortização dos investimentos
 - 5.1.2.5 - Resumo dos custos
- 5.2 - Investimento e custo de capital
 - 5.2.1 - Investimento
 - 5.2.2 - Custo de capital
- 5.3 - Custo do combustível
- 5.4 - Custos de operação e manutenção

5.5 - Resumo dos custos anuais

5.6 - Sensibilidade do custo de geração

5.6.1 - Sensibilidade em função da taxa de desconto

5.6.2 - Sensibilidade em função do custo do gás

5.6.3 - Sensibilidade em função do prazo de amortização

5.6.4 - Sensibilidade em função do fator de capacidade

6 -ANÁLISE DOS IMPACTOS

6.1 - Introdução

6.2 - Emissão de poluentes por tonelada de combustível

6.3 - Emissão de poluentes por MWh produzido

6.4 - Emissão de poluentes por uma unidade convertida

6.5 - Emissão média diária com 60% de fator de carga

6.6 - Emissão de dióxido de carbono

6.7 - As emissões nos países da OCDE

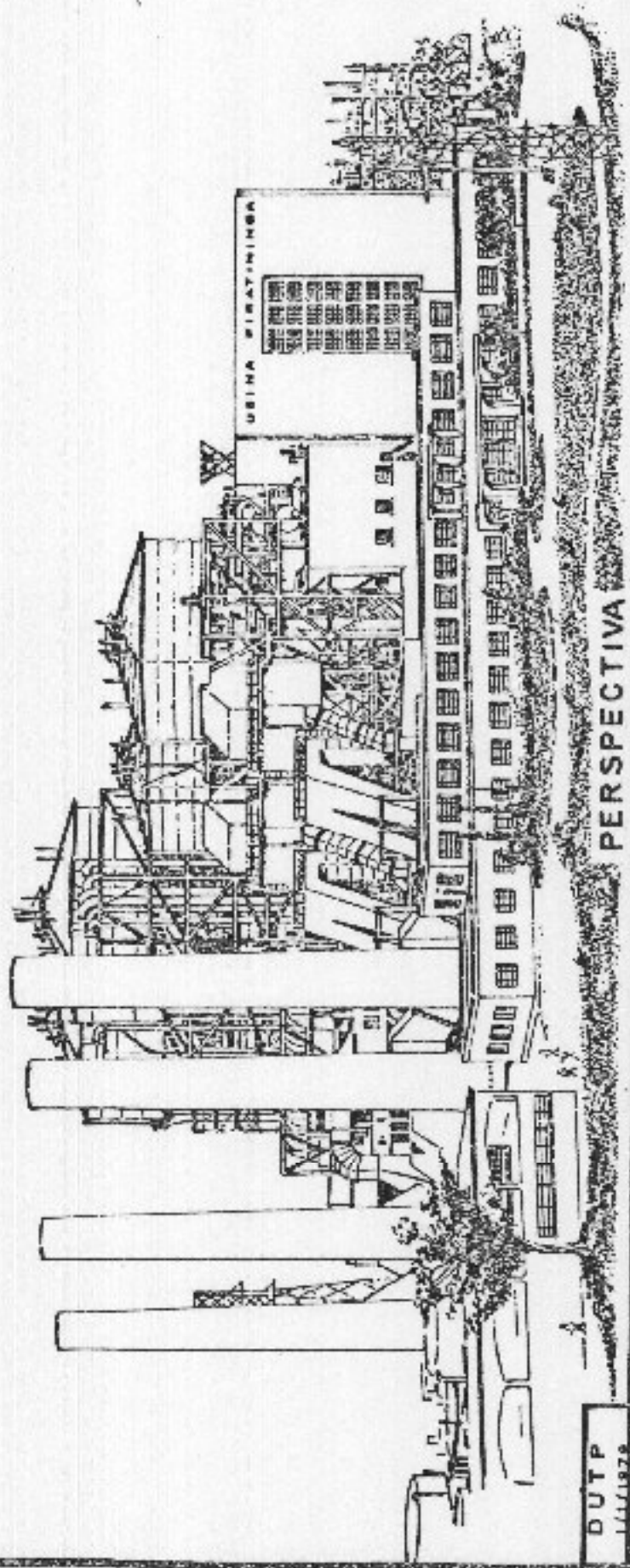
7 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 - Aspectos técnicos da conversão

7.2 - Aspectos ambientais da conversão

7.3 - Aspectos econômicos da conversão

USINA TERMOELÉTRICA "PIRATININGA"



DUTP
1/11/1979

PERSPECTIVA

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - HISTÓRICO

A atual Eletropaulo foi fundada em 1889 com o nome de São Paulo Light S/A, após obter a concessão para explorar os serviços de viação e gerar e distribuir energia elétrica na cidade de São Paulo. Para iniciar os serviços de bondes elétricos, a Light instalou um sistema gerador termoelétrico, enquanto construía a sua primeira usina hidroelétrica em Santana do Parnaíba no rio Tietê, inaugurada em 1901. Iniciada com uma potência de 2 MW, sua capacidade foi ampliada em função do crescimento da demanda, chegando a 12 MW em 1912.

A central utilizava as águas dos rios Tietê, Pinheiros e Guarapiranga, sendo a regularização das águas feita com a construção da barragem do Guarapiranga.

Enquanto procurava uma solução definitiva para o crescimento da demanda, a Light resolveu instalar a Central Termoelétrica de Paula Souza. Em 1912, data de sua inauguração, a sua capacidade era de 5 MW, sendo posteriormente duplicada até 1924.

A Usina de Itupararanga no rio Sorocaba, acrescentou 30 MW ao sistema da Light em 1914, recebendo mais 20 MW em 1925. Ainda neste ano, a Light incorporou mais 22 MW da Usina de Rasgão. Nesta época a área de concessão da Light abrangia, além da Capital, as cidades de São Bernardo, Guarulhos, Santana do Parnaíba, Sorocaba, São Roque, Ibiúna e Jundiaí. A última das pequenas usinas foi a de Porto Côes, inaugurada em 1928 com a potência de 10 MW.

Como a construção de pequenas centrais hidroelétricas não atendia ao crescimento da demanda, partiu-se então para uma solução mais arrojada, o que resultou na inauguração da Usina Henry Borden em Cubatão, em 1926. O rio Pinheiros foi então retificado para facilitar o seu escoamento, e por meio de duas estações de bombeamento, suas águas chegaram ao nível da Represa Billings, garantindo o funcionamento regular da nova hidroelétrica. A primeira fase de bombeamento elevou o rio pinheiros em 5 metros, com uso das bombas reversíveis do tipo Kaplan, na Usina Elevatória de Traição. A Usina Elevatória de Pedreira completou o bombeamento do rio Pinheiros, elevando suas águas mais 20 metros, por meio de bombas reversíveis do tipo Francis. Desta forma, o rio Pinheiros que sempre foi um afluente do rio Tietê, passou a correr em sentido contrário por força do bombeamento. Nestas condições, as águas do rio Tietê ficaram divididas entre o seu curso normal, e o rio Pinheiros, rumo à Represa Billings. Este sistema hidráulico possibilitou a instalação da Usina Henry Borden I, com 8 turbinas do tipo Pelton, com eixo horizontal e posteriormente, a construção da Usina Henry Borden II com 6 turbinas do tipo Pelton com eixo vertical e 4 jatos injetores em cada rotor. Esta última usina é conhecida como a usina subterrânea por ter sido totalmente construída em uma grande escavação ao lado da usina original. Desta forma, esgotando-se o potencial hidráulico na sua área de concessão, a Light partiu para uma solução térmica, iniciando a construção da Usina Termoelétrica Piratininga.

Esta usina foi inaugurada em 1954, contando inicialmente com duas unidades geradoras de 100 MW, denominadas 1 e 2.

Em 1961, a Usina Piratininga foi ampliada com a instalação das unidades 3 e 4, acrescentando 272 MW à sua capacidade inicial. Este foi o último investimento em geração efetuado pela Light, que a partir de então passou a comprar energia de outras empresas. Com o crescimento da demanda em sua área de concessão, a Light ficou caracterizada como uma empresa de distribuição, interligada com a Uselpa a partir de 1962 e com Furnas a partir de 1963.

As pequenas usinas perderam importância, sendo todas elas desativadas, ficando somente a Usina de Edgard Sousa com a função única de regularizar o fluxo de água do rio Tietê.

No início da década de 80, a Light foi comprada pelo Governo do Estado de São Paulo e Eletrobrás, passando a denominar-se Eletropaulo Eletricidade de São Paulo S/A. Atualmente, sua capacidade de geração não chega a 20% da demanda. Com a Usina Termoelétrica Piratininga quase desativada, a geração da Eletropaulo, efetuada pelas Usinas Henry Borden atende somente a 12% das necessidades de sua área de concessão.

A Eletropaulo fornece energia a 74 municípios paulistas cobrindo uma área de 21.612 km², começando na região de Sorocaba, Jundiaí e Itú a oeste e atingindo o Vale do Paraíba depois de passar pela Grande São Paulo e Baixada

Santista. A importância como empresa distribuidora de energia elétrica, está expressa nos seguintes números:

A Eletropaulo atende 17% da população brasileira, concentrada em uma área altamente industrializada responsável por 27% do PIB (produto interno bruto) A demanda máxima é de 7.500 MW, correspondendo a 70% da demanda total do Estado de São Paulo.

O sistema hidráulico, representado pelo represamento das águas dos rios Tietê e Pinheiros, torna a Eletropaulo responsável pela regularização destes rios e pelo controle das enchentes, bem como pela distribuição da carga poluidora da cidade de São Paulo. Quando as Usinas Henry Borden funcionam em plena carga, quase toda a água do rio Tietê é desviada para a Represa Billings, através do rio Pinheiros, conduzindo para lá uma grande carga poluidora, ao mesmo tempo que alivia a região do médio e Baixo Tietê.

1.2 - SITUAÇÃO ATUAL

A Usina Termoelétrica Piratininga, localizada na margem do rio Pinheiros junto a barragem da Usina Elevatória de Pedreira, tem capacidade de 472 MW com quatro unidades geradoras, sendo duas de 100 MW e outras duas de 136 MW. As primeiras são denominadas unidades 1 e 2 e as outras, unidades 3 e 4. O combustível utilizado é o óleo proveniente dos reservatórios de Utinga e Barueri da Petrobrás, que chega até a usina por meio de um oleoduto, construído especialmente para este fim. Funcionando em plena carga, as quatro caldeiras consomem 115,6 ton/h de óleo combustível,

lançando na atmosfera cerca de 1.800 ton/h de gases. O óleo é armazenado na usina em quatro tanques, sendo dois de 21.000 m³ e outros dois de 34.000 m³ com capacidade para suprir a usina em plena carga, com 80% de fator de carga, durante 30 dias.

Os condensadores utilizam a água do rio Pinheiros, para condensar 1.644.000 kg/h do vapor proveniente das quatro turbinas. Esta água sofre um acréscimo de 11 oC e volta para o rio à jusante da tomada de água, evitando o seu retorno para os condensadores.

Cada unidade contém dois ventiladores que fornecem o ar para a combustão, e mais dois que aspiram os gases de dentro da caldeira e os transferem para a chaminé.

A energia elétrica é gerada em 13.800 V nas unidades 1 e 2, e em 14.400 V nas unidades 3 e 4, sendo em seguida elevada respectivamente para 88.000 V e 230.000 V. Quatro bancos de transformadores com capacidade total de 525.000 kVa fazem a elevação da tensão, e três bancos de 100.000 kVa fazem a interligação entre as duas redes.

A Tabela 1.1 mostra as características principais das caldeiras das unidades 1 e 2 da Usina Termoelétrica Piratinga. As demais tabelas até a de número 1.6 mostram as características principais de caldeiras, condensadores tanto das unidades 1 e 2 como também das unidades 3 e 4.



TABELA 1.1 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DAS CALDEIRAS DAS UNIDADES 1 E 2

Fabricante	Babcock-Wilcox
Capacidade	395.000 kg/h
Pressão do vapor	61 kgf/cm ²
Temperatura do vapor	500 °C
Temperatura de entrada da água	220 °C
Fluxo de ar	364 ton/h
Fluxo de gases	391 ton/h
Temperatura de saída dos gases	190 °C
Consumo de combustível	27 ton/h

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga

TABELA 1.2 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DOS TURBO-GERADORES DAS UNIDADES 1 E 2

Fabricante	General Electric
Capacidade	100 MW
Pressão do vapor	61 kgf/cm ²
Pressão na saída da turbina	0,05 kgf/cm ²
Temperatura na entrada da turbina	500 °C
rotação	1800 rpm
Tensão na saída do gerador	13.800 V
Número de estágios	17
Extrações de vapor	5

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga

**TABELA 1.3 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DOS CONDENSADORES
DAS
DAS UNIDADES 1 E 2**

Capacidade	184.800 Mcal/h
Temperatura de entrada da água	21 °C
Temperatura de saída da água	32 °C
fluxo de água	16.800 m ³ /h
Pressão interna	0,05 kgf/cm ²

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga

**TABELA 1.4 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DAS CALDEIRAS DAS
UNIDADES 3 E 4**

Fabricante	Babcock-Wilcox
Capacidade	427.000 kg/h
Pressão do vapor	135 kgf/cm ²
Temperatura do vapor	538 °C
Temperatura de entrada da água	243 °C
Fluxo de ar	483 ton/h
Fluxo de gases	513 ton/h
Consumo de combustível	30 ton/h
Poder calorífico inferior	10.600 kcal/kg

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga

TABELA 1.5 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DOS TURBO-GERADORES DAS UNIDADES 3 E 4

Fabricante	General Electric
Capacidade	136 MW
Pressão do vapor	135 kgf/cm ²
Pressão do vapor na saída	0,07 kgf/cm ²
Temperatura do vapor na entrada	535 °C
Rotação	3.600 rpm
Extrações de vapor	5
Tensão na saída do gerador	14.400 V

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga

TABELA 1.6 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DOS CONDENSADORES DAS UNIDADES 3 E 4

Capacidade	227.200 Mcal/h
Temperatura de entrada da água	21 °C
Temperatura de saída da água	37 °C
Fluxo de água	14.200 m ³ /h
Pressão interna	0,07 kgf/cm ²

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga

1.3 - OBJETIVO DESTE ESTUDO

A busca de sistemas mais eficientes provocada pela preocupação com o abastecimento dos derivados de petróleo, resultou, entre outras coisas, no aproveitamento da energia calorífica dos gases que saem de uma turbina a gás. Surgiu

então o ciclo combinado, que consiste na montagem de um ciclo de Rankine associado a uma turbina a gás. Desta forma, duas turbinas são acionadas, usando-se para isto, somente o combustível gasoso consumido pela primeira. Maiores explicações sobre o ciclo combinado são encontradas no Item 3 desta estudo, onde são apresentados os vários tipos de arranjos e as vantagens de cada um.

A Usina Piratininga é uma termoelétrica convencional que opera com óleo combustível em quatro unidades, com capacidade de gerar 472.000 kw e 30% de eficiência energética. Este estudo visa analisar a possibilidade de conversão desta central em ciclo combinado, que consiste na instalação de turbinas a gás, e a utilização dos gases de escape para produzir o vapor que vai acionar as turbinas já existentes. Para cada turbina a vapor, são necessárias mais duas turbinas a gás de aproximadamente a mesma potência, resultando um ciclo combinado de 45% a 50% de eficiência global, com potência triplicada em relação à original. Nesta nova situação, deixa-se de usar o óleo combustível, que cede lugar ao gás natural, com amplas vantagens econômicas e ambientais.

A pressão de vaporização da água depende da temperatura de saída dos gases da turbina. Desta forma, a pressão fica limitada a aproximadamente 60 kgf/cm², que corresponde a temperatura de vaporização de 264 °C. No caso da Usina Piratininga, as unidades 1 e 2 funcionam nesta pressão e se adaptam perfeitamente à conversão em ciclo combinado. As unidades 3 e 4 funcionam, com 135 kgf/cm²

nos estágios de alta pressão, e com 60 kgf/cm² nos estágios de média pressão, depois dos quais o vapor passa pela etapa de baixa pressão e vai para o condensador.

A conversão em ciclo combinado das unidades 3 e 4 implicaria na eliminação dos estágios de alta pressão, que passariam a operar sem vapor, sendo este então admitido na turbina no início dos estágios de média pressão. A análise da possibilidade de conversão destas unidades nestas condições, exigiria uma acurada investigação de engenharia ainda não realizada, razão pela qual, este trabalho se restringe somente à análise de viabilidade técnica e econômica da conversão das unidades 1 e 2 em ciclo combinado.

Embora a vaporização da água em quantidades satisfatórias, na pressão das unidades 3 e 4, seja impraticável para ser feita através dos gases da turbina a gás, não se descarta a possibilidade de uma vaporização através de uma quantidade suplementar de combustível.

Esta possibilidade não será analisada neste estudo, razão pela qual, as unidades 1 e 2 continuam sendo o objeto único deste trabalho.

Entretanto, deve-se fazer uma advertência no início deste trabalho: a possibilidade real de conversão das unidades 1 e 2 está condicionada a resultados de um estudo detalhado de caráter técnico e outro de viabilidade econômica.

Sob o ponto de vista técnico seria necessário realizar uma análise acurada das condições em que se

encontram os principais componentes da usina atual, tais como o estado das carcaças e rotores das turbinas, dos enrolamentos dos geradores, das tomadas de água e dos tubos dos condensadores, das tubulações de vapor e sistemas auxiliares, da estação de tratamento de água, dos sistemas de controle elétrico e pneumático, da subestação existente, etc.

Uma análise da caldeira atual seria também necessária no caso da sua utilização nos sistemas de ciclos combinados com suplementação de combustível. Neste sistema os gases de exaustão da turbina a gás, com elevado poder energético, seriam utilizados na caldeira convencional fornecendo o oxigênio para uma suplementação de combustível.

Desta análise técnica resultaria uma série de modificações necessárias para a utilização destas unidades como componentes de ciclos combinados, ao lado de unidades novas de turbinas a gás e de caldeiras de recuperação.

Por outro lado, uma análise econômica profunda seria também necessária, levando-se em conta todos os custos de restauração dos equipamentos que fariam parte da nova instalação, bem como os custos de componentes adicionais, tais como: eventuais torres de resfriamento, inserção da potência adicional no anel de distribuição, construção de prédios para abrigar as novas turbinas, o novo "layout" com turbinas a gás e caldeiras de recuperação, desmontagem e transporte da atual caldeira, etc.

O papel das unidades 3 e 4 na geração global, bem como a possibilidade da instalação das unidades 5 e 6 com turbinas a gás, faria também parte de um estudo mais amplo e mais detalhado, envolvendo o objetivo deste estudo.

A possibilidade de participação da empresa privada nesta conversão e posteriormente na sua operação, é uma hipótese que não foi enfocada neste trabalho, que poderia minimizar os investimentos do estado neste empreendimento.

Desta forma, neste trabalho realiza-se uma investigação preliminar das possibilidades teóricas, no ponto de vista técnico e econômico, de conversão das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga em ciclo combinado. A real possibilidade desta conversão depende de um estudo muito mais amplo de Engenharia, levando-se em conta todos os fatores técnicos econômicos envolvidos, bem como os recursos humanos necessários para a instalação e operação da usina nesta nova situação.

1.4 - CONTEÚDO DESTE ESTUDO

A elaboração deste trabalho foi feita a partir de dados colhidos na própria Usina Piratininga, em publicações técnicas e catálogos sobre turbinas a gás e ciclos combinados, e em visitas a fabricantes de turbinas a gás e à uma instalação termoelétrica na cidade de Florença, no norte da Itália, que funciona em ciclo combinado.

Inicialmente, é feita uma abordagem da situação atual da Usina Piratininga, na qual são especificados os

seus principais equipamentos, mostrando os sistemas de geração de potência e as diferenças fundamentais entre eles.

Um estudo sobre turbinas a gás, seu desenvolvimento histórico e seu uso em ciclo combinado, e as várias alternativas para este ciclo, constituem a segunda etapa deste trabalho.

Conhecendo-se os equipamentos oferecidos pelos fabricantes, segue-se uma análise destes componentes para o caso da Usina Piratininga, procurando sempre otimizar a função de cada um, visando sempre o maior rendimento termoelétrico. Chega-se então à opção mais favorável, indicando-se as turbinas a gás que melhor se adaptam à conversão. Sugere-se também um arranjo geral para a nova usina, com balanço de massa e energia, incluindo-se uma avaliação de eficiência.

O gás natural também faz parte deste estudo, analisando-se as principais alternativas de suprimento de origem nacional, da Bolívia ou Argentina, bem como as quantidades envolvidas.

Para finalizar o presente trabalho, faz-se uma análise econômica preliminar, considerando-se os custos de implantação e operação das modificações propostas, com o cálculo da sensibilidade do custo de geração das novas unidades. As vantagens ambientais são também abordadas levando-se em conta a emissão de poluentes, anterior e posterior à conversão.

2 - PRINCÍPIOS BÁSICOS SOBRE TURBINAS A GÁS E CICLOS COMBINADOS

2.1 - TURBINAS A GÁS

Uma turbina a gás funciona com os mesmos princípios de uma turbina a vapor, ambas necessitando de um fluido gasoso com elevado valor energético, representado pela pressão e pela temperatura. A diferença fundamental entre elas é a presença do condensador na saída da turbina a vapor, o que permite o retorno da água para a caldeira e o funcionamento do sistema segundo um ciclo. Na turbina a gás o fluido não pode retornar ao sistema, porque a compressão da mistura gasosa ainda em elevada temperatura, exigiria um trabalho muito maior do que a compressão do ar atmosférico na entrada do compressor. Estes gases entretanto, podem ser aproveitados no pré-aquecimento do ar na entrada da câmara de combustão, ou ainda na produção de vapor para movimentar uma outra turbina. De qualquer forma, as palhetas de ambas as turbinas guardam uma grande semelhança entre si, diferenciando-se basicamente nas dimensões.

O uso da turbina a gás apresenta a grande vantagem de possibilitar a formação do ciclo combinado, reduzindo-se, desta forma, as perdas inevitáveis estabelecidas pela segunda lei da termodinâmica. Nos ciclos de turbina a vapor, as perdas que ocorrem através dos condensadores, chegam perto de 50% na maioria das instalações.

2.1.1 - DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO

As primeiras turbinas a gás de que se tem notícia datam do início do século. Em 1905, uma empresa francesa construiu uma unidade para produzir 400 HP, com uma relação de compressão de 4,8 para 1,0 operando a 4250 rpm. Na década de 1930, ingleses e alemães utilizaram com sucesso as turbinas a gás em aeronaves. Entretanto, o grande impulso em seu desenvolvimento foi dado pelos Estados Unidos, durante a Segunda Guerra Mundial. De 1940 a 1980, dez bilhões de dólares foram aplicados em programas de pesquisa, visando elevar o rendimento energético dos ciclos de turbinas a gás. Nesta fase, elevou-se a relação empuxo/peso, a confiabilidade das turbinas e a temperatura de entrada dos gases. Esta última, que visa essencialmente o aumento do rendimento termodinâmico, está relacionada com a resistência dos materiais a elevadas temperaturas, quando submetidos a grandes esforços. O desenvolvimento da ciência dos materiais permitiu uma elevação de 20°C por ano nesta temperatura, que hoje chega a 1200 °C.

Durante muito tempo, o uso da turbina a gás se restringiu à propulsão de aeronaves e, nesta fase, ocorreram os maiores progressos no aumento de sua eficiência térmica. Com o aumento da demanda de energia elétrica, no final da década de 70, passou-se a usar a turbina a gás em centrais geradoras de eletricidade, concorrendo com sucesso com as turbinas a vapor, devido ao seu custo menor e às facilidades de instalação, operação e manutenção.

De 1965 a 1975, a capacidade instalada de turbinas a gás nos Estados Unidos, cresceu de 1.300 MW para 43.000 MW, devido às vantagens acima mencionadas, e à disponibilidade de abastecimento de gás natural. Entretanto, o choque do petróleo de 1973 reduziu o interesse pela geração termoelétrica, provocando, nos Estados Unidos uma estagnação nos investimentos em turbinas a gás, com excessão das turbinas a gás aeroderivativas, impulsionadas pela "guerra fria". Desta forma, a capacidade instalada ficou congelada até 1985, quando foram retomados os investimentos. Atualmente existe um grande interesse pelas turbinas a gás, pequenas para cogeração e enormes para uso em ciclos combinados. Estes dominam atualmente o interesse mundial e suplantam já os 20.000 MW de capacidade instalada para operação em base.

2.1.2 - ESTADO DA ARTE DA TURBINA A GÁS-

INTRODUÇÃO

Uma máquina térmica transforma calor em trabalho, utilizando-se de um fluido gasoso que tanto pode ser o vapor, o ar atmosférico ou, na maior parte dos casos, uma mistura gasosa constituída pelo ar e produtos da combustão. A eficiência de transformação, de acordo com a segunda lei da termodinâmica, depende fundamentalmente, das temperaturas de entrada e de saída dos gases que passam pela turbina. Em uma turbina a gás, a mistura gasosa se expande dentro dela realizando um trabalho, saindo com

pressão mais baixa e, conseqüentemente, com temperatura também mais baixa. A pressão de saída é a atmosférica, o que limita o campo de ação das turbinas a gás e, desta forma, limita também a temperatura da chamada fonte fria. Podemos portanto afirmar que o rendimento de uma turbina a gás está ligado diretamente à temperatura dos gases na sua entrada, e à pressão de saída, uma vez que esta influi diretamente na temperatura.

Convém aqui ressaltar a importância da pressão de saída dos gases de uma turbina a gás, pois quanto menor é o seu valor, maior é o aproveitamento dos gases dentro dela no sentido de produzir uma quantidade maior de potência. A maior parte das publicações sobre turbinas a gás são calculadas segundo as normas ISO que prevê a expansão da mistura gasosa até as condições de pressão no nível do mar. Nestas condições a turbina produziria uma potência ligeiramente maior enquanto que o compressor consumiria também maior potência porque teria na entrada o ar com menor densidade. De qualquer forma verifica-se uma pequena diferença de potência e de rendimento de uma mesma turbina operando nas condições ISO e em São Paulo, como é o caso da Usina Piratininga. Esta diferença, não está quantificada neste trabalho, razão pela qual os resultados encontrados para potências e rendimentos podem ser ligeiramente diferentes dos reais.

Nas turbinas a vapor, a temperatura do vapor está ligada às condições da caldeira, e ao vácuo que se estabelece dentro do condensador. A fonte fria depende da

tecnologia de formação e manutenção do vácuo, que por sua vez influi diretamente na temperatura de condensação do vapor.

A grande preocupação dos centros de pesquisas de turbinas a gás tem sido a descoberta de ligas metálicas que resistam a elevadas temperaturas, associadas aos grandes esforços solicitantes. A descoberta de novas ligas tem proporcionado avanços no rendimento térmico, com temperaturas chegando na casa dos 1300 °C. Por isto, as palhetas dos primeiros estágios têm merecido maiores investimentos, porque é por elas que passa o gás de exaustão da câmara de combustão com as maiores temperaturas. O problema é menor nas palhetas seguintes porque, com a expansão da mistura gasosa, a temperatura diminui. De qualquer forma, as palhetas estão sempre submetidas a grandes tensões, porque, na medida em que a pressão diminui, o volume aumenta, aumentando as dimensões e o peso das palhetas.

O rendimento térmico de uma turbina a gás, devido aos avanços da ciência dos materiais, atualmente ultrapassa a casa dos 40%. No caso de turbinas estacionárias, para as quais praticamente não há limitação de peso e volume, pode-se aproveitar os gases quentes para produzir vapor em uma caldeira de recuperação. Este vapor pode ser injetado na câmara de combustão ou movimentar uma outra turbina, em qualquer caso, com grandes vantagens no rendimento energético.

2.1.2.1 - O CICLO TEÓRICO DE UMA TURBINA A GÁS

Para o estudo e compreensão de uma turbina a gás, adotou-se algumas hipóteses iniciais, para facilitar o seu equacionamento. Posteriormente, admitiu-se outros parâmetros que aproximam os estudos das condições reais. As seguintes hipóteses foram admitidas nesta fase inicial:

a - O fluido que passa por toda a instalação é o ar atmosférico, que nas condições de operação tem o comportamento de um gás perfeito, mesmo depois de passar pela câmara de combustão.

b - Em toda a instalação não se verifica perda de calor para o ambiente.

c - Despreza-se o efeito do atrito do ar consigo mesmo e com as partes sólidas da instalação.

d - De acordo com as hipóteses "b e c", o ar passando pelo compressor e pela turbina sofre um processo isoentrópico, por ser adiabático e reversível.

e - O sistema todo funciona em regime permanente, e desta forma, todas as propriedades do ar permanecem inalteradas no tempo, embora variem de um ponto a outro do sistema.

f - Admite-se que o calor específico do ar tenha um valor médio em torno de $0,24 \text{ kcal/kg.K}$, embora na prática verifica-se a sua variação em função da temperatura. Considerando-se o aumento desta propriedade com a temperatura, resultaria um acréscimo na potência da turbina e do compressor como também no consumo de combustível na câmara de combustão. Este valor médio é

utilizado em uma publicação feita pela American Society of Mechanical Engineers denominada Basic Gas Turbine Engine Technology, onde é feita a seguinte observação: " A variação de entalpia do ar depende da variação de temperatura através da equação:

$$h = C_p T$$

Para a aplicação em turbinas a gás o calor específico à pressão constante varia ligeiramente com a pressão e a temperatura, podendo nestas condições ser considerado constante valendo 0,24 kcal/kg.K "

O ciclo de uma turbina a gás se compõe basicamente de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. O compressor capta o ar atmosférico e eleva a sua pressão até o valor especificado para entrar na turbina. Este ar em alta pressão, entra em uma câmara de combustão na qual ele se mistura com o combustível gasoso e fornece o oxigênio necessário para a combustão. Dentro da câmara, a mistura gasosa tem sua temperatura elevada até o ponto especificado pelas condições de entrada da turbina. Neste estado, o ar se encontra em alta temperatura e alta pressão, portanto com elevada disponibilidade de energia, quantificada através da sua entalpia. Nestas condições, o ar entra na turbina e cede parte da sua energia para as palhetas, provocando o movimento do rotor. Na passagem pelas palhetas, a pressão do ar diminui, reduzindo também a sua temperatura. Quando o ar passa pelos últimos estágios da turbina, a sua pressão

atinge o valor da pressão atmosférica local, e assim a disponibilidade energética para realizar trabalho dentro da turbina chega ao fim. Entretanto, a temperatura da mistura gasosa ainda é bem elevada, permitindo a sua utilização no pré-aquecimento do ar antes da câmara de combustão, e conseqüentemente, o aumento da eficiência térmica do ciclo da turbina a gás. O esquema teórico de uma turbina a gás está representado nas Figura 2.1_a na qual se vê um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina a gás. A Figura 2.1_b mostra no diagrama p,v os trabalhos da turbina e do compressor e o trabalho útil do sistema.

EQUAÇÕES BÁSICAS

As hipóteses acima enumeradas nos levam às equações que definem o funcionamento do ciclo de uma turbina a gás, de acordo com a primeira lei da termodinâmica, que estabelece o princípio da conservação da energia. Em todos os componentes do ciclo, fica portanto definido que o fluxo de energia que entra é igual ao que sai, sendo representado por calor ou trabalho por unidade de tempo, ou pela vazão em massa de ar multiplicada pela sua entalpia.

COMPRESSOR

De acordo com a hipótese "e", ao passar pelo compressor, o ar sofre um processo isoentrópico, por não

haver atrito nem troca de calor com o ambiente. Na Figura 2.1_a o ar entra no compressor no estado "1" definido pelas condições atmosféricas, passa por um processo de compressão isentrópica e sai no estado "2", valendo entre estes dois estados a seguinte equação:

$$P_1 \cdot v_1^k = P_2 \cdot v_2^k \quad (\text{Eq. 2.1})$$

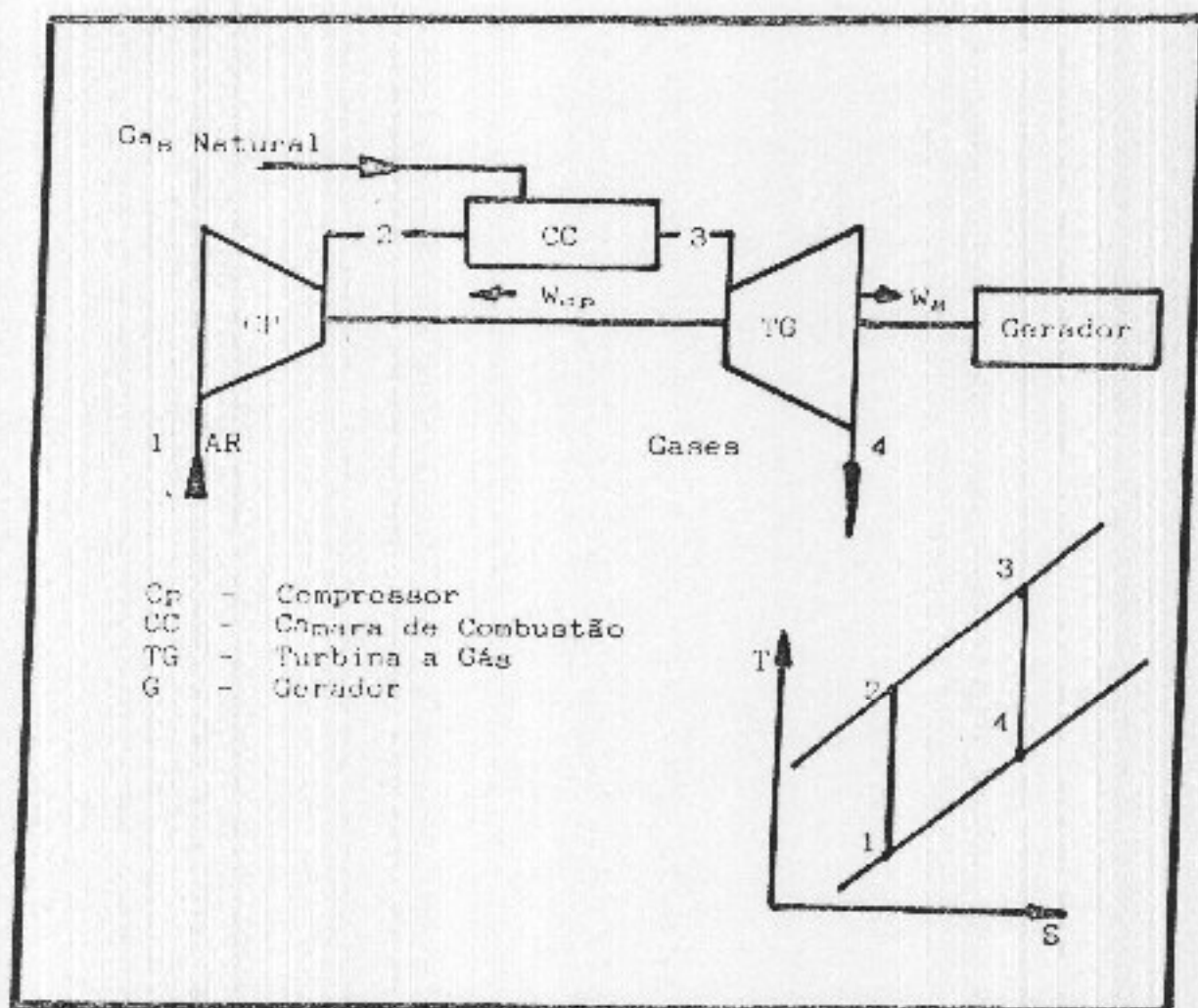


FIG. 2.1_a - Esquema Teórico de uma Turbina a Gás com Diagrama T,s

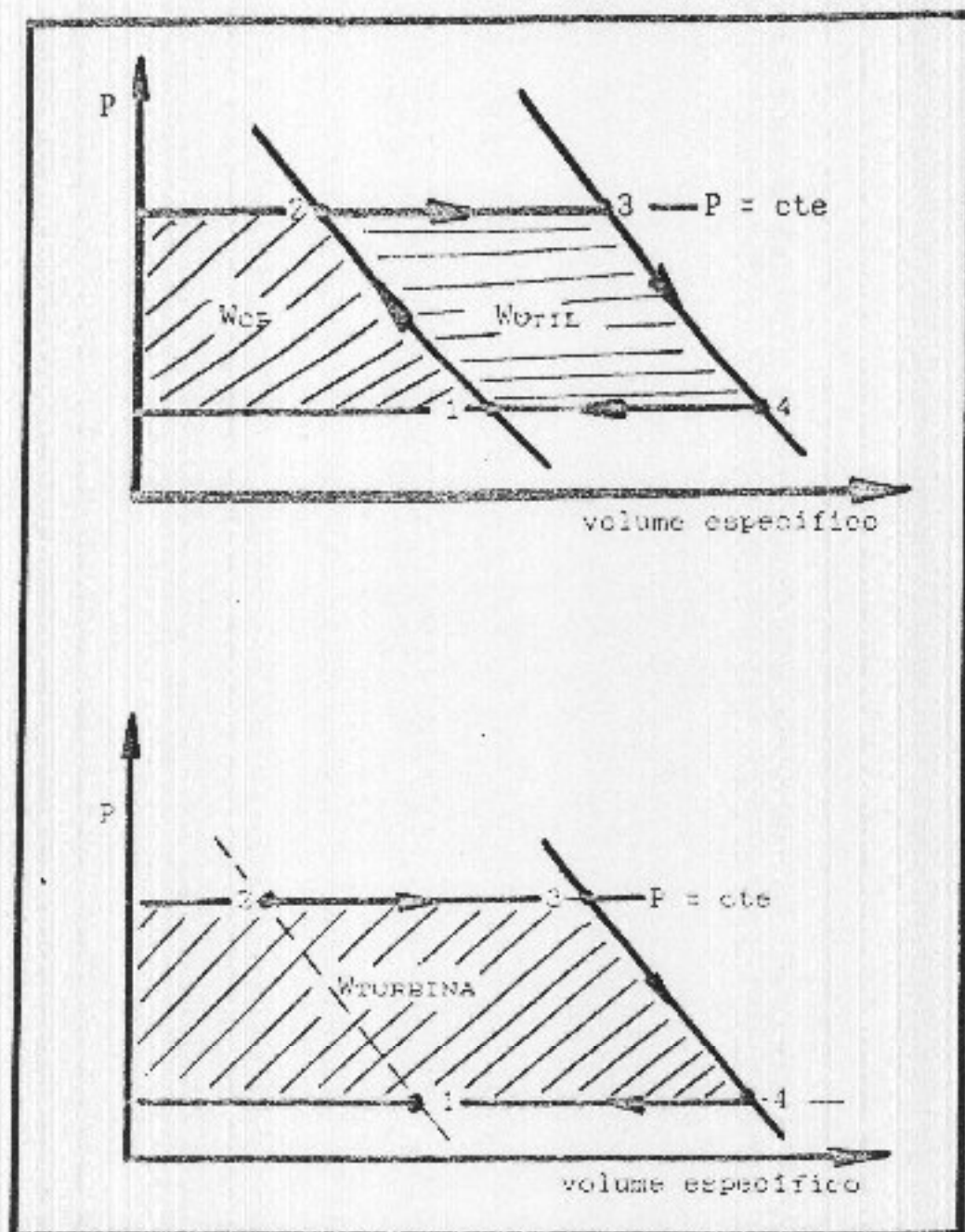


FIG. 2.1_D - Representação do Ciclo Teórico de uma Turbina a Gás com Diagrama p, v

Por outro lado, a hipótese "a" estabelece que o ar, nas condições de operação do sistema se comporta como um gás perfeito e desta forma pode-se aplicar entre os pontos de entrada e de saída, a equação geral do gás perfeito:

$$P_1 V_1 / T_1 = P_2 V_2 / T_2 \quad (\text{Eq. 2.2})$$

Estas duas equações nos levam a uma relação entre as temperaturas absolutas e as respectivas pressões, bastando para isto que se elimine o volume específico.

$$T_1 / T_2 = (P_1 / P_2)^{1-1/K} \quad (\text{Eq. 2.3})$$

A primeira lei da termodinâmica em regime permanente, de acordo com a hipótese "e" permite que se estabeleça um balanço energético no compressor. O produto do fluxo de massa pela entalpia do ar na entrada, somado à potência transferida ao ar, iguala-se ao fluxo de massa multiplicado pela entalpia do ar na saída. Esta lei permite uma avaliação da potência teórica do compressor, representada pelas equações seguintes:

$$M_{ar} \cdot h_1 + W_{cp} = M_{ar} \cdot h_2$$

$$W_{cp} = M_{ar} \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{Eq. 2.4})$$

A entalpia do ar é calculada em uma escala absoluta pelo produto da temperatura pelo calor específico medido à pressão constante. Este conceito, aplicado Eq. 2.4, leva a uma representação da potência do compressor em função da temperatura absoluta do ar.

$$W_{cp} = M_{ar} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{Eq. 2.5})$$

Resulta então a Equação 2.6 que representa a potência teórica do compressor, em função do fluxo de massa de ar que passa por ele, do calor específico à pressão constante do ar, e das pressões de entrada e de saída. A relação 2/7 é calculada a partir da constante isoentrópica do ar $K = 1,4$ que aparece na Equação 2.6, representada a seguir:

$$W_{cp} = M_{ar} \cdot C_p \cdot T_1 [(P_2 / P_1)^{2/7} - 1] \quad (\text{Eq. 2.6})$$

CÂMARA DE COMBUSTÃO

O ar comprimido que sai do compressor encontra-se também em elevada temperatura, porque a compressão provoca um aquecimento de um gás, mesmo sem troca de calor. A partir deste estado o ar deve receber mais energia, desta vez na forma de calor, para atingir as condições necessárias para movimentar a turbina. A câmara de combustão tem a função de elevar ainda mais a temperatura do ar, mantendo

praticamente a mesma pressão da saída do compressor. Desta forma o ar atinge a turbina com alto poder energético, representado pela sua entalpia que é função da temperatura, da pressão e do volume específico.

De acordo com a hipótese "a", apesar da reação com o gás, considera-se em primeira análise, a presença exclusiva do ar na entrada e na saída da câmara de combustão. O ar é então aquecido em um processo de pressão constante, cujo fluxo de calor calcula-se através da equação seguinte:

$$Q_c = M_{ar} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{Eq. 2.7})$$

O consumo de combustível é avaliado a partir do seu poder calorífico inferior, que mede a quantidade de calor liberada na combustão completa de uma unidade de massa, da qual resulta somente CO_2 e vapor de água. A quantidade de calor representada pela Equação 2.7 é a mesma da Equação 2.8, desde que não sejam consideradas as perdas de calor para o ambiente e as provocadas pela ineficiência do processo de combustão.

$$Q_c = M_c \cdot pci \quad (\text{Eq. 2.8})$$

Das duas equações acima resulta o consumo de combustível (M_c) representado em massa por unidade de

tempo, onde pci representa o poder calorífico inferior do combustível.

$$M_c = M_{ar} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) / pci \quad (\text{Eq. 2.9})$$

TURBINA

A conversão de energia em trabalho em uma turbina, é feita pela expansão do ar através de suas palhetas. De acordo com as mesmas hipóteses admitidas para o compressor, pode-se dizer que o ar que passa por ela sofre um processo adiabático e reversível, sendo portanto isoentrópico. Entre os pontos "3" e "4" o ar obedece à equação isoentrópica do gás perfeito:

$$P_3 \cdot V_3^k = P_4 \cdot V_4^k \quad (\text{Eq. 2.10})$$

A equação geral do gás perfeito, também se aplica entre os pontos de entrada e saída da turbina, tal como foi aplicada ao compressor.

$$P_3 \cdot V_3 / T_3 = P_4 \cdot V_4 / T_4 \quad (\text{Eq. 2.11})$$

As duas equações acima podem resultar em uma relação entre as temperaturas absolutas e as pressões de entrada e saída da turbina, bastando para isto que se elimine o volume específico.

$$T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{1-1/k}$$

$$T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{2/7} \quad (\text{Eq. 2.12})$$

A primeira lei da termodinâmica resulta na Equação 2.13, na qual aparece a energia entrando na turbina, representada pelo produto do fluxo de massa pela entalpia, e saindo dela, também representada pelo mesmo fluxo de massa multiplicado pela entalpia, somado ao trabalho produzido por ela.

$$M_{ar}.h_3 = M_{ar}.h_4 + W_t$$

$$W_t = M_{ar}.(h_3 - h_4) \quad (\text{Eq. 2.13})$$

Lembrando que a entalpia do ar é representada pelo produto do calor específico pela temperatura absoluta, a fórmula da potência fica definida pela Equação 2.14.

$$W_t = M_{ar}.C_p.(T_3 - T_4) \quad (\text{Eq. 2.14})$$

A Figura 2.1_b representa as condições ideais de funcionamento do ciclo de uma turbina a gás. Resulta então a equação da potência da turbina em função da temperatura absoluta na entrada, do fluxo de massa que passa por ela e da relação entre as pressões.

$$W_t = M_{ar}.C_p.T_3.[1 - (P_4/P_3)^{2/7}] \quad (\text{Eq. 2.15})$$

2.1.2.2 - CONDIÇÕES REAIS DE FUNCIONAMENTO

As equações até agora apresentadas, referem-se ao funcionamento da instalação em condições ideais, pois não foram consideradas as perdas de calor para o ambiente, as perdas no processo de combustão e o atrito. Nas condições reais pode-se aplicar um bom isolante térmico envolvendo o sistema, de tal forma que as perdas de calor para o ambiente sejam desprezíveis quando comparadas com o montante envolvido. Entretanto, as demais perdas não podem ser evitadas, principalmente aquelas devidas ao movimento do ar em altas velocidades no compressor e na turbina. A partir destas considerações, definem-se os rendimentos do compressor, da turbina e da câmara de combustão.

RENDIMENTO DA TURBINA

Uma turbina em condições reais desenvolve menor potência, porque uma parte da energia disponível perde-se por atrito. Desta forma, pode-se definir o rendimento de uma turbina como a fração da potência ideal que é realmente aproveitada. Basta dividir a potência real pela ideal para se chegar à expressão do rendimento.

$$\eta_t = \frac{W_r}{W_t} = \frac{(h_3 - h_{4r})}{(h_3 - h_4)}$$

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_{4r})}{(T_3 - T_4)} \quad (\text{Eq. 2.16})$$

A potência da turbina em termos reais é representada pela equação 2.15_a

$$W_{tr} = M_{ar} \cdot C_p \cdot T_3 \cdot [1 - (P_4/P_3)^{2/7}] \cdot n_t \quad (\text{Eq. 2.15}_a)$$

A temperatura do ar na saída da turbina calcula-se a partir da temperatura de entrada e da relação entre as pressões, através da Equação 2.12. Em condições reais a temperatura de saída calcula-se pela Equação 2.16, desde que se conheça o rendimento da turbina.

$$T_{4r} = T_3 - n_t \cdot (T_3 - T_4) \quad (\text{Eq. 2.16}_a)$$

RENDIMENTO DO COMPRESSOR

Em condições reais, o compressor necessita de maior potência para ser acionado, porque uma parte da energia que ele recebe é dissipada internamente por atrito. Observe-se que neste caso a potência real é maior do que a ideal e desta forma, define-se o rendimento do compressor como a fração da potência real que seria necessária para o seu funcionamento sem atrito. Pode-se também definir o rendimento do compressor como a relação entre a potência ideal e a real. Observe-se que, neste caso, a relação é inversa daquela utilizada na definição do rendimento da turbina.

$$\eta_{cp} = W_{cp}/W_{cpr} = (h_2 - h_1)/(h_{2r} - h_1)$$

$$\eta_{cp} = C_p \cdot (T_2 - T_1)/C_p \cdot (T_{2r} - T_1) \quad (\text{Eq. 2.17})$$

A potência real do compressor é representada pela Equação 2.6 dividida pelo rendimento.

$$W_{cpr} = M_{ar} \cdot C_p \cdot T_1 \cdot [(P_2/P_1)^{2/7} - 1] \cdot 1/\eta_c \quad (\text{Eq. 2.6a})$$

A temperatura na saída do compressor calcula-se através da Equação 2.3 a partir da temperatura de entrada, e da relação de compressão, admitindo-se a constante isoentrópica do ar $k = 1.4$. Nas condições reais, a temperatura do ar é calculada por meio do rendimento do compressor, através da Equação 2.17_a.

$$T_{2r} = T_1 + (T_2 - T_1)/\eta_{cp} \quad (\text{Eq. 2.17}_a)$$

RENDIMENTO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

A combustão do gás natural, normalmente utilizado em turbinas a gás, é de elevada eficiência, devido ao elevado valor da relação ar/combustível. Nas câmaras de combustão a quantidade de ar chega a ser três vezes maior do que a calculada pela relação estequiométrica. De qualquer forma, a quantidade real de combustível é maior do que a

teórica, e desta forma chega-se à definição de rendimento de uma câmara de combustão.

$$\eta_c = Q_c / Q_{cr}$$

$$\eta_c = M_{ar} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_{2r}) / M_c \cdot pci \quad (\text{Eq. 2.18})$$

A Equação 2.18 permite o cálculo do consumo de combustível em condições reais, levando-se em conta o rendimento de combustão e a temperatura real do ar na saída do compressor. O primeiro fator contribui para aumentar o consumo e o segundo para reduzir, porque o atrito interno ao compressor provoca elevação na temperatura do ar. A Figura 2.2 mostra o diagrama p,v de um ciclo de turbina a gás funcionando em condições reais.

2.1.2.3 - TURBINAS COM INJEÇÃO DE VAPOR



Nos estudos realizados pelo "Center of Energy and Environmental Studies: (Princeton University - 1991) sobre turbinas a gás, Robert Williams faz o seguinte comentário:

" Entre um sistema de cogeração e uma central térmica com turbina a gás, esta última oferece maiores atrativos por causa da sua simplicidade e do baixo custo de capital. Entretanto, os baixos rendimentos apresentados pelos ciclos simples, restringem a sua aplicação pela

competitividade de outras, oferecidas pelo mercado na geração de potência de base^m.

Uma turbina a gás de ciclo simples pode ter sua eficiência elevada pela injeção de vapor na câmara de combustão. Os gases quentes descarregados pela turbina, passando por uma caldeira de recuperação, transferem calor para a água que se transforma em vapor. Desta forma, o vapor formado pode ter duas ou mais funções distintas a saber:

1 - Movimentar uma outra turbina, segundo um ciclo de Rankine, cuja potência, somada à original, resulta em um ciclo combinado de eficiência energética mais alta.

2 - Ser injetado na câmara de combustão, misturando-se com o ar, para ser aquecido ao lado deste e provocar um aumento na potência da turbina. Este aumento de potência deve-se a dois fatores:

2_a - Pela Equação 2.15, constata-se que a potência da turbina é proporcional ao fluxo de massa que passa por ela. O vapor somado ao ar, provoca um aumento neste fluxo, de forma que a potência final fica acrescida na mesma proporção do acréscimo de massa.

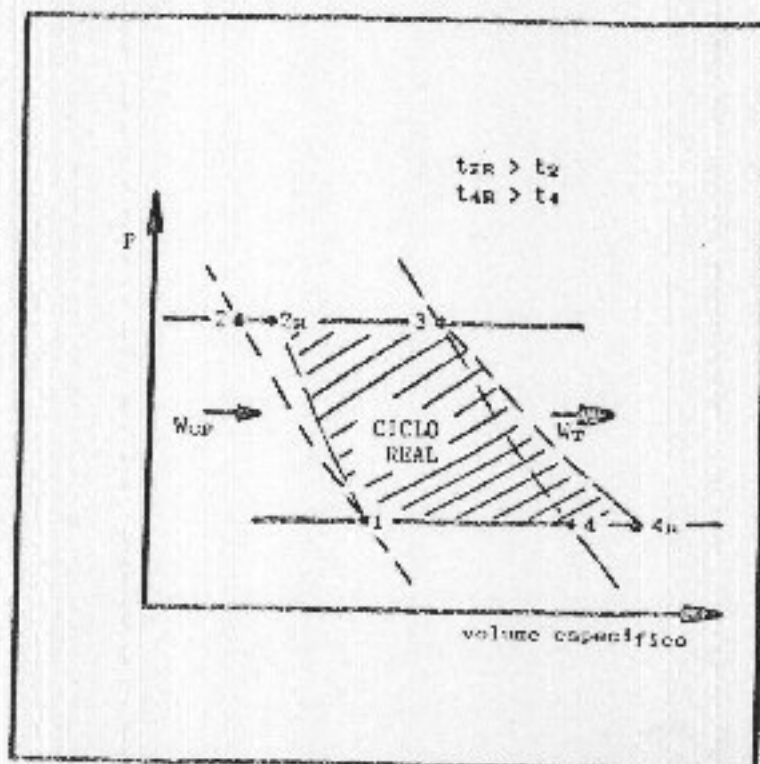


FIG. 2.2 - Condições Reais de Funcionamento do Compressor e da Turbina a Gás

2_b - Pela mesma equação se constata que o calor específico à pressão constante também interfere no valor da potência. O vapor de água tem calor específico maior do que o do ar, resultando para a mistura um valor intermediário, calculado pela média ponderada entre os calores específicos dos componentes da mistura.

$$C_{pm} = (0,24.M_{ar} + 0,50.M_v) / (M_{ar} + M_v) \quad (\text{Eq. 2.19})$$

$$C_{par} = 0,24 \text{ kcal/kg.} \quad (\text{Valores médios entre})$$

$$C_{pv} = 0,50 \text{ kcal/kg.k} \quad (20^\circ\text{C e } 1000^\circ\text{C})$$

A equação da potência da turbina fica então modificada nos valores do fluxo de massa da mistura gasosa do calor específico desta mistura, resultando a seguinte equação:

$$W_{tr} = (M_{ar} + M_v) \cdot C_{pm} \cdot T_3 \cdot [1 - (P_4/P_3)^{2/7}] \cdot n_t \quad (\text{Eq. 2.20})$$

A Figura 2.3 mostra a instalação de uma turbina a gás, tendo na sua saída uma caldeira de recuperação dentro da qual os gases da turbina trocam calor com a água, dando origem à formação do vapor. A temperatura dos gases, na entrada do recuperador de calor, é suficientemente elevada para vaporizar a água a 274 °C e pressão de 60 ata, e superaquecer o vapor até perto de 500 °C . A temperatura dos gases descarregados na atmosfera é suficientemente elevada para facilitar a sua saída, sem comprometer a eficiência da instalação. De qualquer forma, estes gases são perdidos, com uma quantidade apreciável de energia, sem condições de aproveitamento no sistema.

O balanço energético da caldeira de recuperação em regime permanente, está representado na Equação 2.21 de acordo com a Figura 2.3.

$$(M_{ar} + M_v) \cdot C_{pm} \cdot (T_{4r} - T_5) = M_v \cdot (h_7 - h_6) \quad (\text{Eq. 2.21})$$

Na Equação 2.21, h_6 e h_7 representam respectivamente as entalpias da água na temperatura ambiente, e do vapor superaquecido, cujos valores

encontram-se tabelados em função da pressão e da temperatura, ambos sob mesma pressão.

Na câmara de combustão a equação fica também modificada, em virtude da presença do vapor que requer uma quantidade adicional de combustível. Nestas condições, o calor necessário para o aquecimento das massas de ar e vapor, aqui representado por Q_c , envolve o calor específico de cada componentes, conforme a Equação 2.22.

$$Q_c = M_{ar} \cdot C_{par} \cdot (T_3 - T_{2r}) + M_v C_{pv} \cdot (T_3 - T_7) \quad (\text{Eq. 2.22})$$

O consumo de combustível, levando-se em conta o rendimento da câmara de combustão, calcula-se pela Equação 2.18, na qual o calor Q_c leva em conta tanto o fluxo de ar quanto o fluxo de vapor.

$$\eta_c = Q_c / M_c \cdot pci$$

Experiências realizadas com uma turbina Detroit-Diesel 501 KB indicam que o ciclo que tem maior eficiência térmica é aquele no qual a relação vapor/ar se aproxima de 17% . Acima deste valor, a quantidade adicional de combustível provoca uma redução no rendimento do ciclo. Entretanto, o excedente de vapor tem utilidade no próprio sistema, quando se efetua a compressão do ar com resfriamento intermediário. Nestas condições, o ar chega

mais frio na saída do compressor e o vapor excedente é utilizado para recuperar a temperatura que o ar teria sem o resfriamento.

2.1.2.4 COMPRESSÃO COM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO

A Figura 2.4 mostra um compressor dividido em duas etapas, entre as quais se instala um trocador de calor com a finalidade de resfriar o ar. Este resfriamento se justifica porque durante a compressão o ar se aquece e conseqüentemente se dilata, exigindo maior trabalho para a sua compressão. Havendo um ou mais resfriamentos intermediários, o trabalho necessário para a compressão diminui, conforme mostram os diagramas da Figura 2.4 e a instalação da Figura 2.5.

A área ($P_1-1-2-P_2$) representa o trabalho teoricamente necessário para a compressão do ar entre as pressões P_1 e P_2 , sem o resfriamento intermediário. A área ($P_1-1-2a-2b-2c-P_2$) mostra que o trabalho nesta nova situação é menor, devido ao resfriamento intermediário, que reduz a temperatura T_{2a} para T_{2b} , ficando esta mais próxima da temperatura inicial, T_1 .

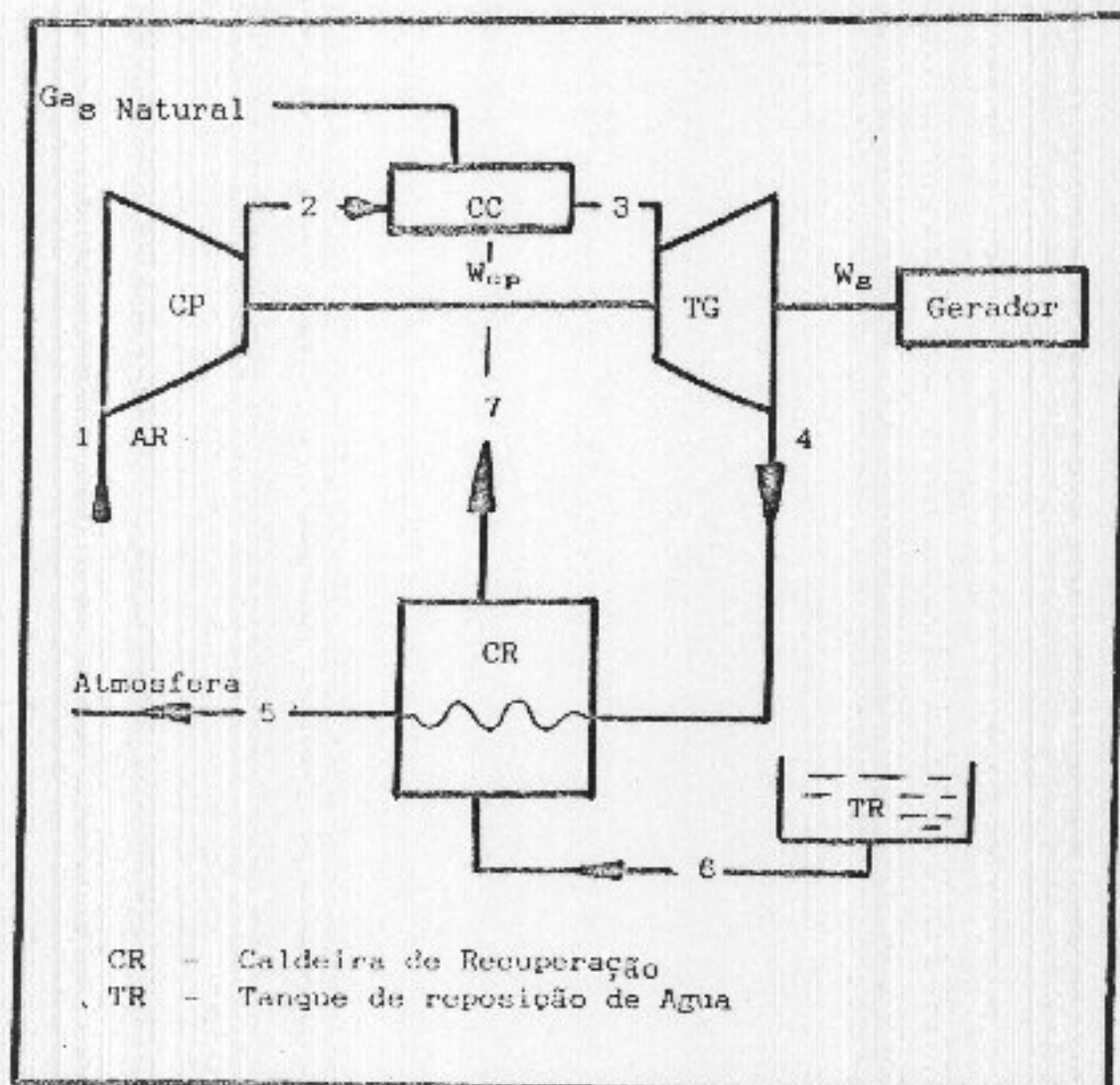


FIG. 2.3 - Turbina a Gás com Caldeira de Recuperação e Injeção de Vapor na Câmara de Combustão

No diagrama p,v com o resfriamento intermediário, verifica-se a redução de trabalho, representada pela área (2a-2b-2c-2). Entretanto, percebe-se também que a temperatura final do ar fica reduzida, isto é T_{2c} menor que T_2 . Desta forma, economiza-se energia no compressor, mas em

compensação gasta-se mais na câmara de combustão. Neste caso é que se aproveita o excedente dos gases não utilizados no recuperador de calor. A Figura 2.5 mostra um sistema de turbina a gás, com recuperador de calor e com resfriamento intermediário na compressão.

As equações seguintes representam as trocas de calor nesta nova situação do compressor, de acordo com a Figura 2.4 e a Figura 2.5.

RESFRIADOR INTERMEDIÁRIO

$$M_{ar} \cdot C_{par} \cdot (T_{2a} - T_{2b}) = M_a \cdot C_a \cdot (t_s - t_e) \quad (\text{Eq. 2.23})$$

AQUECEDOR

$$M_{AR} \cdot C_{par} \cdot (T_{2d} - T_{2c}) = M_{ar} \cdot C_{par} \cdot (T_4 - T_5) \quad (\text{Eq. 2.24})$$

POTÊNCIA DO COMPRESSOR

$$W_{CP} = M_{ar} \cdot [(h_{2a} - h_1) + (h_{2c} - h_{2b})] \quad (\text{Eq. 2.25})$$

$$W_{cp} = M_{ar} \cdot C_{par} \cdot [(T_{2a} - T_1) + (T_{2c} - T_{2b})]$$

$$W_{cp} = M_{ar} C_{par} \{ T_1 [(P_{2a}/P_1)^{2/7} - 1] + T_{2b} [(P_2/P_{2b})^{2/7} - 1] \}$$

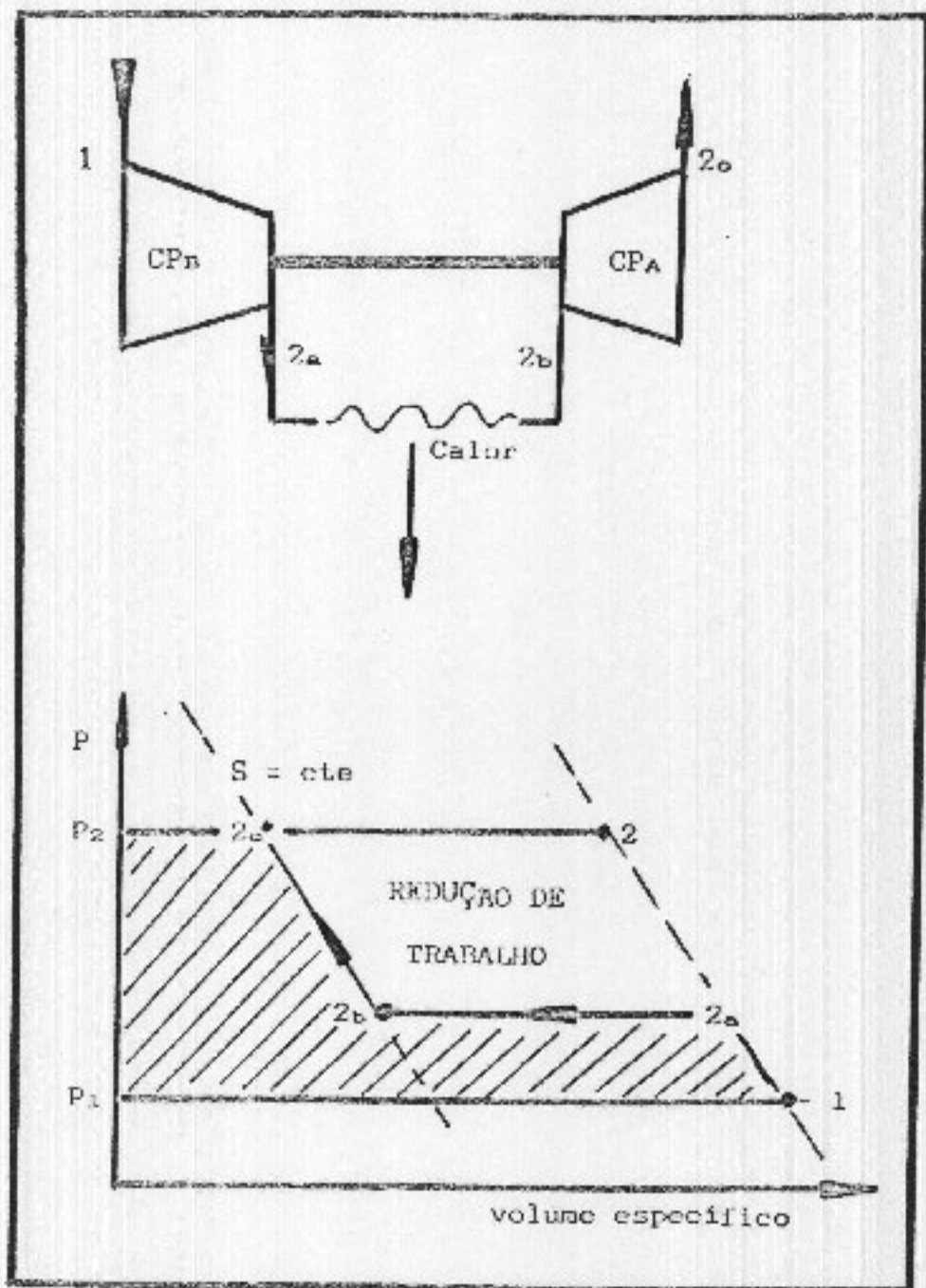


FIG. 2.4 - Compressor com Resfriamento Intermediário

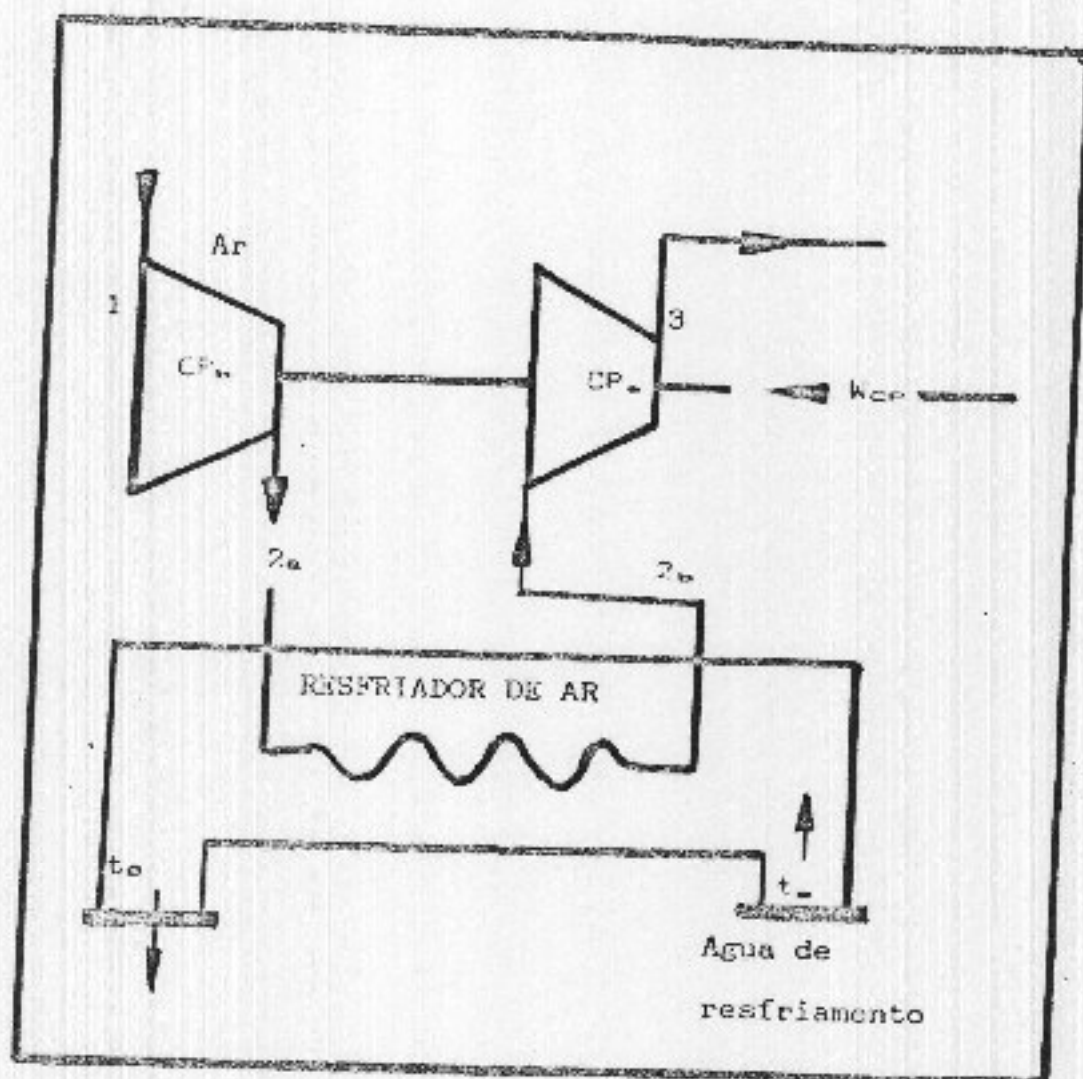


FIG. 2.5 - Resfriador de Ar do Compressor

CONSIDERAÇÕES SOBRE O RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO

O compressor com resfriamento intermediário apresenta dois aspectos opostos em termos de rendimento do sistema. Por um lado, a redução da potência do compressor contribui para a elevação do rendimento, mas por outro lado, provoca maior consumo de combustível no aquecimento do ar. Se nenhum artifício for utilizado, o rendimento diminui e o uso do resfriamento intermediário fica prejudicado. O aquecimento do ar, utilizando-se uma parte dos gases descarregados pela turbina, é uma solução simples, aqui representada através da Equação 2.24, conforme indica a Figura 2.6.

Um outro dispositivo associado ao resfriamento do ar, é a possibilidade de se utilizar uma parte do ar frio comprimido, para o resfriamento das palhetas dos primeiros estágios da turbina. Desta forma, pode-se injetar os gases na turbina com temperatura mais alta, provocando um aumento no rendimento energético do sistema. O maior entrave à utilização de temperaturas mais altas é a resistência do material das palhetas nestas temperaturas. Neste sistema, o resfriamento é feito com o ar passando pelo interior das palhetas, permitindo que fora delas a temperatura dos gases seja muito mais elevada.

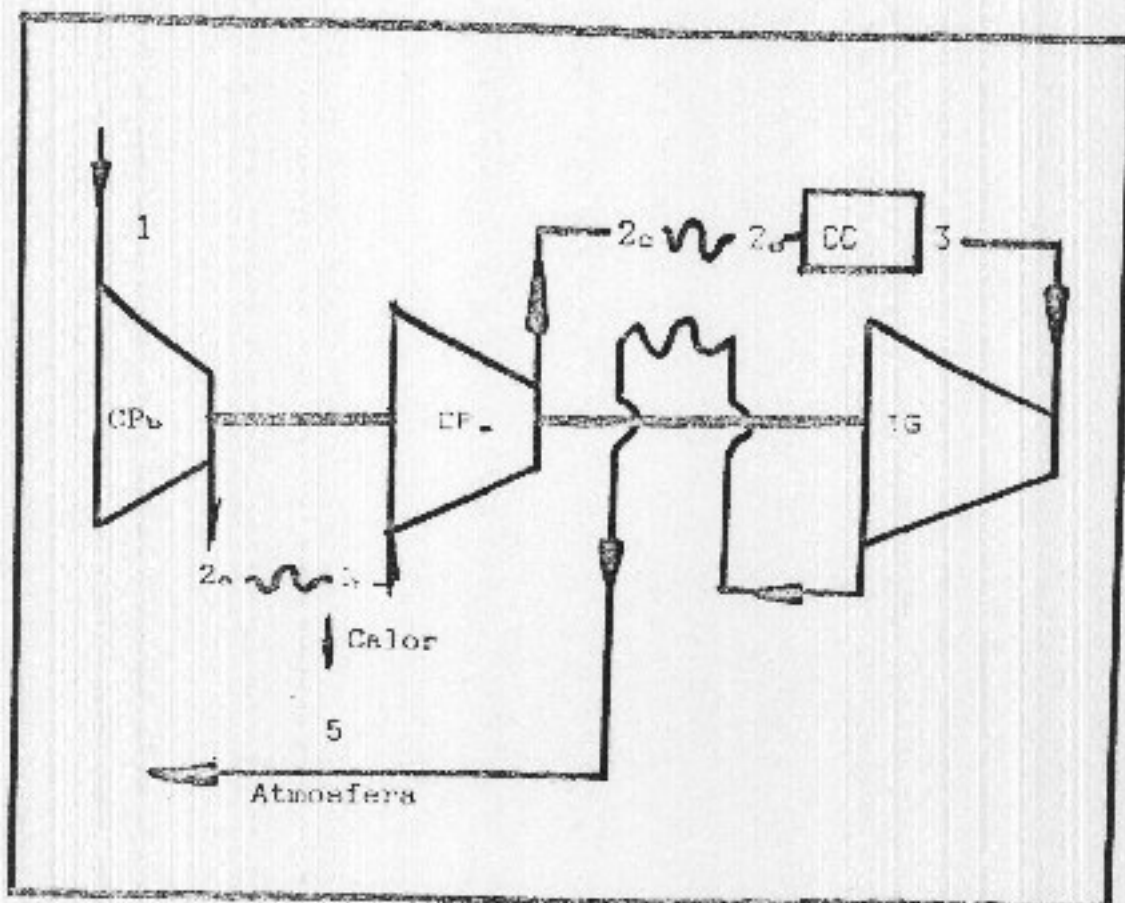


FIG. 2.6 - Compressor com Resfriamento Intermediário Seguido de um Pré-aquecedor na Saída

2.1.3 - ANÁLISE QUANTITATIVA DA TURBINA A GÁS

A seguir realiza-se uma análise quantitativa de uma turbina a gás que desenvolve a potência elétrica líquida de 94 MW, com as seguintes condições de funcionamento, de acordo com a Figura 2.7.

TABELA 2.1 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DE UMA TURBINA A GÁS

relação de compressão (p_2/p_1)	12,8
temperatura do ar (t_1)	18 °C
temperatura do ar (t_3)	1100 °C
rendimento do compressor (n_{cp})	83%
rendimento da turbina (n_t)	87%
rendimento de combustão (n_c)	96%
rendimento do gerador (n_g)	94%
poder calorífico inferior (pci)	10.000 kcal/kg
calor específico do ar (C_{par})	0,24 kcal/kg.K
calor específico do vapor (C_{pv})	0,50 kcal/kg.K

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

FLUXO DE AR NO COMPRESSOR E NA TURBINA

Neste cálculo determina-se inicialmente a potência líquida da turbina, já descontada a potência real necessária para movimentar o compressor. Basta dividir a potência elétrica do gerador W_g , pelo seu rendimento n_g .

$$W_{tr} - W_{cpr} = W_g/n_g = 100 \text{ MW}$$

Das Equações 2.6a e 2.15a que definem respectivamente a potência do compressor e a potência da turbina, ambas em condições reais, calcula-se o fluxo de massa de ar .

$$M_{ar} = 1.493.162 \text{ kg/h}$$



2.1.3.1 - TEMPERATURA DO AR NA TURBINA

O cálculo da temperatura do ar na saída da turbina é feito inicialmente nas condições ideais e posteriormente, adotam-se as condições reais de funcionamento envolvendo o seu rendimento. Para a primeira parte usa-se a Equação 2.12 , da qual se conhece a temperatura $T_3 = 1373 \text{ K}$ e a relação de compressão $P_4/P_3 = 1/12,8$. No cálculo das condições reais, usa-se a Equação 2.16a com o rendimento de 87% .

$$T_4 = 663 \text{ K}$$

$$T_{4r} = 764 \text{ K} \quad (t_{4r} = 491 \text{ } ^\circ\text{C})$$

Os valores encontrados para o fluxo de massa e a sua temperatura, nos levam a concluir que a descarga da turbina acumula uma grande quantidade de energia o que viabiliza a sua utilização, no sentido de elevar o rendimento do sistema.

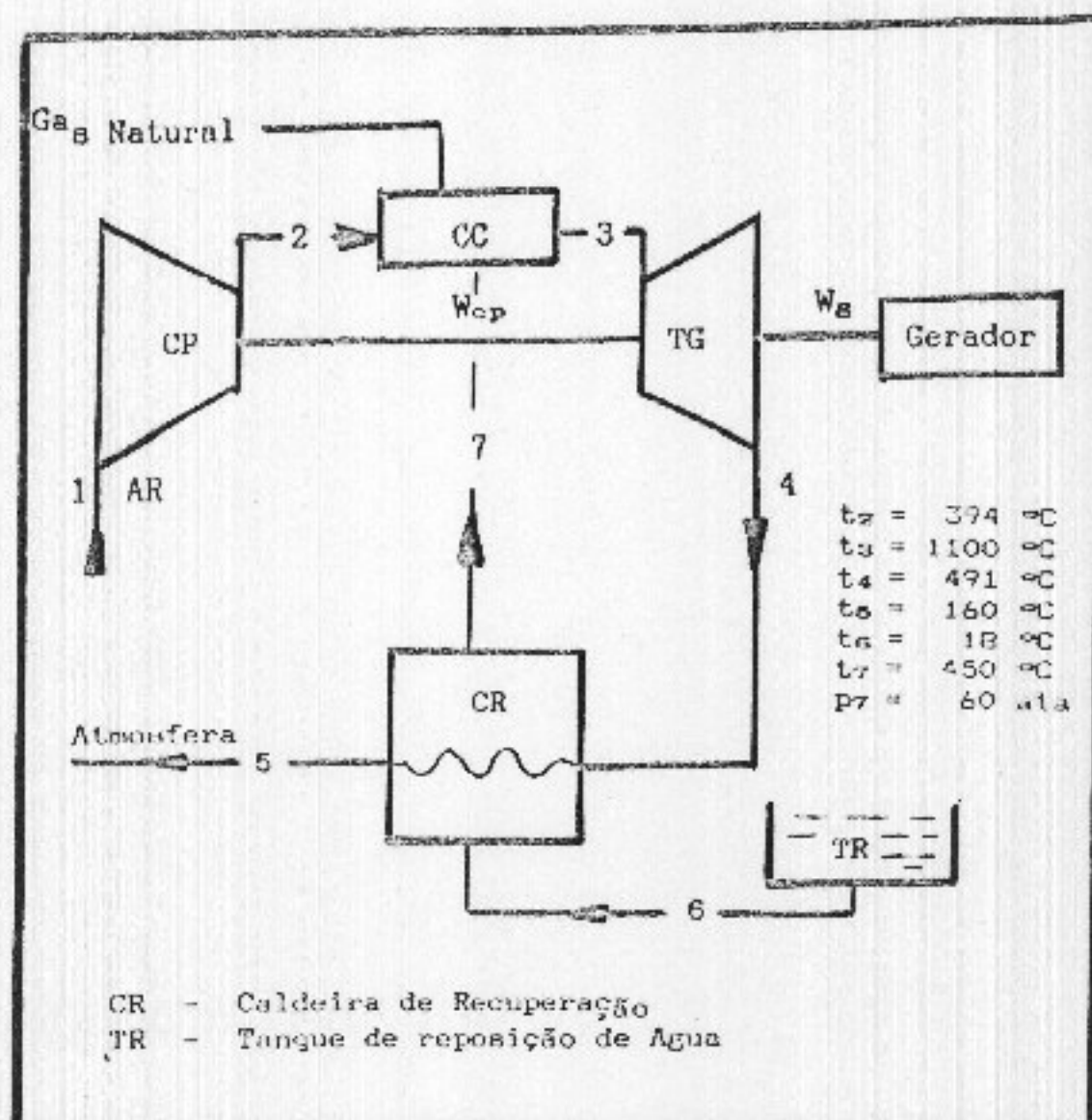


FIG. 2.7 - Instalação de Turbina a Gás com Injeção de Vapor

2.1.3.2 - TEMPERATURA DO AR NO COMPRESSOR

Com procedimento análogo ao adotado na turbina, calcula-se inicialmente a temperatura ideal do ar na saída do compressor e posteriormente, a temperatura real. Nestes cálculos, usa-se a Equação 2.3, onde $T_1 = 291 \text{ K}$ e a

relação de compressão $P_2/P_1 = 12,8$. A Equação 2.17a permite o cálculo da temperatura real do ar, na qual adota-se o rendimento de 83%

$$T_2 = 603 \text{ K}$$

$$T_{2r} = 667 \text{ K} \quad (t_{2r} = 394 \text{ }^\circ\text{C})$$

2.1.3.3 - CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

TABELA 2.2 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DE UMA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

temperatura do vapor (t_7)	450 $^\circ\text{C}$
pressão do vapor (p_7)	60 ata
entalpia do vapor (h_7)	789,0 kcal/kg
temperatura da água (t_6)	18 $^\circ\text{C}$
entalpia da água (h_6)	18 kcal/kg.
temperatura dos gases (t_5)	160 $^\circ\text{C}$
calor específico do ar	0,24 kcal/kg.K
temperatura do ar (t_{4r})	491 $^\circ\text{C}$
fluxo de ar (M_{ar})	1.483.162 kg/h

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

Pelas Equações 2.19 e 2.21 calcula-se o calor específico da mistura de ar e vapor que sai da turbina, e o fluxo de massa de vapor produzido.

$$C_{pm} = 0,270 \text{ kcal/kg.K}$$

$$M_v = 194.460 \text{ kg/h}$$

Pelos resultados acima encontrados, conclui-se que em relação ao ciclo simples, a injeção de vapor na câmara de combustão apresenta as seguintes vantagens, comparando-se as Equações 2.15a e 2.20 :

O calor específico da mistura é 1,125 vezes maior do que a do ar e, desta forma a potência final fica acrescida da mesma porcentagem.

$$C_{pm}/C_{par} = 0,270/0,240 = 1,125$$

O fluxo de massa do gas que entra na turbina , fica maior devido à presença do vapor que se junta ar. Este fator incorpora mais 13,1% na potência da turbina, conforme os cálculos que sequeem.

$$(M_{ar} + M_v)/M_{ar} = (1.483.162 + 194.460)/1.483.162 = 1,131$$

$$\text{Aumento de potência} = 1,125 \times 1,131 = 1,272$$

A potência da turbina com injeção de vapor fica portanto acrescida de 27,2% em relação à turbina da instalação original.

Na avaliação do rendimento do ciclo, o aumento de potência da turbina e o aumento no consumo de combustível atuam em sentidos contrários. De qualquer forma, o resultado final é francamente favorável ao aumento do rendimento, conforme os cálculos que se sequeem.

2.1.3.4 - CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

As Equações 2.18 e 2.22 permitem o cálculo do fluxo de combustível, em ambas as situações, isto é, com injeção e sem injeção de vapor. Nestas equações os seguintes valores são adotados:

TABELA 2.3 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

fluxo de ar (M_{ar})	1.483.162 kg/h
fluxo de vapor (M_v)	194.460 kg/h
temperatura do ar (t_{2f})	394 °C
temperatura do ar (t_3)	1100 °C
temperatura do vapor (t_7)	450 °C
temperatura do ar (t_3)	1100 °C
calor específico (C_{par})	0,24 kcal/kg.K
calor específico (C_{pv})	0,50 kcal/kg.K
poter calorífico (p_{bi})	10.000 kcal/kg

Fonte: Estudos realizados pelo autor

O poder calorífico adotado refere-se ao gás natural, para o qual admitiu-se uma massa específica aproximada de 1 kg/m³. Resultou então os seguintes valores, respectivamente para o ciclo simples e para o ciclo com injeção de vapor.

$$M_c = 26.178 \text{ kg/h}$$

$$M_c = 32.828 \text{ kg/h}$$

Verifica-se portanto, um aumento no consumo de 25,4% o que não significa que seja uma desvantagem, porque

a potência da turbina cresceu 27,2%. Entretanto, a vantagem não se limita somente a esta diferença pois a potência líquida, medida como a diferença entre as potências da turbina e do compressor cresceu mais do que 27,2%. Isto ocorre porque a injeção de vapor é feita depois da compressão do ar, não interferindo portanto na potência deste.

2.1.3.5 - POTÊNCIA DA TURBINA

Pelas Equações 2.15a e 2.20 calcula-se a potência da turbina em ambas as situações em condições reais, com rendimento de 87%. Os valores abaixo confirmam o aumento de 27,2% na potência da turbina, quando se efetua a injeção de vapor na câmara de combustão.

$$W_{tr} = 255.645 \text{ kW}$$

$$W_{tr} = 325.700 \text{ kW}$$

2.1.3.6 - POTÊNCIA DO COMPRESSOR

O compressor em ambas as situações permanece com a mesma potência, porque a massa de ar que passa por ele independe da injeção de vapor na câmara de combustão. A Equação 2.6a fornece o valor da potência real, do compressor com rendimento de 83%.

$$W_{cpr} = 155.450 \text{ kW}$$

A potência final da instalação, calcula-se pela diferença entre as potências reais da turbina e do compressor e o resultado multiplica-se pelo rendimento do gerador elétrico. Para cada situação resulta:

$$W_g = (255.645 - 155.450) \times 0,94 = 94.000 \text{ kW}$$

$$W_g = (325.700 - 155.450) \times 0,94 = 160.000 \text{ kW}$$

2.1.3.7. - RENDIMENTO DA INSTALAÇÃO

O conceito de rendimento de uma central termoelétrica, está ligado à quantidade de energia do combustível convertida em potência elétrica na saída do gerador. A energia do combustível por unidade de tempo é representada por $M_c \cdot pci$. Em uma instalação termoelétrica, o rendimento leva em conta as perdas que ocorrem no gerador, e desta forma, chega-se ao rendimento de conversão termoelétrica.

$$\eta = W_g / M_c \cdot pci \quad (\text{Eq. 2.24})$$

Aplicando-se esta equação, com os resultados até agora encontrados, calcula-se o rendimento do sistema e verifica-se a vantagem da utilização da injeção de vapor na câmara de combustão. Neste cálculo, utilizam-se os valores

de consumo de combustível, 26.178 kg/h e 32.828 kg/h, respectivamente para o ciclo simples e para o ciclo com injeção de vapor. A potência elétrica é 94 MW para o primeiro caso e 160 MW para o segundo. Observa-se um aumento de 70,2% na potência do gerador após a injeção. Entretanto, este valor não representa o aumento de eficiência, porque o consumo aumenta em 25,4%. Os valores seguintes representam rendimento global da instalação em cada caso, bem como o consumo específico de combustível.

ciclo simples	n = 30,9%	c = 0,2785 kg de comb/kWh
injeção de vapor	n = 41,9	c = 0,2052 kg de comb/kWh

2.1.3.8 - COMPRESSOR COM RESFRIAMENTO

As Equações 2.25 permitem o cálculo da potência do compressor com resfriamento intermediário, a partir das temperaturas ou das pressões, dependendo dos dados iniciais disponíveis. Como o que se pretende é um resfriamento, a temperatura do ar resfriado (t_{2b}) passa a ser um dos dados iniciais. Admite-se que esta temperatura chegue perto das condições ambientais, porque os agentes de resfriamento podem ser a água ou o ar no seu estado natural.

As seguintes equações, são adotadas para se estabelecer as relações entre as pressões e as temperaturas nas duas fases de compressão, conforme as Figuras 2.5 e 2.6.

$$T_{2a}/T_1 = (P_{2a}/P_1)^{2/7}$$

$$T_{2c}/T_{2b} = (P_{2c}/P_{2b})^{2/7}$$

$$n_{cpb} = (T_{2a} - T_1)/(T_{2ar} - T_1)$$

$$n_{cpa} = (T_{2c} - T_{2b})/(T_{2cr} - T_{2b})$$

O estudo do ciclo com o resfriamento intermediário, parte dos dados da Tabela 2.4. Com o uso das equações acima calcula-se a temperatura na saída de cada fase de compressão. A Equação 2.23 permite o cálculo do fluxo de calor retirado do ar, bem como a quantidade de água necessária para processar o resfriamento.

$$t_{2ar} = 173 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{2cr} = 191 \text{ } ^\circ\text{C}$$

TABELA 2.4 - DADOS INICIAIS PARA O ESTUDO DE UM COMPRESSOR COM

RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO

temperatura (t_1)	18 $^\circ\text{C}$
temperatura (t_{2b})	30 $^\circ\text{C}$
temperatura (t_{4r})	491 $^\circ\text{C}$
temperatura (t_3)	1100 $^\circ\text{C}$
relação de pressões (P_{2a}/P_1)	3,6
relação de pressões (P_{2c}/P_{2b})	3,6
poder calorífico	10.000 kcal/kg
rendimento (n_c)	96%
rendimento (n_{cp})	83%
rendimento (n_t)	87%

Fonte: Estudos realizados pelo autor

Com os valores da Tabela 2.5 calcula-se o fluxo de água de resfriamento do compressor.

TABELA 2.5 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DA TEMPERATURA DA ÁGUA NA SÁIDA DO RESFRIADOR

calor específico (C_a)	1,0 kcal/kg. $^{\circ}$ C
temperatura da água (T_e)	18 $^{\circ}$ C
temperatura da água (t_s)	80 $^{\circ}$ C
temperatura do ar (t_{2ar})	173 $^{\circ}$ C
temperatura do ar (t_{2b})	30 $^{\circ}$ C
calor específico (C_{par})	0,24 kcal/kg. $^{\circ}$ C
calor específico (C_a)	1,0 kcal/kg. $^{\circ}$ C

Fonte: Estudos realizados pelo autor

Resulta um fluxo de calor retirado do ar, equivalente a 59.160 kW, e um fluxo de água de resfriamento de 820.000 kg/h.

A potência do compressor, calculada pelas Equações 2.25, utilizando-se ou as temperaturas reais, ou relações de compressão e o rendimento, resulta:

$$W_{opr} = 130.730 \text{ kW}$$

Comparando-se este valor com a potência de compressão sem o resfriamento intermediário, verifica-se uma redução de 155.450 kW para 130.730 kW, isto é, 34.720 kW que representam uma economia de 15,9 % na potência do compressor.

A temperatura de saída do ar do compressor com resfriamento é menor do que sem o resfriamento. A recuperação da temperatura é feita com o uso da massa de gases que sai da turbina à temperatura de 491 °C . Através da Equação 2.24 calcula-se a temperatura final de aquecimento do ar, quando se utiliza todo o potencial energético dos gases. Os seguintes dados são adotados nesta fase do estudo, de acordo com a Figura 2.6 :

temperatura (t_{2c})	191 °C
temperatura (t_{4r})	491 °C
temperatura (t_5)	211 °C

Resulta para a temperatura final de aquecimento do ar, aqui representada por t_{2d} , o um valor maior do que a temperatura de saída do compressor original, isto é, sem o resfriamento intermediário. Desta forma, calcula-se também um novo consumo de combustível, através da equação :

$$M_{ar} \cdot C_{par} \cdot (t_3 - t_{2d}) = M_c \cdot pci \cdot n_c$$

Os seguintes valores são encontrados:

$$t_{2d} = 471 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$M_c = 23.320 \text{ kg/h}$$

Resta somente calcular o rendimento final da instalação, para a qual adotam-se os dados constantes na Tabela 2.6.

TABELA 2.6 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DO RENDIMENTO DA INSTALAÇÃO COM RESFRIAMENTO NO COMPRESSOR

potência da turbina (W_{tr})	255.645 kW
potência do compressor (W_{cpr})	130.730 kW
rendimento do gerador (n_g)	94 %
poder calorífico (pci)	10.000 kcal/kg
fluxo de combustível (M_c)	23.320 kg/h

Fonte: Estudos realizados pelo autor

Resulta o rendimento e o consumo específico de combustível, no ciclo com resfriamento intermediário na compressão e com recuperação de calor, utilizando-se os gases quentes que saem da turbina:

$$\eta_c = 43,3 \%$$

$$c = 0,2002 \text{ kg de comb/kWh}$$

2.2 - CICLOS COMBINADOS

A idéia do ciclo combinado fundamenta-se no aproveitamento dos gases quentes descarregados pela turbina a gás, para a produção de vapor superaquecido e a sua

aplicação no acionamento de uma turbina a vapor. Com a mesma quantidade inicial de combustível, consegue-se gerar cerca de 50 % a mais de potência. Isto significa que o sistema global se torna mais eficiente, com rendimento chegando acima de 50%. Desta forma, associa-se uma turbina a vapor com uma ou mais turbinas a gás, dando origem à uma instalação conhecida como ciclo combinado. As combinações mais comuns são compostas por um ciclo de Rankine com turbina a vapor, duas turbinas a gás e um recuperador de calor. Neste último, os gases das duas turbinas se juntam para produzir o vapor para a terceira turbina. Quando se dispõe de uma instalação com turbina a vapor, a conversão em ciclo combinado implica na instalação de duas outras, resultando um novo ciclo, com potência triplicada e rendimento mais elevado.

2.2.1 - TIPOS E ARRANJOS

2.2.1.1 - COMBINAÇÃO COM CICLO DE RANKINE SIMPLES

Figura 2.8 representa a instalação de um ciclo combinado, com uma turbina a gás e um ciclo de Rankine sem pré-aquecimento da água. No estudo de um ciclo de Rankine algumas considerações são feitas, no sentido de se analisar os fatores que alteram o seu rendimento. Como norma geral, pode-se dizer que o rendimento de uma máquina térmica está diretamente ligado às temperaturas de duas fontes de calor, aqui denominadas fonte quente e fonte fria. Quanto maior for

a temperatura da fonte quente e menor for a da fonte fria, maior será o rendimento da máquina térmica. Os fatores principais que favorecem o aumento do rendimento do ciclo de Carnot obedecem à Equação 2.25.

$$\eta = 1 - T_f/T_q \quad (\text{Eq. 2.25})$$

Nesta equação as temperaturas T_f e T_q são medidas na escala absoluta e representam respectivamente as temperaturas nas quais o fluido motor troca calor com as fontes fria e quente, respectivamente. Neste ciclo o fluido troca calor na caldeira e no condensador à temperatura constante, por se tratar de mudança de estado em processo de pressão constante. No ciclo de Rankine as trocas de calor são feitas com temperatura variável, mas para efeito qualitativo pode-se admitir que existe uma temperatura média de troca de calor em cada fonte, que influi diretamente no rendimento energético do ciclo. Pode-se então afirmar que os artificios utilizados para se elevar a temperatura média em que a água recebe calor dentro da caldeira, resultam em um aumento de rendimento térmico global do sistema. Da mesma forma, pode-se dizer que a redução na temperatura de condensação do vapor que sai da turbina também contribui para o aumento do rendimento do ciclo. Os principais fatores que interferem no rendimento de um ciclo a vapor são os seguintes:

1 - Utilização do vapor superaquecido, a temperaturas cada vez mais elevadas, tanto quanto as condições de resistência dos materiais permitirem.

2 - A pressão do vapor está diretamente ligada à temperatura de vaporização. As instalações com caldeiras de altas pressões, favorecem o aumento de rendimento, porque contribuem para elevar a temperatura em que o vapor se forma, ou seja, a temperatura da fonte quente.

3 - O pré-aquecimento da água, antes da sua entrada na caldeira, é mais um fator de elevação do rendimento, porque também eleva a temperatura média em que a água recebe calor dentro da caldeira. Este pré-aquecimento é feito com vapor extraído da turbina, reduzindo assim a sua potência. Por outro lado, a caldeira gasta menos combustível, porque a água chega nela mais aquecida. Quando se avalia o rendimento, verifica-se que ele cresce com o aumento do número de pré-aquecedores.

4 - Os tres fatores acima, referem-se ao aumento na temperatura média da fonte quente. A redução da temperatura média da fonte fria, está ligada à presença do condensador na saída da turbina. A condensação do vapor dá origem à formação do vácuo e este determina a temperatura em que o vapor se condensa. Portanto, quanto maior for o vácuo dentro do condensador, maior será o rendimento do ciclo de Rankine.

A eficiência na troca de calor entre o vapor e a água de resfriamento é o fator determinante na formação do vácuo. A temperatura da água de resfriamento e o estado de

limpeza dos tubos do condensador, são os principais fatores que interferem no rendimento. Deduz-se portanto, que uma instalação com turbina a vapor é mais eficiente no inverno do que no verão, por causa da temperatura da água do ambiente utilizada nos condensadores.

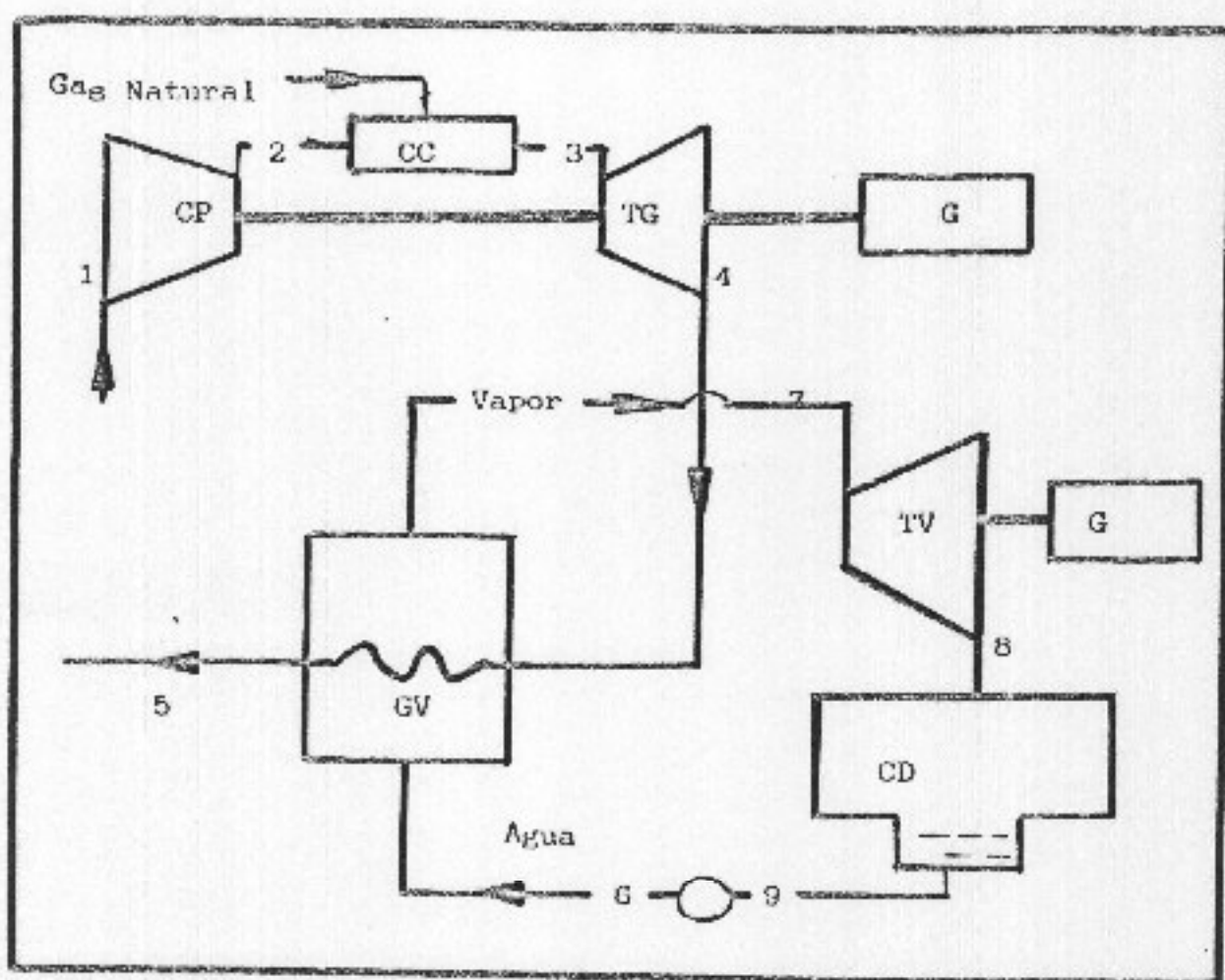


FIG. 2.8 - Ciclo Combinado com Turbina a Gás e Ciclo de Rankine

2.2.1.2 - COMBINAÇÃO COM CICLO REGENERATIVO

O ciclo termodinâmico da Figura 2.9 é composto por uma turbina a gás e um ciclo de Rankine regenerativo, assim denominado, em virtude da presença dos pré-aquecedores alimentados pelas extrações de vapor da turbina. Neste sistema, o rendimento é maior, pois, de acordo com a Equação 2.25, o rendimento do ciclo a vapor aumenta, em função do aumento da temperatura média da fonte quente (T_{qm}). No ciclo regenerativo, a água entra mais quente na caldeira, possibilitando, dentro dela, uma troca de calor a uma temperatura média mais elevada. Na instalação da Figura 2.9 existe um único pré-aquecedor. As grandes centrais termoelétricas, são equipadas com o maior número possível, dentro dos limites de espaço disponíveis, buscando sempre a maior eficiência energética. Em ambas as instalações, a pressão e a temperatura do vapor dependem somente do estado dos gases descarregados pela turbina a gás.

A pressão de extração do vapor da turbina, é definida em função da temperatura de pré-aquecimento adotada na fase de projeto da instalação. Normalmente, cada etapa de pré-aquecimento, é igual à diferença total de temperatura da fase líquida do ciclo, dividida pelo número de pré-aquecedores. Entende-se por diferença total, como a diferença entre a temperatura de vaporização da água dentro da caldeira, e a temperatura de condensação do vapor.

2.2.1.3 - AVALIAÇÃO DE CICLOS COMBINADOS

Neste estudo, calculam-se os rendimentos de dois ciclos combinados, sendo o primeiro com um ciclo de Rankine simples, e outro com um ciclo regenerativo. Em ambos os casos, a turbina a gás e o gerador de vapor são os mesmos do Item 2.1.2.5.

TABELA 2.7 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DE UM CICLO COMBINADO

temperatura do vapor (t_7)	450 °C
pressão do vapor (p_7)	60 ata
pressão do condensador (p_8)	0,08 ata
temperatura (t_9)	41,2 °C
entalpia (h_7)	789 kcal/kg
entalpia (h_8)	503,8 kcal/kg
entalpia (h_9)	41,2 kcal/kg

Fonte: Resultados encontrados no Item 2.1.2.5

ASSOCIAÇÃO COM CICLO DE RANKINE SIMPLES

As seguintes equações são utilizadas nestes cálculos, de acordo com a Figura 2.8.

POTÊNCIA DA TURBINA

$$W_{tv} = M_7 \cdot (h_7 - h_8) \cdot \eta_t \quad (\text{Eq. 2.26})$$

FLUXO DE CALOR NO CONDENSADOR

$$Q_{cd} = M_g \cdot (h_{gr} - h_g) \quad (\text{Eq. 2.27})$$

POTÊNCIA DA BOMBA

$$W_b = M_g \cdot (h_6 - h_9) / \eta_b \quad (\text{Eq. 2.28})$$

PRODUÇÃO DE VAPOR

$$M_{ar} \cdot C_{par} \cdot (t_{4r} - t_5) = M_v \cdot (h_7 - h_6) \quad (\text{Eq. 2.29})$$

RENDIMENTO

$$\eta = [(W_{tr} - W_{cpr}) + (W_{tv} - W_b)] / M_{c-pci} \quad (\text{Eq. 2.30})$$

Com os dados da Tabela 2.8, calcula-se o fluxo de vapor produzido com os gases quentes que saem da turbina, através da Equação 2.29. Esta equação difere da Equação 2.21, no calor específico do ar, em lugar do calor específico da mistura, e na ausência do vapor de água junto aos gases de escape da turbina, resultando:

$$M_v = 157.913 \text{ kg/h}$$

TABELA 2.8 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DO RENDIMENTO DE UM CICLO COMBINADO

temperatura (t_{4r})	491 °C
temperatura (t_7)	450 °C
temperatura (t_5)	160 °C
temperatura (t_9)	41,2 °C
pressão (p_7)	60 ata
pressão (p_8)	0,08 ata
entalpia (h_7)	789 kcal/kg
entalpia (h_8)	503,8 kcal/kg
entalpia (h_9)	41,2 kcal/kg
entalpia (h_6)	42,5 kcal/kg
calor específico (C_{par})	0,24 kcal/kg.°C
poder calorífico (p_{ci})	10.000 kcal/kg
rendimento da bomba (n_b)	56%
rendimento (n_{tv})	90%
turbina a gás (W_{tr})	255.645 kW
compressor (W_{cpr})	155.450 kW
fluxo de combustível (M_c)	26.178 kg/h
fluxo de ar (M_{ar})	1.483.162 kg/h

Fonte: Estudos realizados pelo autor

As demais equações permitem o cálculo da potência da turbina a vapor (W_{tv}) e da bomba (W_b), em termos reais, e o rendimento do ciclo combinado.

$$W_{tv} = 47.110 \text{ kW}$$

$$W_b = 459 \text{ kW}$$

$$n = 45,4 \%$$

ASSOCIAÇÃO COM CICLO REGENERATIVO

A Figura 2.9 mostra um ciclo combinado de uma turbina a gás com um ciclo de Rankine regenerativo, cuja solução se encontra nas equações que seguem.

FLUXO DE VAPOR EXTRAÍDO DA TURBINA

$$M_{12} \cdot h_{12} + (M_7 + M_{12}) \cdot h_{10} = M_7 \cdot h_{11} \quad (\text{Eq. 2.31})$$

PRODUÇÃO DE VAPOR

$$M_{ar} \cdot C_{par} \cdot (t_{4r} - t_5) = M_7 \cdot (h_7 - h_6) \quad (\text{Eq. 2.29})$$

POTÊNCIA DA TURBINA

$$M_7 \cdot h_7 = M_{12} \cdot h_{12} + M_8 \cdot h_8 + W_{tv}/n_{tv} \quad (\text{Eq. 2.32})$$

POTÊNCIA DAS BOMBAS

$$W_b = M_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad (\text{Eq. 2.33})$$

$$W_b = M_{11} \cdot (h_6 - h_{11})$$

Inicialmente calcula-se a relação entre o fluxo de vapor extraído da turbina e o fluxo de vapor que entra nela, através da Equação 2.31

$$M_{12}/M_7 = 0,1816$$



TABELA 2.9 - DADOS INICIAIS PARA O CÁLCULO DO RENDIMENTO DE UM

CICLO COMBINADO CONTENDO UM CICLO DE RANKINE REGENERATIVO

pressão de vapor (p_7)	60 ata
pressão de vapor (p_{12})	10 ata
pressão de vapor (p_8)	0,08 ata
temperatura (t_7)	450 °C
temperatura (t_9)	41,2 °C
temperatura (t_{11})	158 °C
entalpia (h_7)	789 kcal/kg
entalpia (h_{12})	682 kcal/kg
entalpia (h_8)	503,8 kcal/kg
entalpia (h_9)	41,2 kcal/kg
entalpia (h_{10})	41,5 kcal/kg
entalpia (h_{11})	158 kcal/kg
entalpia (h_6)	159,2 kcal/kg
turbina a gás (W_{tr})	255.645 kW
compressor (W_{cpr})	155.450 kW

Fonte: Estudos realizados pelo autor, com as propriedades do vapor retiradas do Manual Termodinâmico de W. Trevisan

Pela Equação 2.29, obtida através de um balanço térmico na caldeira de recuperação, calcula-se o fluxo de vapor produzido. Este fluxo é maior do que o anterior, porque neste caso, a água entra pré-aquecida no gerador de vapor, e a disponibilidade energética é a mesma.

$$M_7 = 186.990 \text{ kg/h}$$

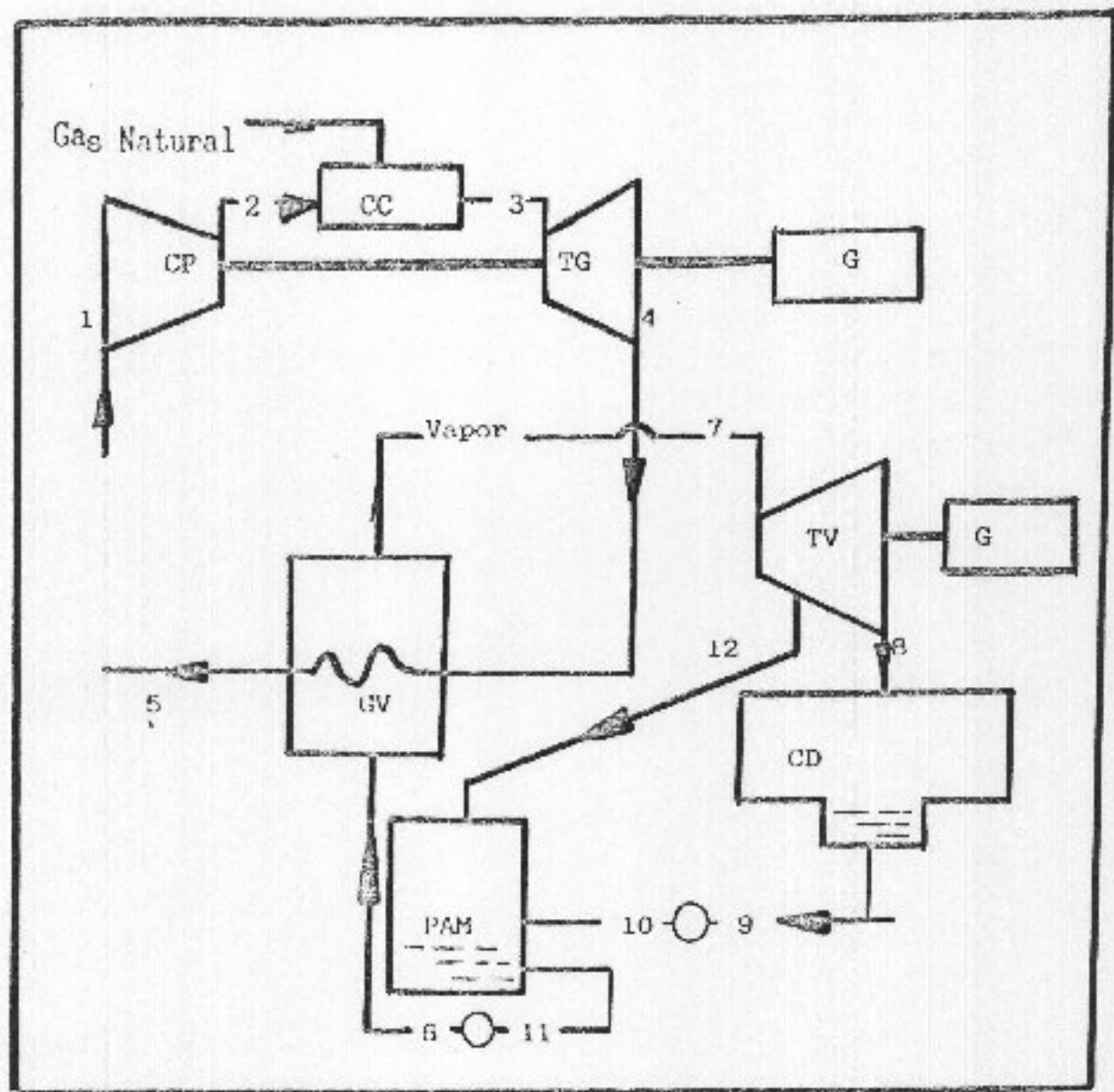


FIG. 2.9 - Ciclo Combinado entre Turbin a Gás e Turbina a Vapor com Ciclo Regenerativo

A potência da turbina a vapor é obtida por meio da Equação 2.32, usando-se também a relação de massas encontrada acima.

$$W_{TV} = 49.454 \text{ kW}$$

Chega-se ao rendimento termoelétrico do ciclo combinado, cujo valor é logicamente maior que o anterior, em virtude do pré-aquecimento da água, que provoca elevação na temperatura média de troca de calor, dentro do gerador de vapor.

$$\eta = 46,0 \%$$

2.2.1.4- QUADRO COMPARATIVO ENTRE OS DOIS CICLOS

A Tabela 2.10 apresenta um resumo dos resultados da análise acima realizada entre dois ciclos combinados, sendo o primeiro com uma turbina a vapor simples e o segundo, com uma turbina com uma extração de vapor, dando origem a um ciclo regenerativo.

2.2.2 - ESTÁGIO ATUAL E PERSPECTIVAS

Nos países onde há grande disponibilidade de gás natural, principalmente nos Estados Unidos e nos países da europeus, as turbinas a gás e os ciclos combinados, estão

competindo com vantagem, com as instalações convencionais de turbinas a vapor.

TABELA 2.10 - ESTUDO COMPARATIVO ENTRE DOIS CICLOS COMBINADOS

	Fig. 2.8	Fig. 2.9
Potência da turbina vapor (kW)	255.645	255.645
Vazão de vapor (kg/h)	157.913	186.990
Potência da turbina a vapor (kW)	47.100	49.454
Potência do compressor (kW)	155.450	155.450
Vazão de combustível (kg/h)	26.178	26.178
Rendimento (%)	45,4	46,0

Fonte: Resultados dos cálculos efetuados nos Itens 2.2.1.1 e 2.2.1.2

A facilidade de instalação e de operação da turbina a gás, aliada a menores custos de investimentos, tornam o seu uso mais atrativo, principalmente quando se considera a possibilidade de sua utilização em ciclos combinados. Verifica-se uma tendência da conversão de instalações convencionais em ciclos combinados, como também a instalação de ciclos combinados a partir de turbinas a gás já instaladas. A seguir são apresentados inicialmente, exemplos de ciclos combinados em operação em vários países, bem como as perspectivas de seu desenvolvimento.

2.2.2.1 - CICLOS COMBINADOS EM OPERAÇÃO

Alguns exemplos de usinas de ciclo combinados são apresentados a seguir:

USINA AMBARLI DE CICLO COMBINADO



Um acordo assinado em 1984 entre a URSS e a Turquia, para o fornecimento durante 25 anos de gás natural, garantia um suprimento anual mínimo de 750 milhões e máximo de 6 bilhões de metros cúbicos. Iniciou-se então, a construção de um gasoduto que atravessaria a Bulgária e atingiria a Turquia. Em 1989 quase todo o gás importado já era utilizado na geração de energia elétrica. Decidiu-se então construir uma usina de 1350 MW, com turbinas a gás e a vapor, formando 3 unidades iguais de ciclo combinado. A primeira turbina a gás entrou em operação comercial em 24/08/88 e a última turbina a vapor, em 24/02/90. A usina está localizada em Ambarli, a 40 km de Istambul, é gerenciada pela "Turkiye Elektrik Kurumu" (TEK).

A Central de Ambarli foi concebida para operar inicialmente com 6 unidades de turbinas a gás, e em seguida, ser convertida em ciclo combinado com 3 turbinas a vapor simples, isto é, sem o reaquecimento de vapor. A primeira unidade de turbina a gás foi sincronizada em apenas 41 semanas, entrando em operação comercial em 24/08/88. As outras 5 turbinas a gás foram instaladas até 09/04/89. As

maiores dificuldades de engenharia foram as escavações para as tubulações de água, de 2,5 metros de diâmetro e aproximadamente 1 km de extensão, para o resfriamento dos condensadores. Em 24/12/89, entrou em operação a primeira turbina a vapor, completando a primeira unidade de ciclo combinado.

CENTRAL KORNEUBURG DE CICLO COMBINADO

Esta central está localizada na cidade de Korneuburg, situada pouco ao norte de Viena, na margem direita do rio Danúbio, de onde é retirada a água de resfriamento dos condensadores. Sua capacidade é de 152 MW, com uma turbina a vapor de 77 MW constituindo um sistema isolado, e um ciclo combinado, formado por duas turbinas a gás de 25 MW associadas a uma turbina a vapor de 25 MW. Esta última pode funcionar associada a uma única turbina a gás, recebendo o restante do vapor da caldeira que alimenta a turbina a vapor do sistema independente. A central foi concebida para atender aos seguintes objetivos:

- Suprimento de eletricidade nos picos de carga.
- Operação de emergência na eventualidade de uma pane geral.

TABELA 2.11 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DA USINA DE AMBARLI

potência de cada unidade	450 MW
potência da turbina a gás	2x138,8 MW
potência da turbina a vapor	172,4 MW
turbogeradores modelo V94	Siemens
eficiência térmica	51,4 %
turbina de alta pressão:	
fluxo de vapor	462.460 kg/h
temperatura de entrada	524 °C
pressão de entrada	74,6 bar
turbina de baixa pressão:	
fluxo de vapor	552.960 kg/h
temperatura de entrada	203 °C
pressão de entrada	6,5 bar
condensador:	
pressão	0,039 bar
água de resfriamento	10 m ³ /s
gerador:	
tensão na saída	15.750 V
frequência	50 cps
superaquecedor (AP):	
fluxo de vapor	231.230 kg/h
pressão na saída	78,5 bar
temperatura na saída	526 °C
saída dos gases	98 °C
superaquecedor (BP):	
fluxo de vapor	46.440 kg/h
pressão na saída	7,2 bar
temperatura na saída	207 °C
saída dos gases	98 °C
turbina a gás:	
fluxo de gases	1.818.000
kg/h	
temperatura na saída	558 °C

Fonte: Siemens, 1989

- Operação como base do sistema, durante longos períodos de seca, suprindo as deficiências do sistema de geração hidráulica.

As duas turbinas a gás entraram em operação regular em novembro de 1959 e em janeiro de 1960, respectivamente. Como a turbina a vapor foi instalada somente no início de 1960, durante todo este tempo, as turbinas a gás funcionaram isoladamente, produzindo 50 MW com 26% de rendimento. Após a implantação do ciclo combinado, a potência elevou-se para 75 MW e o rendimento para 32,6%. Este valor, apesar do ciclo combinado, está muito aquém das modernas instalações, em virtude da baixa temperatura de entrada dos gases na turbina, 625 °C, em lugar das temperaturas atuais, acima de 1.000 °C.

CENTRAL BANG PAKONG DE CICLO COMBINADO

Em Bang Pakong, perto de Bangkok na Tailândia, foi instalada uma central operando com duas unidades de ciclo combinado, contendo cada unidade quatro turbinas a gás de 62 MW e uma turbina a vapor de 130 MW, com capacidade total de 756 MW. Associada a cada turbina a gás, encontra-se uma caldeira de recuperação que produz o vapor que alimenta a outra turbina. O ciclo apresenta o rendimento de 42,3% quando operando com gás natural, e todas as turbinas são fabricadas pela Siemens.

TABELA 2.12 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DA USINA DE KORNEUBURG DE CICLO COMBINADO

turbina a gás:	
fabricante	Brown Boveri
potência	25.000 kW
fluxo de ar	594.000 kg/h
temperatura na entrada	625 ⁰ C
temperatura na saída (TAP)	404 ⁰ C
temperatura na saída (TBP)	310 ⁰ C
pressão na entrada (TAP)	20 ata
pressão na entrada (TBP)	6 ata
aquecimento intermediário	gás natural
rendimento térmico	26 %

gerador de vapor:	
produção de vapor	50.000 kg/h
pressão do vapor	15,5 ata
temperatura do vapor	450 ⁰ C
temperatura da água	56 ⁰ C
combustível suplementar	gás natural

turbina a vapor:	
fabricante	Brown Boveri
potência	25.000 kW
fluxo de vapor	100.000 kg/h
temperatura na entrada	440 ⁰ C
pressão na entrada	14,5 ata
pressão na saída	0,021 ata
rotação	3000 rpm

pré-aquecedor de água:	
temperatura de entrada	18 ⁰ C
temperatura de saída	56 ⁰ C
pressão do vapor	2 ata

Fonte: Siemens, 1988

Com o progresso no campo da ciência dos materiais, permitindo elevadas temperaturas na entrada das turbinas, tornou-se desnecessária a suplementação de combustível nas caldeiras de recuperação. Com alta temperatura na entrada, resulta na saída uma temperatura suficientemente elevada para produzir o vapor nas condições desejadas. Na Central de Bang Pakong as caldeiras de recuperação não são equipadas para a suplementação de combustível, por serem instaladas depois de 1970, quando a temperatura nas turbinas já havia ultrapassado a margem dos 900 °C.

Nesta mesma cidade existe uma central termoelétrica com duas unidades de 550 MW de turbina a vapor e duas unidades de ciclo combinado de 360 MW. Um financiamento do Banco Mundial assinado em 1989, permitiria a instalação de mais duas unidades de ciclo combinado de 300 MW cada uma a um custo de 616 US\$/kW. Cada bloco de 300 MW seria constituído por duas turbinas a gás de 100 MW e uma turbina a vapor também de 100 MW. O conjunto foi projetado para rendimento de 42 a 45%.

CENTRAL GERSTEINWERK DE CICLO COMBINADO

No início da década de 1960, as turbinas a gás funcionavam com temperaturas máximas de 750 °C na entrada e de 420 °C na saída. A central de Gersteinwerk, foi então planejada para operar em ciclo combinado, com caldeiras de recuperação com suplementação de combustível. Esta central

se caracteriza por associar uma turbina a gás de pequena potência, com uma turbina a vapor de grande potência. O vapor é produzido por uma caldeira do tipo convencional, aproveitando os gases de exaustão de uma turbina a gás. Estes gases participam do sistema com as seguintes funções:

- fornecer parte do oxigênio utilizado na combustão
- pré-aquecer a água de alimentação da caldeira

O combustível utilizado nas caldeiras é o carvão e nas turbinas, o gás natural. Observe-se que nesta usina não existem caldeiras de recuperação, como nos demais ciclos combinados, mas uma caldeira a carvão que aproveita a energia dos gases de exaustão das turbinas a gás.

A central foi inicialmente planejada para seis unidades iguais de 420 MW, sendo 360 MW produzidos pela turbina a vapor e 60 MW pela turbina a gás, com capacidade total de 2520 MW. Posteriormente, a central foi acrescida de mais uma unidade de ciclo combinado, com 656 MW de turbina a vapor e 114 MW de turbina a gás, elevando a capacidade para 3290 MW.

Entretanto, a relação de potências entre turbinas a gás e a vapor, está muito longe das instalações modernas de ciclo combinado, para as quais, em números aproximados, esta relação é de dois para um. Enquanto nestas somente se utiliza o combustível na câmara de combustão, na central de Gersteinwerk usa-se o carvão nas caldeiras e o gás natural nas turbinas a gás.

O rendimento térmico de 42% é considerado satisfatório, porque ela se assemelha mais com um ciclo de

Rankine convencional, do que com um ciclo combinado, devido à pequena participação das turbinas a gás.

CENTRAL KILLINGHOLME DE CICLO COMBINADO

A geração elétrica na Inglaterra e no País de Gales foi durante muitos anos feita através do carvão e de óleo combustível, até que grandes quantidades de gás natural começaram a suprir o seu parque industrial. A partir de então, muitas instalações de turbinas a gás em ciclo aberto passaram a operar com vantagens econômicas e ambientais em relação ao carvão e ao óleo combustível. Em 1990 a PowerGen decidiu instalar uma central de 900 MW, operando em ciclo combinado com duas unidades iguais de 450 MW. Cada unidade teria duas turbinas a gás de 144 MW e uma turbina a vapor de 162 MW. A primeira unidade foi programada para entrar em operação comercial após 32 meses, em outubro de 1992, devendo a segunda unidade operar 4 meses depois.

A Central de Killingholme está situada nas margens do rio Humbert, do qual sai a água de resfriamento dos condensadores. Para o suprimento de gás natural a PowerGen estabeleceu um acordo com a Arco British Ltd. Gas, que transporta o gás por um gasoduto de 50 km ligando o terminal com a nova central.

Embora não houvesse nenhuma instalação moderna de ciclo combinado operando na Inglaterra, a decisão da PowerGen baseou-se na experiência mundial com grande sucesso

em ciclos combinados de grande porte e no domínio da tecnologia de turbinas a gás, turbinas a vapor e caldeiras de recuperação.

Na central de Killingholme as turbinas a gás foram fornecidas pela Siemens e são do tipo V94, funcionando somente com gás natural. As caldeiras de recuperação utilizam somente os gases provenientes de duas destas unidades e produzem o vapor para uma unidade de turbina vapor.

Quanto ao aspecto ambiental, as seguintes vantagens foram conseguidas com a instalação do ciclo combinado, em lugar de uma central convencional que certamente seria instalada, como parte do plano de expansão de geração elétrica do sistema Inglês.

- A emissão de dióxido de enxofre equivale a 5/1000 da que seria emitida por uma instalação a carvão de mesma potência

- A central a carvão emitiria cerca de 60g de cinzas por kilowatt gerado, equivalentes a 15% de cinzas contida no carvão, totalizando 1350 toneladas por dia.

- As emissões de NO_x estão abaixo do nível estabelecido pela legislação Britânica, sem a necessidade de conversores catalíticos. Nestas condições a emissão de NO_x da Central de Killingholme de 410 mg/kWh, fica muito aquém das instalações a carvão que emitem cerca de 2300 mg/kWh

CENTRAL MIDLAND DE CICLO COMBINADO

Em 1960 decidiu-se instalar uma central nuclear na cidade de Midland em Michigan, com duas unidades de 1357 MW, para a geração de energia elétrica para a Consumers Power Co. e vapor de processo para a Dow Chemical Co. A empresa já havia gasto cerca de US\$ 4 bilhões quando o projeto foi abandonado com 85% das obras terminadas, devido à problemas técnicos e à nova política de segurança.

Em 1986 iniciou-se um outro projeto visando o aproveitamento de duas turbinas a vapor de 350 MW adquiridas para o sistema nuclear, como parte de uma nova central de ciclo combinado. Encomendou-se então da Asea Brown Boveri, doze turbinas a gás de 85 MW cada, cujos gases de exaustão passariam por doze caldeiras de recuperação. Estas produziram o vapor para as turbinas e para a Dow Chemical Co.

A Central de Ciclo Combinado de Midland ficou então equipada com duas unidades de 690 MW, contendo uma turbina a vapor de 350 MW e quatro conjuntos de turbinas a gás de 85 MW e as respectivas caldeiras de recuperação, totalizando 1380 MW. A mesma central produz ainda 60 MW e vapor de processo destinado à Dow Chemical Co.

O combustível utilizado é o gás natural, que chega por meio de um gasoduto de 40 km de comprimento, garantindo um suprimento de 9,9 milhões Nm³ por dia.

2.2.2.2 - PERSPECTIVAS DAS INSTALAÇÕES DE CICLO COMBINADO

Desde o início da implantação dos ciclos combinados, a grande preocupação tem sido o aumento de sua eficiência térmica. Neste estudo, analisa-se os componentes do ciclo que exercem mais influência na alteração do rendimento. Como a turbina a gás participa com aproximadamente 2/3 da potência total, mais atenção tem sido dada ao seu desenvolvimento, do que ao ciclo de Rankine.

OUTROS EXEMPLOS DE CICLOS COMBINADOS

TABELA 2.13 - EXEMPLOS DE CENTRAIS QUE FUNCIONAM EM CICLO COMBINADO EM VÁRIOS PAÍSES DO MUNDO

LOCALIZAÇÃO	POTÊNCIA (MW)	DATA
Duquesne (USA)	1x330	1974
Houston (USA)	2x292	1974
Ohio (USA)	1x225	1974
Illinois (USA)	1x105	1977
Jersey (USA)	1x340	1977
Portland (USA)	1x550	1977
Coréia	2x292	1979
Tailândia	2x360	1982
Trinidad	1x198	1984
México	1x371	1984
Japão	5x112	1985
Japão	14x143	1985
Índia	5x300	1986
Tailândia	2x300	1989
Egito	3x360	1989
Índia	1x180	1990
Turquia	3x450	1990

Fontes: Siemens, 1988 - Banco Mundial, 1991

Convém lembrar que as turbinas a gás, pela sua grande aplicação nos sistemas de propulsão aérea, ganharam um grande impulso durante os últimos 40 anos. Sua aplicação mais ampla em sistemas de geração de potência elétrica é mais recente, quando então se pensou na sua associação com turbinas a vapor.

TEMPERATURA E RELAÇÃO DE COMPRESSÃO



As primeiras gerações de máquinas, no início da década de 70, trabalhavam com temperaturas máximas de 900 °C e relação de compressão entre 7 e 10. As máquinas de segunda geração, nas décadas de 70 e 80, já operavam com temperaturas de 1100 °C, com relação de compressão entre 12 e 14, e os primeiros estágios da turbina refrigerados a ar comprimido. O uso de turbinas aeroderivativas, possibilitou a adoção de temperaturas até 1200 °C e relação de compressão próxima de 20. A Equação 2.15, mostra a importância destes dois fatores na potência de uma turbina a gás.

$$W_{tr} = M_{ar} \cdot C_{par} \cdot T_e \cdot [(1 - (p_s/p_e)^{2/7}) \cdot n_t]$$

Embora a relação de compressão interfira de forma positiva no sentido do aumento da potência, sua influência na temperatura dos gases de exaustão segue o caminho inverso, conforme mostra a Equação 2.12. abaixo representada.

$$T_s/t_e = (P_s/P_e)^{2/7}$$

As turbinas industriais, concebidas especificamente para uso estacionário, com potências até 140 MW, são mais robustas, e projetadas com relação de compressão modestas, entre 8 e 16. Elas são assim ajustadas para ciclos combinados, devido às elevadas temperaturas nos gases de exaustão, chegando próximo dos 500 °C. Por outro lado, as aeroderivativas são leves e compactas, com relativamente baixas capacidades, e elevadas relações de compressão, entre 18 e 30. Embora muito eficientes, são fracas candidatas a ciclos combinados, devido à reduzida temperatura dos gases de exaustão. Entretanto, são as mais adequadas para o uso com injeção de vapor nas câmaras de combustão, porque são projetadas para grandes variações de massa, o que lhes dá mais versatilidade.

Entretanto, há uma tendência para se reverter a preferência do uso destas turbinas pelas aeroderivativas, com maiores vantagens em eficiência térmica pelas seguintes razões:

- O Departamento de Defesa e Administração Aeroespacial dos Estados Unidos vai investir nos próximos 12 anos, a quantia de 3,4 bilhões de dólares, em pesquisa e desenvolvimento de turbinas aeroespaciais.

- A construção modular e compacta das turbinas aeroderivativas facilita os trabalhos de remoção e

desmontagem, tornando menores os custos de instalação e manutenção.

- O fator de escala na construção de turbinas aeroderivativas, proporciona menores custos de fabricação, por kilowatt instalado.

- As perspectivas para um futuro a médio prazo, indicam a tendência para a construção de turbinas aeroderivativas de grande porte, que poderão atender perfeitamente às necessidades do mercado de geração de energia elétrica.

3 - CONVERSÃO DE USINAS TERMOELÉTRICAS PARA CICLOS COMBINADOS

Com o desenvolvimento das turbinas a gás para uso em aeronaves e posteriormente, com a sua aplicação em instalações estacionárias, a idéia do ciclo combinado passou fazer parte do planejamento energético das concessionárias de energia elétrica. A necessidade de se ampliar as instalações já existentes, procurando maiores eficiências térmicas, com investimentos inferiores aos de uma instalação nova, consolidou a viabilidade da associação entre turbinas a gás e a vapor.

Nos países com disponibilidade de gás natural, e com tradição no uso de turbinas a gás, procurou-se aproveitar os gases de exaustão das turbinas para o uso em caldeiras de recuperação. O vapor produzido poderia ser transferido para um processo industrial, ou para uma outra turbina, aumentando a capacidade da central já existente. Iniciou-se então, a conversão de usinas termoelétricas em ciclos combinados, a partir turbinas a gás.

Por outro lado, a conversão em ciclo combinado, de uma central convencional, que funciona com óleo combustível ou carvão, implica na necessidade do suprimento de gás natural, ou de outros combustíveis que se adaptem ao uso em turbinas a gás.

3.1 - EXPERIÊNCIAS NO EXTERIOR

A seguir são apresentados alguns exemplos de conversão de centrais termoelétricas em ciclos combinados. Inicialmente são analisados alguns casos de usinas que inicialmente funcionavam com turbinas a gás em sistema aberto, posteriormente convertidas em ciclos combinados com a adaptação de caldeiras de recuperação e turbinas a vapor. Em seguida são apresentados alguns casos de conversão a partir de centrais termoelétricas com turbinas a vapor, como é o caso do presente estudo que se refere à Usina Piratininga.

3.1.1 - CONVERSÃO A PARTIR DE TURBINAS A GÁS

CENTRAL A GÁS DE MULTAN NO PAQUISTÃO

A central termoelétrica de Multan no Paquistão foi concebida para funcionar inicialmente com duas turbinas a gás de 125 MW e mais duas de 100 MW. Decidiu-se posteriormente repotenciar esta central, aproveitando-se de um plano de financiamento do Banco Mundial, para a conversão de centrais convencionais em ciclos combinados nos países em desenvolvimento. O projeto contemplou centrais da Índia, Tailândia, Egito, Malásia e Paquistão, totalizando 2.678 MW, abrangendo desde uma central com cinco unidades de 300 MW no Egito, até a conversão de duas pequenas turbinas a gás de 30 MW na Malásia.

A Usina de Multan foi convertida em ciclo combinado, a partir de 1986, com a instalação de quatro caldeiras de recuperação e duas unidades de ciclos de Rankine, com turbinas a vapor de 100 MW cada uma. A capacidade instalada cresceu de 450 MW para 650 MW. O projeto de conversão custou US\$ 875/kW, totalizando US\$ 175 milhões dos quais US\$ 90 milhões foram financiados pelo Banco Mundial.

A nova central tem atualmente condições de funcionar com as turbinas a gás em ciclo aberto, ou em ciclo combinado, devido a um sistema que permite a saída dos gases das turbinas, passando ou não pelas caldeiras de recuperação.

3.1.2 - CONVERSÃO A PARTIR DE TURBINAS A VAPOR

CENTRAL A VAPOR DE EEMSCENTRALE 2 NA HOLANDA

Quando se decidiu converter a usina termoelétrica EEmscentrale 2 em ciclo combinado, ela operava com gás natural, com uma turbina a vapor de 590 MW, contendo sete pontos de extração, para alimentar os pré-aquecedores de água. Pretendia-se elevar a sua capacidade e seu rendimento térmico, que na época já atingia 40,5%. Optou-se então, por associar a ela uma turbina a gás, modelo Siemens V94, com capacidade nominal de 130 MW, cujos gases de exaustão seriam usados para o fornecimento parcial do oxigênio de combustão, na caldeira já existente. A energia remanescente nestes gases seria aproveitada para superaquecimento do vapor. Como os gases continham somente 16% do oxigênio necessário para a combustão, os ventiladores da caldeira continuariam em funcionando como fonte complementar. Feita a conversão, o novo ciclo passou a funcionar com 698 MW, sendo sua eficiência elevada para 46,3%. Desta forma, cresceu a

capacidade da central, sem a necessidade de grandes investimentos em uma caldeira de recuperação, bastando para isto, a aquisição de uma turbina a gás, e as adaptações na caldeira original.

Na Tabela 3.1 são apresentadas as condições de funcionamento de Emmcentrale 2, antes da conversão.

O custo da conversão foi avaliado em cerca de 20% do custo de uma turbina a gás de 590 MW . No cálculo do custo de geração o valor relativo do investimento ficou portanto reduzido, devido ao aumento de eficiência térmica do ciclo combinado comparado com a eficiência da instalação original.

TABELA 3.1 - CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DA CENTRAL DE EEMSCENTRALE 2 A VAPOR ANTES DA CONVERSÃO EM CICLO COMBINADO

turbina a vapor:	
potência	590 MW
fluxo de vapor(TAP)	1.746.000 kg/h
temperatura do vapor(TAP)	535 °C
pressão do vapor(TAP)	177 bar
fluxo de vapor(TBP)	1.586.000 kg/h
temperatura do vapor(TBP)	535 °C
pressão do vapor(TBP)	43,7 bar
pressão na saída(TBP)	0,037 bar
<hr/>	
gerador de vapor:	
fluxo de combustível	109.800 kg/h
combustível	gás natural
<hr/>	
rendimento	40,5 %

Fonte: Brown Boveri, 1989

A turbina a gás , associada à central a vapor já existente , apresenta as seguintes condições de funcionamento conforme os dados da Tabela 3.2.

TABELA 3.2 - TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CENTRAL DE EEMSCENTRALE 2

potência	130 MW
fluxo de combustível	31.680 kg/h
fluxo de gases	1.814.400 kg/h
temperatura dos gases	527 °C
combustível	gás natural

Fonte: Brown Boveri, 1989

TABELA 3.3 - CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DA CENTRAL DE EEMSCENTRALE 2 CONVERTIDA EM CICLO COMBINADO

turbina a vapor:	
potência	568 MW
fluxo de vapor(TAP)	1.544.400 kg/h
pressão do vapor(TAP)	183 bar
fluxo de vapor(TBP)	1.458.000 kg/h
fluxo de combustível	82.800 kg/h

potência final	698 MW
----------------	--------

rendimento	46,3 %
------------	--------

Fonte: Brown Boveri, 1989

As principais alterações que se fizeram necessárias, além da aquisição da turbina a gás foram:

- desativação dos pré-aquecedores de ar, devido à substituição do ar externo, pelos gases quentes, utilizados na combustão da caldeira, após a conversão.

- instalação de condutos, ligando a saída da turbina a gás, com a fornalha do gerador de vapor.

- instalação de condutos, transferindo os gases não utilizados na combustão, para o primeiro dos três superaquecedores.

- instalação de pré-aquecedores de água internos à caldeira, em paralelo com os anteriores, para melhor aproveitamento dos gases quentes da turbina a gás.

- instalação de um ventilador, para garantir o suprimento de ar, no caso do funcionamento da turbina a vapor dissociada da turbina a gás.

- aquisição de novos queimadores e adaptação dos antigos à nova situação.

- Instalação de transformadores, e adaptação do sistema elétrico ao aumento da capacidade da usina.

- adaptação dos sistemas de controle pertencentes aos componentes mecânicos e elétricos da nova instalação.

CENTRAL TERMOELÉTRICA A VAPOR MARINA NA IRLANDA

Esta é uma central construída em 1954 na Irlanda, para funcionar com carvão ou com óleo combustível, dependendo das

vantagens técnicas ou econômicas de cada energético. A usina operou sempre com óleo combustível por causa do baixo preço deste durante a década de 1960. A usina contava com duas turbinas a vapor de 30 MW quando após 25 anos de funcionamento decidiu-se convertê-la em ciclo combinado, usando o gás natural como combustível. A decisão foi provocada pela necessidade da substituição ou de uma reforma geral nas caldeiras, devido ao estado de conservação. As três caldeiras foram então substituída por uma única caldeira de recuperação. Esta, por sua vez passou a receber os gases de exaustão de uma única turbina a gás de 83 MW, do tipo Frame 9B, fabricada pela Alsthom sob licença da General Electric. Desta forma, passou a funcionar uma unidade de ciclo combinado com uma turbina gás e uma turbina a vapor, totalizando 113 MW.

3.2 - ALTERNATIVAS PARA A USINA PIRATININGA

Conforme foi definido no início deste trabalho, o estudo preliminar de viabilidade técnica e econômica da Usina Piratininga, refere-se às unidades 1 e 2, cujas turbinas têm um único fluxo e cinco pontos de extração de vapor.

Em vista das considerações acima realizadas, sobre turbinas a gás e ciclos combinados, e dos exemplos aqui apresentados sobre conversões de antigas usinas, passa-se agora à apresentação das alternativas para a Usina Piratininga.

A Figura 3.1 mostra um fluxograma das unidades 1 e 2, que serviu de base para o estudo da conversão. Neste esquema são apresentadas as condições atuais de funcionamento, da unidade em plena carga. O estudo que se desenvolve a partir deste ponto, baseia-se nas seguintes hipóteses:

- O estudo será efetuado admitindo-se o funcionamento da unidade atual, em condições que mais se aproximam da operação em plena carga. Nesta situação, são mantidas as propriedades do vapor e da água, em todos os pontos do ciclo, tais como a pressão e a temperatura, e conseqüentemente os valores das respectivas entalpias.

- O fluxo de vapor que se dirige para a turbina, poderá sofrer alguma alteração, em função da disponibilidade energética dos gases de exaustão das turbinas a gás disponíveis no mercado. Esta alteração, se houver, será positiva e neste caso o vapor excedente será desviado para aquecimento externo ou para injeção na câmara de combustão.

- O gerador de vapor atual, pode ser substituído por uma caldeira de recuperação, ou simplesmente adaptado à nova situação. De qualquer forma, são mantidas as condições atuais de entrada da água e de saída de vapor.

- As turbinas a gás aqui recomendadas, são aquelas que melhor se adaptam às condições de funcionamento das atuais instalações da Usina Piratininga em plena carga.

Em seguida passa-se a uma análise técnica das alternativas mais viáveis para a conversão da Usina Termelétrica Piratininga em ciclo combinado, com caldeiras

de recuperação, com ou sem suplementação de combustível, ou mesmo com a antiga caldeira, passando por algumas adaptações.

No Item 3.36 deste estudo, são apresentadas as turbinas disponíveis no mercado internacional que melhor se adaptam à conversão da Usina Piratininga.

3.2.1 - PRIMEIRA ALTERNATIVA

COMBINAÇÃO COM DUAS TURBINAS A GÁS

A primeira alternativa, consiste na aquisição de duas turbinas a gás, entre aquelas que o mercado oferece, com potências em torno de 100 MW, e na troca do atual gerador de vapor por uma caldeira de recuperação sem suplementação de combustível. Esta alternativa praticamente triplicaria a capacidade atual de cada unidade, implicando na aquisição de novos transformadores e na adaptação das linhas de transmissão para maiores cargas. Nesta fase, aborda-se somente as alterações na parte térmica da usina, ficando a parte elétrica para uma análise posterior.

Algumas turbinas a gás que o mercado dispõe e os seus respectivos fabricantes, são sugeridas nesta primeira alternativa, bem como as suas principais características.

TURBINA A GÁS SIEMENS V84.2

O Grupo Siemens - KWU desenvolveu uma nova geração de turbinas a gás para produção de energia elétrica, operando

como base de carga como também em situações de pico de carga. Resultou em três tipos de turbinas geometricamente semelhantes entre si, funcionando de forma semelhante, de acordo com as leis de semelhança da mecânica dos fluidos. O modelo V64.3 foi concebido para 50 e 60 Hz desenvolvendo 60 MW como base de carga e 66 MW em situações de pico de carga. O modelo V84.2 foi concebido para 50 e 60 Hz e desenvolve 105,2 MW como base ou 112 MW como pico de carga. Este modelo é o que mais se adapta à 1ª alternativa de conversão da Usina Piratininga, em virtude da quantidade de gases de exaustão e da sua temperatura. O modelo V94.2 foi feito para operar com 50 Hz com potência de 150 MW ou 204 MW respectivamente como base ou pico de carga.

A Tabela 3.4 mostra os dados principais da turbina V84.2, que serviram de base para a análise desta primeira alternativa.

**TABELA 3.4 - DADOS DA TURBINA SIEMENS V84.2 PROPOSTA
PARA COMBINAR COM AS TURBINAS DAS UNIDADES
1 E 2 DA USINA PIRATININGA**

combustível	gás natural
potência	105,2 MW
rendimento	33,9%
consumo específico	0,254 kg/kWh
temperatura de exaustão	540 °C
relação de compressão	10,7/1
fluxo de gases	1.278.000 kg/h

Fonte: Siemens, 1990

Estes gases, saindo da turbina a 540°C e entrando em uma caldeira de recuperação, apresentam uma disponibilidade energética de 156.800 kW, admitindo-se a descarga para a atmosfera a 100°C , com calor específico equivalente ao do ar atmosférico. Considerando-se as condições atuais de entrada de água a 220°C e de saída de vapor a 500°C , ambos a 60 ata, e rendimento de 96% no gerador de vapor, resulta uma produção de 214.700 kg/h. Portanto, duas turbinas do tipo Siemens V84, combinadas com a turbina das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga, produziriam cerca de 429.400 kg/h de vapor, resultando um excesso de 34.400 kg/h, em relação às necessidades da usina. Desta forma, as turbinas a vapor continuariam a funcionar com a máxima capacidade, e o ciclo combinado teria as características aproximadas constantes na Tabela 3.5.

TABELA 3.5 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DA DAS UNIDADES 1 E 2 DA USINA PIRATININGA CONVERTIDA EM CICLO COMBINADO

potência total	310,4 MW
potência das turbinas a gás	210,4 MW
potência da turbina a vapor	100 MW
excesso de vapor	34.400 kg/h
consumo gás natural	53.440 kg/h
consumo específico	0,172 kg/kWh
rendimento	49,9%

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

TURBINA A GÁS FRAME 9 (MS-9000/E) GE - NUOVO PIGNONE

O Grupo Nuovo Pignone tem suas instalações na Itália na cidade de Florença, e fabrica turbinas a gás para sistemas abertos e para ciclos combinados. Fabrica também compressores e turbinas a vapor, e fornece para os seus clientes instalações completas de ciclos combinados, adquirindo de terceiros as caldeiras de recuperação e os demais equipamentos. Entretanto, as turbinas a gás são fabricadas com licença da General Electric que é a detentora da tecnologia. A turbina MS-9000/E se adapta à conversão da Usina Piratininga devido à disponibilidade energética dos gases de exaustão e às condições favoráveis destes gases para a geração do vapor. Quando fabricadas pela General Electric estas mesmas turbinas recebem a denominação FRAME 9, possuindo portanto as mesmas características. A Tabela 3.6 fornece as principais características deste modelo de turbina.

Adotando-se as mesmas hipóteses do caso anterior, para as condições da Usina Piratininga, conclui-se que cada turbina a gás dá origem a 212.400 kg/h de vapor, superando, também neste caso às necessidades da usina. Contando com um excesso de 29.800 kg/h de vapor, a turbina atual pode funcionar em plena carga após a conversão. As Figuras 3.1 e 3.2 mostram a situação atual da Usina Piratininga e a primeira alternativa proposta.

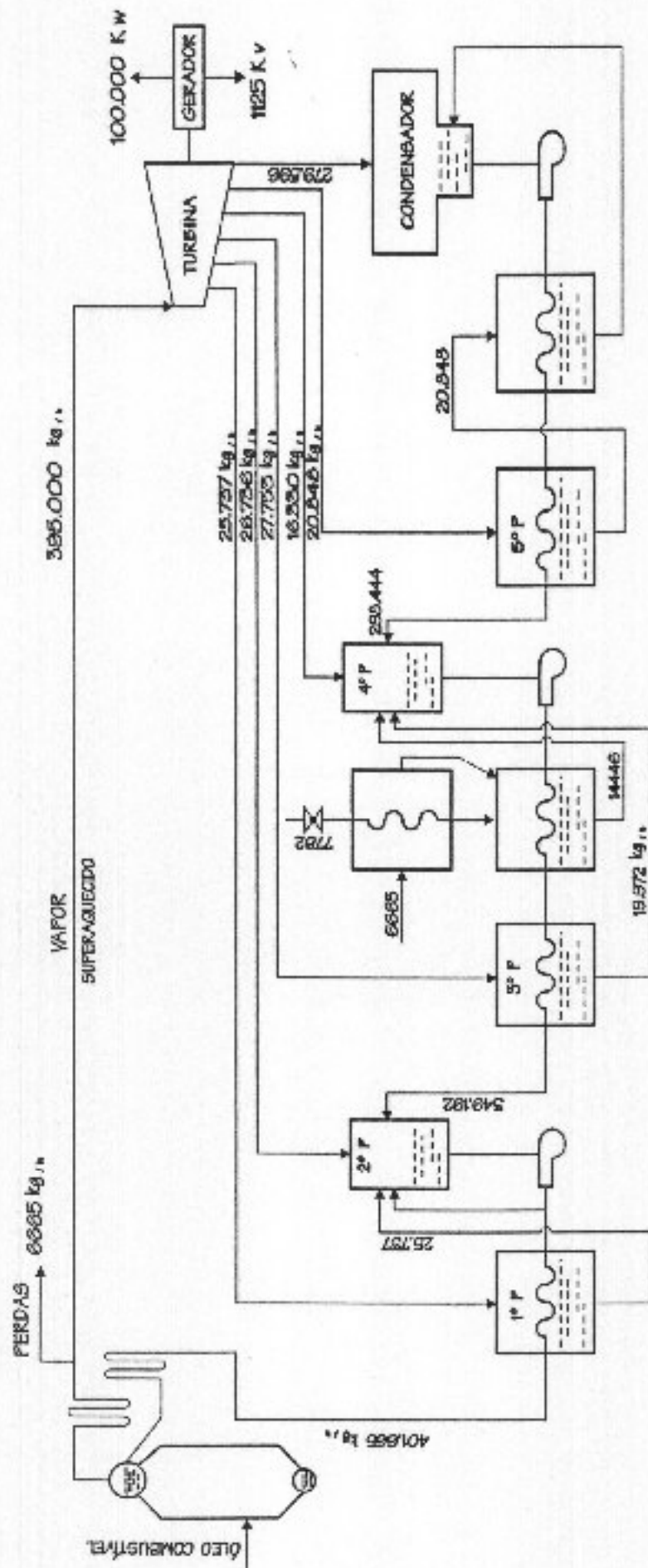


FIG. 3.1 - SITUAÇÃO ATUAL DAS UNIDADES 1 e 2 DE USINA FIRATININGA

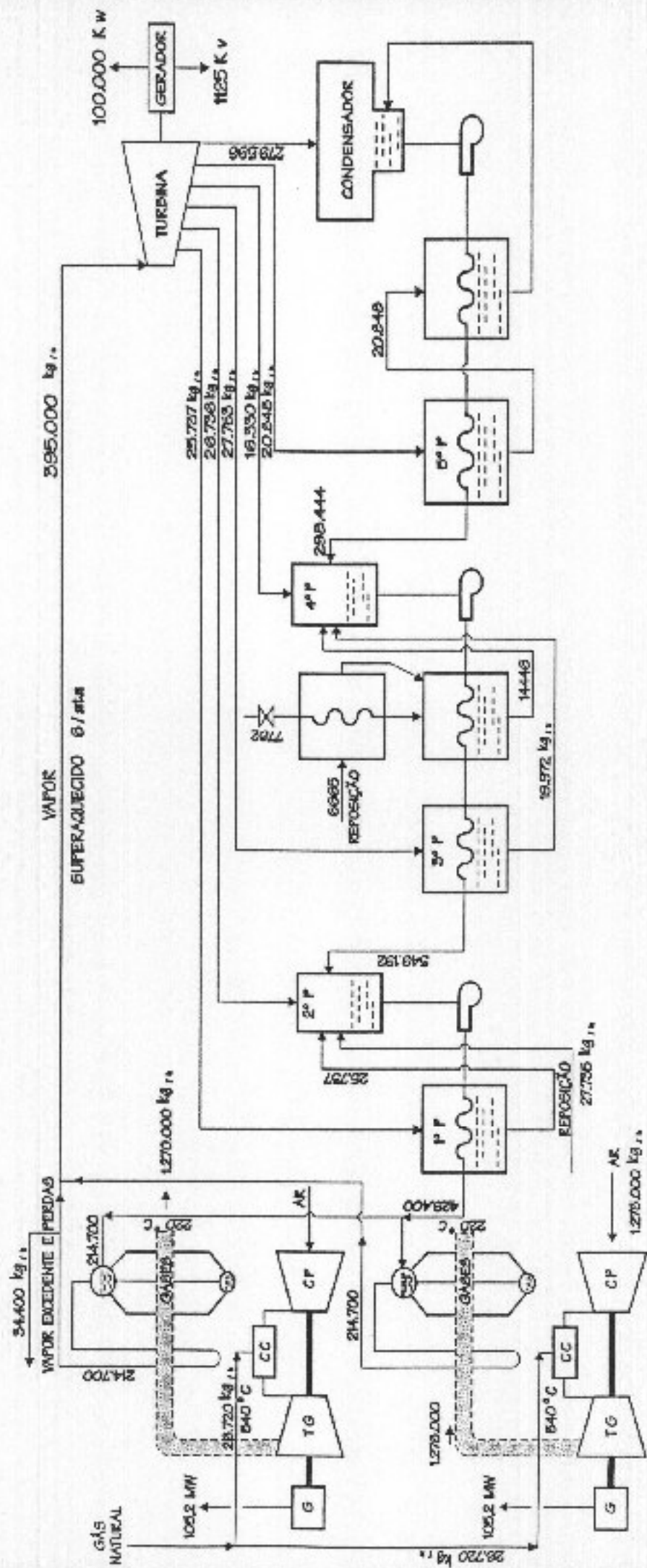


FIG. 3.2 - 1ª ALTERNATIVA PARA A USINA PIRATINGA $\eta = 49,9\%$

TABELA 3.6 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DA TURBINA DO TIPO FRAME 9 (MS 9000/E) GE - NUOVO PIGNONE

combustível	gás natural
poder calorífico	10.000 kcal/kg
potência	110 MW
rendimento	33,2%
consumo específico	0,259 kg/kWh
temperatura de exaustão	530 °C
relação de compressão	12/1
fluxo de gases	1.281.800 kg/h

Fonte: Grupo Nuovo Pignone, 1991

As unidades 1 e 2 da Usina Piratininga, passariam então a operar em ciclo combinado, com duas turbinas a gás do tipo acima especificado, para cada turbina a vapor instalada na usina atual. Resultaria uma potência de 320 MW para cada unidade convertida com um excesso de vapor de 29.800 kg/h que poderia ser utilizado para injeção na câmara de combustão, elevando-se desta forma o rendimento do ciclo. Sem este recurso adicional, o rendimento na conversão termoelétrica foi avaliado em 48,3% conforme dados da Tabela 3.7.

Embora nesta alternativa sejam indicados somente dois tipos de turbinas a gás para a conversão da Usina Piratininga, existem outros modelos de turbinas que se adaptariam perfeitamente. Mais adiante, este trabalho apresenta uma relação de turbinas e de ciclos combinados que se assemelham com o caso da Usina piratininga.

**TABELA 3.7 - FUNCIONAMENTO DA USINA PIRATININGA
COMBINADA COM TURBINAS DO TIPO FRAME 9**

potência total	320 MW
potência das turbinas a gás	220 MW
potência da turbina a vapor	100 MW
excesso de vapor	29.800 kg/h
consumo de gás natural	57.000 kg/h
consumo específico	0,178 kg/kWh
rendimento	48,3%

Fonte: Estudos realizados pelo autor

3.2.2 - SEGUNDA ALTERNATIVA

CICLO COM SUPLEMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

Quando se faz a opção pela suplementação de combustível, torna-se possível a conversão em ciclo combinado, sem a necessidade da aquisição de uma nova caldeira. Uma situação parecida com esta foi a conversão da Emscentrale 2, analisada no Item 3.1.2. deste estudo. Nesta etapa estuda-se a associação das instalações atuais com uma turbina a gás de 130 MW, cujos gases são usados para o suprimento de oxigênio da caldeira atual. A substituição do ar pelos gases quentes é duplamente vantajosa, em função do elevado poder energético dos gases, que se apresentam em maior quantidade e mais elevada temperatura. Esta caldeira, por sua vez, necessita de uma suplementação de combustível, que pode ser o mesmo gás natural que alimenta a turbina a

gás. Nestas condições os maçaricos deveriam ser substituídos por outros especialmente concebidos para combustíveis gasosos. Neste estudo, os resultados são obtidos a partir de balanços de massa e energia, sem a preocupação de uma análise mais profunda da distribuição de calor dentro da caldeira. Adotou-se então as seguintes hipóteses:

- A temperatura e a pressão de entrada de água e de saída de vapor da caldeira, são mantidas nas condições atuais.

- O cálculo da disponibilidade energética dos gases da turbina a gás, é efetuado levando-se em conta a variação de sua temperatura dentro da caldeira.

- Efetuada a diferença entre a necessidade energética global da caldeira, e a disponibilidade energética destes gases, calcula-se a quantidade suplementar de combustível.

- Admite-se que a caldeira mantenha a produção atual de vapor, nas mesmas condições, e que a turbina atual permaneça conseqüentemente com a mesma potência.

Entre outras alternativas sugere-se inicialmente a turbina a gás do tipo V94 fabricada pela Siemens, que funcionando isoladamente apresenta 34,7% de rendimento e produz a potência de 127 MW. Os dados principais desta turbina estão na Tabela 3.8 .



TABELA 3.8 - TURBINA A GÁS DO TIPO SIEMENS V94 DE 127 MW

modelo	Siemens V94
potência	127 MW
consumo de gás natural	31.680 kg/h
temperatura dos gases	527 °C
fluxo de gases	1.814.400 kg/h
rendimento	34,7%

Fonte: Siemens, 1990

A caldeira atual da Usina Piratininga apresenta as condições especificadas na Tabela 3.9 funcionando com óleo combustível de poder calorífico 10.600 kcal/kg.

TABELA 3.9 - FUNCIONAMENTO DAS CALDEIRAS ATUAIS DAS UNIDADES 1 E 2 DA USINA PIRATINIINGA

fluxo de vapor	395.000 kg/h
temperatura do vapor	500 °C
pressão do vapor	60 at _a
temperatura de entrada	220 °C
consumo de combustível	27.800 kg/h
consumo de ar	364.000 kg/h
temperatura dos gases	190 °C
rendimento	77,6%

Fonte: Livro da Instalação da Usina Piratininga, 1964

, Na nova situação, em virtude do uso do gás natural, o rendimento energético da caldeira poderia ser mais alto, por duas razões principais:

- A combustão se faz com maior eficiência, em virtude da temperatura mais elevada e da facilidade do gás, mais do que óleo, em se misturar com o oxigênio.

- A ausência do enxofre no gás natural, permite temperaturas mais baixas na saída pela chaminé, chegando mais próximas do seu ponto de orvalho. Nas condições atuais da usina, os gases são descarregados na atmosfera a 190 °C, e após a conversão, admite-se uma temperatura da ordem de 115 °C.

A caldeira passaria então a operar nas condições especificadas na Tabela 3.10 .

TABELA 3.10 - FUNCIONAMENTO DA CALDEIRA ATUAL DAS UNIDADES 1 E 2 FUNCIONANDO COM GÁS NATURAL COM SUPLEMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

fluxo de vapor	395.000 kg/h
temperatura do vapor	500 °C
temperatura da água	220 °C
pressão	60 ata
fluxo de gases	1.814.400 kg/h
fluxo de ar	zero
gás natural complementar	6.100 kg/h
rendimento	81%

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

No cálculo do fluxo de gás suplementar, foram feitas as seguintes considerações:

- A relação ar/combustível necessária para garantir a combustão do gás natural na turbina a gás é igual a 18 kg de ar/kg de combustível.

- A relação real ar/ combustível é calculada pelo fluxo de ar que passa pela turbina (1.814.400 kg/h) dividido pelo consumo de gás natural da turbina a gás (31.680 kg/h), resultando 57,2 kg de ar para cada kilograma de combustível.

- Verifica-se portanto, que a caldeira pode contar com uma disponibilidade de ar avaliada pela relação:

$$(57,2 - 18,0) \times 31.680 = 1.241.800 \text{ kg/h}$$

- Sendo esta, uma quantidade maior do que o consumo da caldeira nas condições atuais, conforme os dados da Tabela 3.9 , não haveria necessidade de acionar os ventiladores que atualmente alimentam a caldeira.

- Adotou-se para a nova situação, a favor da segurança, o rendimento de 81% que é o mesmo da caldeira original. Convém lembrar que a queima do gás natural é mais eficiente do que a do óleo combustível, por ser mais fácil a mistura entre o gás natural e o ar e na nova situação o ar já chega aquecido na caldeira.

- Este estudo é preliminar e visa somente os aspectos energéticos envolvidos nesta suplementação. As adaptações necessárias, para a nova distribuição de calor dentro da caldeira e para os fluxos diferentes de ar e gases seriam objetos de um estudo mais profundo.

O ciclo combinado, das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga, convertidas de acordo com esta segunda

alternativa, representado na Figura 3.3, teria as características constantes na Tabela 3.11.

**TABELA 3.11 - UNIDADES 1 E 2 FUNCIONANDO EM CICLO
COMBINADO COM UMA TURBINA SIEMENS V94**

potência total	227 MW
turbina a gás	127 MW
turbina a vapor	100 MW
fluxo de vapor	395.000 kg/h
fluxo de ar	1.814.400 kg/h
temperatura dos gases	115 °C
consumo de gás (TG)	31.680 kg/h
consumo de gás(caldeira)	6100 kg/h
consumo específico	0,166 kg/kwh
rendimento	51,7 %

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

3.2.3 - TERCEIRA ALTERNATIVA

INJEÇÃO DE VAPOR NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

A injeção de vapor na câmara de combustão, é um recurso adotado para o aproveitamento da capacidade energética dos gases de exaustão das turbinas a gás. Quando a planta original contém uma turbina a gás, instala-se na sua saída, um gerador de vapor, podendo o vapor ser aproveitado, em uma nova turbina, como também em uma câmara de combustão.

Quando se trata de uma instalação a vapor, a conversão consiste na aquisição de uma ou mais turbinas a gás e na troca ou adaptação da caldeira atual. O vapor formado é necessariamente transferido para a turbina, e havendo excesso, pode também ser aproveitado na câmara de combustão.

Esta alternativa consiste em uma variação da primeira alternativa proposta para a Usina piratininga com duas turbinas a gás do tipo Siemens-V.84.2 associadas à turbina a vapor de 100 MW da instalação atual. Nesta combinação verifica-se um excesso de 27.735 kg/h de vapor, que pode ser injetado na câmara de combustão de uma das turbinas a gás, elevando-se, desta forma a potência da instalação.

Nesta situação, o aumento do calor específico da mistura gasosa e da quantidade de gases que passam pela turbina a gás, provocam um acréscimo na sua potência.

A potência da turbina a gás com a injeção de vapor sofre portanto uma elevação de 105,2 para 112,3 MW, representando um aumento de 6,7%.

Por outro lado, o aquecimento da massa de vapor que entra na câmara de combustão implica no aumento de 520 kg/h no consumo de gás natural, elevando-se para 27.240 kg/h, em lugar dos 26.720 kg/h da outra turbina que permanece na situação original.

A turbina a gás, com injeção de vapor, funciona então com as seguintes características:

TABELA 3.12 - FUNCIONAMENTO DA TURBINA A GÁS SIEMENS V.84.2 COM INJEÇÃO DE VAPOR NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

tipo de turbina	Siemens V.84.2
potência	112,3 MW
consumo de gás natural	27.240 kg/h
poder calorífico do gás natural	10.000 kcal/kg
consumo específico	0,242 kg/kWh
fluxo de gases	1.305.735 kg/h
temperatura de exaustão	530 °C
injeção de vapor	27.735 kg/h
rendimento	35,4 %

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

A turbina sem injeção de vapor, continua funcionando com as características originais representadas na Tabela 3.14

TABELA 3.13 - TURBINA DO TIPO SIEMENS V.84.2 FUNCIONANDO NAS CONDIÇÕES NORMAIS DE PROJETO

tipo de turbina	Siemens V.84.2
potência	105,2 MW
consumo de gás natural	26.720 kg/h
poder calorífico do gás natural	10.000 kcal/kg
consumo específico	0,254 kg/kWh
fluxo de gases	1.278.000 kg/h
temperatura de exaustão	530 °C
rendimento	33,8 %

Fonte: Siemens, 1990

O ciclo combinado, ficaria então constituído por uma turbina a gás de 105,2 MW, uma outra de 112,3 MW com injeção de vapor e uma turbina a vapor de 100 MW,

conforme está representado na Figura 3.4 e funcionaria com as características representadas na Tabela 3.15 .

**TABELA 3.14 - FUNCIONAMENTO DAS UNIDADES 1 E 2 DA USINA
PIRATININGA, COM DUAS TURBINAS A GÁS,
UMA DELAS COM INJEÇÃO DE VAPOR NA CÂMARA
DE COMBUSTÃO**

potência global	317,5 MW
potência das turbinas a gás	217,5 MW
potência da turbina a vapor	100,0 MW
consumo de gás natural	53.960 kg/h
consumo específico	0,170 kg/kWh
rendimento	50,6%

Fonte : Estudos efetuados pelo autor

3.3 - BASES TÉCNICAS PARA A ANÁLISE DAS ALTERNATIVAS

A escolha entre as alternativas, depende inicialmente de um confronto direto entre os resultados encontrados e de uma análise de cada uma separadamente.

Os aspectos abordados na decisão da escolha são técnicos e econômicos. Nesta fase serão enfocados somente os fatores técnicos, tais como:

- rendimento energético.
- suprimento de gás natural.

- o espaço ocupado pelo novo arranjo.
- versatilidade da nova instalação.
- disponibilidade de turbinas a gás.
- manutenção, operação e treinamento
- investimentos
- custo operacional

3.3.1 - RENDIMENTO ENERGÉTICO

Embora se procure sempre o maior rendimento nas instalações termoelétricas, e apesar dos vultuosos investimentos destinados para este fim, a escolha da melhor alternativa, nem sempre recai sobre aquela que apresenta o maior rendimento. Entretanto, a médio e longo prazo, o custo operacional da central está ligado diretamente com rendimento, em função do custo do combustível, que na maior parte das vezes está vinculado ao valor do dólar.

Admitindo-se que a Usina Piratininga, nos primeiros 20 anos após a conversão, funcione com 50% da potência máxima durante 60% deste tempo e com potência máxima para atender aos picos de carga durante 30% deste mesmo tempo, restaria 10% para as paradas de manutenção. Nestas condições resultaria um fator de capacidade de 60 % que a partir desta fase será adotado nos estudos de comparação entre as alternativas. Admite-se ainda que em todas as alternativas, o rendimento permaneça inalterado durante este tempo em qualquer situação de carga.

As unidades 1 e 2, obedecendo às hipóteses relativas ao fator de carga, deverão trabalhar nestes 20 anos o equivalente a 105.120 horas com 100% da potência máxima. A energia elétrica produzida em cada situação, está representada na Tabela 3.15.

TABELA 3.15 - ESTIMATIVA DA ENERGIA PRODUZIDA NOS PROXIMOS 20 ANOS PELA USINA PIRATININGA

Alternativa	Potência (MW)	Rendimento (%)	Energia (MWh)
1 ^a	310,4	49,9	32,6x10 ⁶
2 ^a	227,0	52,0	23,9x10 ⁶
3a	317,5	50,6	33,4x10 ⁶

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

Em cada situação pode-se avaliar o consumo anual e global de combustível, que posteriormente servirá de base para uma análise econômica. A Tabela 3.16 mostra estes números.



TABELA 3.16 - CONSUMO ANUAL E GLOBAL EM 20 ANOS DE GÁS NATURAL EM CADA ALTERNATIVA DE CONVERSÃO DA USINA PIRATININGA

Alternativa	consumo específico (kg/kwh)	consumo anual (ton/ano)	consumo global (ton)
1 ^a	0,172	0,281x10 ⁶	5,62x10 ⁶
2 ^a	0,166	0,198x10 ⁶	3,96x10 ⁶
3 ^a	0,170	0,284x10 ⁶	5,68x10 ⁶

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

3.3.2 - SUPRIMENTO DE GÁS NATURAL

O problema do suprimento do gás natural, dadas as necessidades da Usina Piratininga convertida em ciclo combinado, não deverá pesar de forma diferente para cada alternativa. Este fator está relacionado com a construção de um grande gasoduto, ligando a cidade de São Paulo à Bolívia ou à Argentina, que poderão transportar cerca de 20 a 30 milhões de metros cúbicos por dia. Esta quantidade poderia viabilizar a conversão total da Usina Piratininga e de outras usinas termoelétricas da região sul do Brasil, além de garantir o suprimento do parque industrial de São Paulo

Nestas condições, haveria disponibilidade de gás para qualquer alternativa e, se o gasoduto não fosse concretizado, a conversão também não seria possível. Entretanto, este assunto deverá ser abordado no capítulo 4 deste trabalho, no

qual serão analisadas as possibilidades de suprimento do gás natural e no capítulo 5 no estudo de viabilidade econômica.

3.3.3 - CONSIDERAÇÕES SOBRE O NOVO ARRANJO

As alterações principais que poderiam demandar grandes espaços na nova instalação, dependem das dimensões das turbinas a gás e das caldeiras de recuperação. Considerando-se que as alternativas apresentadas, garantiriam o suprimento de vapor, nas condições atuais, provenientes das caldeiras de recuperação, pode-se afirmar que no prédio onde estão as turbinas os condensadores, as bombas e os pré-aquecedores de água, pouca coisa seria alterada. Logicamente os painéis de controle das caldeiras, localizados neste prédio, deveriam ser substituídos, adaptando-se ao gás natural, sem necessidade significativa de um espaço adicional. A segunda alternativa, que inclui a atual caldeira com adaptações, implicaria na troca de dois pré-aquecedores da água, conforme foi visto no Item 3.2.2.

Neste trabalho, estuda-se um espaço de aproximadamente 90 metros de comprimento por 60 metros de largura, que corresponde ao que hoje é ocupado pelas duas caldeiras das unidades 1 e 2, e pelo tanque de óleo de serviço destas unidades. Esta área é limitada nas laterais, pelo restaurante da usina, e pela estação de tratamento de água. No sentido longitudinal, em uma das extremidades fica o prédio das turbinas, e na outra, uma faixa livre que chega até a margem do rio Pinheiros.

Uma outra opção para a instalação das turbinas a gás e as caldeiras de recuperação seria o gramado situado ao lado da subestação elétrica, conforme mostra a Figura 4.5 que dá uma idéia da planta atual da usina. Neste caso, a área disponível seria maior, aumentando também a distância deste local até o prédio das turbinas a vapor. Como parâmetro inicial, adota-se uma instalação com dois turbo-geradores a gás do tipo Siemens V84.2 e suas respectivas caldeiras de recuperação, sugeridas nas alternativas 1 e 3. O espaço necessário para esta instalação, seria de aproximadamente, 72 metros de comprimento, por 60 metros de largura, conforme indica a Figura 3.6.

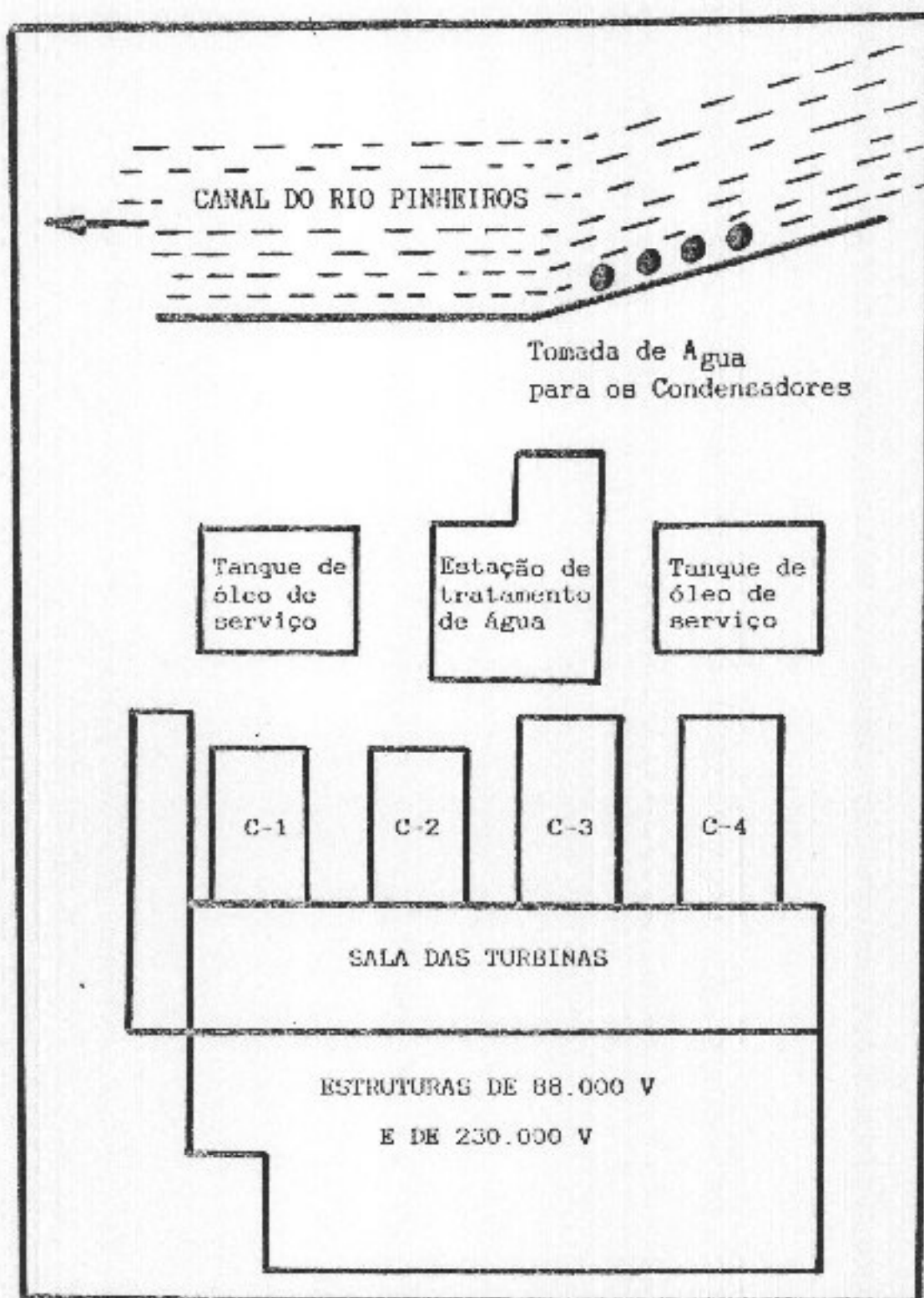


FIG. 3.5 - Planta simplificada Atual da Usina Termoelétrica Piratininga

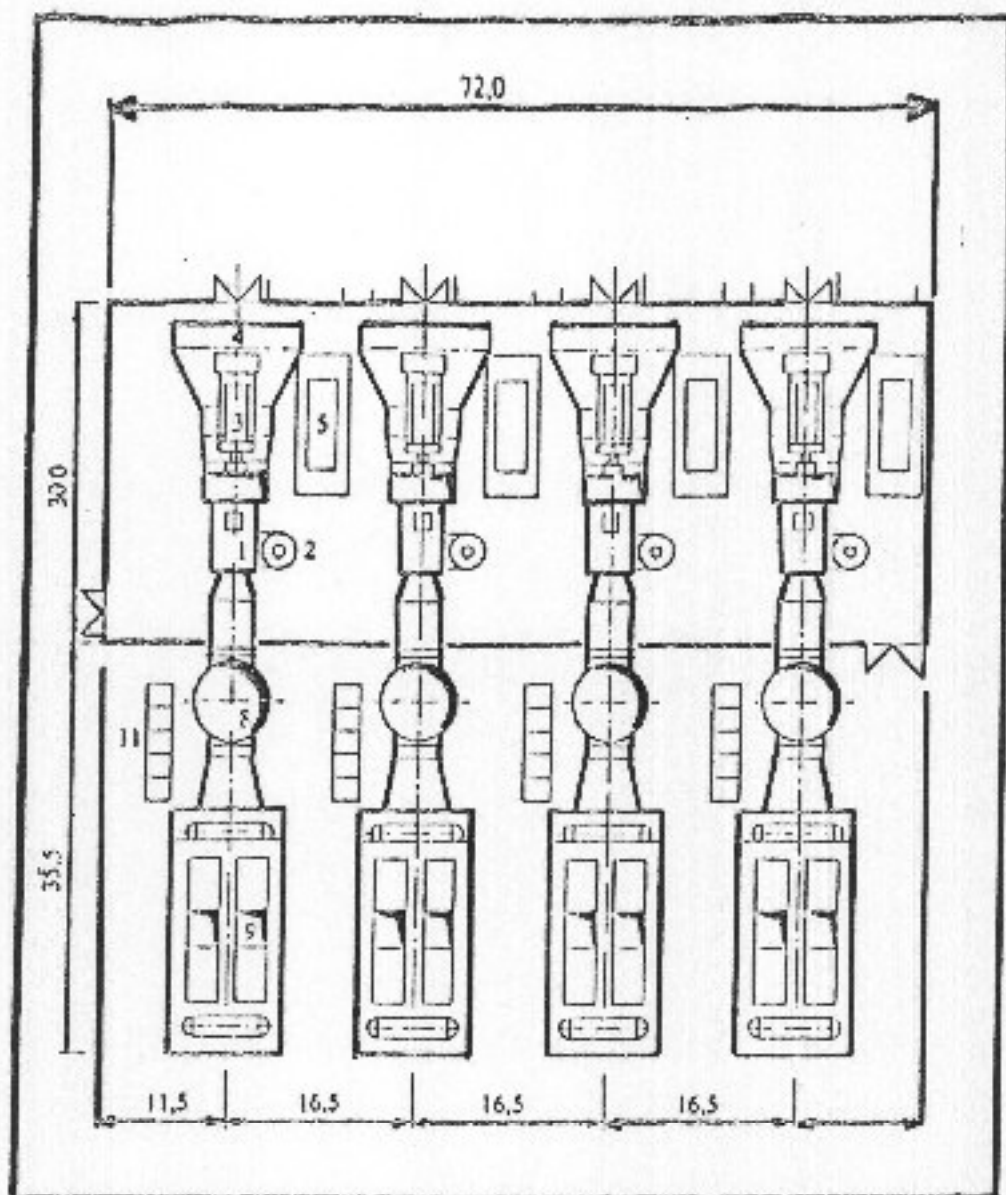


FIG. 3.6 - Dimensões Principais de uma Unidade de Turbina a Gás

Para o ciclo com suplementação de combustível, o mesmo turbo-gerador V94 de 127 MW da Siemens, sem a caldeira de recuperação, ocuparia um espaço de 60 metros de comprimento, por 60 metros de largura. Neste caso, o espaço disponível seria aquele já escolhido, descontada a área ocupada pela atual caldeira. Observe-se que a caldeira adaptada não necessitaria dos pré-aquecedores de ar, conforme foi analisado no Item 3.2.2.

3.3.4 - ALTERAÇÕES NECESSÁRIAS

A conversão de uma usina convencional em ciclo combinado, envolve alterações tanto na parte elétrica, em virtude da elevação da potência, quanto na parte térmica, por se tratar de um novo ciclo

O aumento de capacidade da Usina Piratininga , implicaria necessariamente na troca ou na aquisição de novos transformadores. As unidades 1 e 2 têm cada uma, um banco de 100 kVA que elevam a tensão gerada , de 13.800 volts para 88.000 volts de um dos anéis de alta tensão. Em qualquer alternativa, o aumento de potência seria significativo, como mostra a Tabela 3.18 , na qual comparecem a capacidade atual e a da central convertida. Em números aproximados, o custo de um transformador é da ordem de 25 a 30 dólares por kVA instalado. Desta forma, calcula-se investimentos entre um mínimo de 3,2 milhões e um máximo de 6,2 milhões de dólares.

**TABELA 3.17 - ELEVAÇÃO DA CAPACIDADE DA USINA
PIRATININGA EM CADA ALTERNATIVA PROPOSTA**

Alternativa	capacidade atual	capacidade aumentada	aumento de capacidade
1 ^a	100 MW	310,4 MW	210,4 MW
2 ^a	100 MW	227,0 MW	127,0 MW
3 ^a	100 MW	317,5 MW	217,5 MW

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

**3.3.4.1 - MODIFICAÇÕES NECESSÁRIAS PARA A PRIMEIRA
ALTERNATIVA DE CONVERSÃO**

SETOR ELÉTRICO

As alterações propostas neste item, referem-se somente a uma das unidades, admitindo-se que as unidades 1 e 2 deverão sofrer exatamente as mesmas modificações. A parte elétrica deverá sofrer as seguintes modificações:

- aquisição de dois bancos de transformadores de 105,2 kVA, ligados a cada um dos novos turbo-geradores.

- transferência da potência adicional para o anel de 88.000 kV, ou eventualmente, a construção de um novo anel para suportar o excesso de carga.

- instalação de um sistema de controle, para cada um dos novos grupos de turbo-geradores.

SETOR MECÂNICO

- Aquisição de duas unidades turbogeradoras de 102,2 MW do tipo V84.2 fabricadas pela Siemens, ou duas de 110 MW do tipo MS-9000/E, fabricadas pela Nuovo Pignone, com licença da General Electric, onde a mesma turbina é conhecida como Frame 9.000.

- Aquisição de duas unidades de caldeira de recuperação, com capacidade de gerar 200.000 kg/h de vapor superaquecido a 500 °C e 60 ata.

- desmontagem da caldeira atual e de seus respectivos pré-aquecedores de ar, abrindo espaço para as novas instalações.

- desmontagem do tanque de óleo de serviço das atuais unidades 1 e 2, que seriam desnecessários devido à substituição do óleo combustível pelo gás natural.

- interligação dos novos turbo-geradores com a linha de gasoduto, na entrada da Usina Piratininga.

3.3.4.2 - MODIFICAÇÕES NECESSÁRIAS PARA A SEGUNDA ALTERNATIVA DE CONVERSÃO

A segunda alternativa corresponde à manutenção da caldeira atual, adaptada ao uso do gás natural, utilizando-se os gases provenientes de uma de turbina a gás do tipo Siemens V94 de 127 MW. Este gás substituiria o ar de combustão da caldeira atual com grande vantagem, devido à sua elevada capacidade energética. Uma parte deste gás forneceria o oxigênio para a combustão, e o restante seria

aproveitado na própria caldeira e nos pré-aquecedores de água do ciclo de Rankine. As principais alterações seriam as seguintes:

SETOR ELÉTRICO

- aquisição de um banco de transformadores de 127 kVA, ligado diretamente à nova unidade turbo-geradora.
- transferência da potência adicional para o anel de 88.000 volts.
- instalação do sistema de controle para a nova unidade turbo-geradora.

SETOR MECÂNICO

- aquisição de uma unidade turbogeradora de 127 MW do tipo V94, construída pela Siemens.
- adaptação dos queimadores da caldeira atual para o uso do gás natural.
- desmontagem dos pré-aquecedores de ar da caldeira atual, e sua adaptação para a saída de maior quantidade de gases, mantendo-se a conexão com a atual chaminé.
- desmontagem do tanque de óleo de serviço das unidades 1 e 2.
- substituição dos dois primeiros pré-aquecedores de água do ciclo atual, por um trocador de calor que utilizaria os gases da caldeira.



- interligação do novo turbo-gerador, com o gasoduto que deveria chegar na entrada da usina.

3.3.4.3 - MODIFICAÇÕES NECESSÁRIAS PARA A TERCEIRA ALTERNATIVA DE CONVERSÃO

A terceira alternativa, consiste na injeção do excesso de vapor, na câmara de combustão de uma das turbinas a gás proposta para a primeira alternativa. Duas turbinas a gás do tipo V84 da Siemens, teriam disponibilidade energética para produzir um excesso de 34.400 kg/h de vapor a 60 ata e 500 °C, conforme foi visto no item 3.2.1 . Uma parte deste vapor, 27.735 kg/h seriam injetados na câmara de combustão e o restante 6665 kg/h corresponderiam as eventuais perdas no processo.

Como esta alternativa deriva da primeira, as modificações seriam praticamente as mesmas, com pequenas alterações, a saber:

- trocar uma das caldeiras de recuperação da primeira alternativa , por uma outra com produção de 34.400 kg/h a mais de vapor, nas mesmas condições.

- adaptação do sistema de injeção de vapor na câmara de combustão de uma das turbinas a gás, elevando-se a sua potência para 112,3 MW.

3.3.5 - VERSATILIDADE DA INSTALAÇÃO

Todas as alternativas poderiam operar com um ou mais componentes do ciclo combinado, de forma a se conseguir várias opções de carga.

Admitindo-se as turbinas a gás funcionando com máxima potência em todas as alternativas, calcula-se as opções de carga representadas nas Tabelas 3.18 , 3.19 e 3.20 . Nestas opções as turbinas a gás podem funcionar de forma independente, fornecendo ou não energia de seus gases para as turbinas a vapor. As instalações podem ter dispositivos que permitam que o vapor formado nas caldeiras de recuperação, passe pelas turbinas ou seja desviado para algum processo. Desta forma, o ciclo em questão pode fazer parte de um sistema de cogeração, permitindo a parada das turbinas a vapor para manutenção. Um sistema semelhante é o caso da Central de cogeração de Midland, vista no Item 2.2.2.1 .

3.3.5.1 - VERSATILIDADE DA PRIMEIRA ALTERNATIVA

**TABELA 3.18 - PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA PARA
A PRIMEIRA ALTERNATIVA PROPOSTA**

potência total	310,4 MW
turbina a gás (A)	105,2 MW
turbina a gás (B)	105,2 MW
turbina a vapor	100,0 MW
consumo de gás natural	53.440 kg/h
rendimento	49,9%

potência total	159,6 MW
turbina a gás (A)	105,5 MW
turbina a gás (B)	desligada
turbina a vapor	54,4 MW
consumo de gás natural	26.720 kg/h
rendimento	51,4%

potência total	105,2 MW
turbina a gás (A)	105,2 MW
turbina a gás (B)	desligada
turbina a vapor	desligada
consumo de gás natural	26.720 kg/h
rendimento	33,9%

fonte: Estudos efetuados pelo autor

Observe-se que na primeira alternativa a instalação pode funcionar com duas opções de carga com rendimento próximo dos 50 % , ficando somente uma opção com rendimento mais baixo.

3.3.5.2 - VERSATILIDADE DA SEGUNDA ALTERNATIVA

TABELA 3.19 - PRODUÇÃO DE ENERGIA PARA A SEGUNDA ALTERNATIVA PROPOSTA

potência total	227,0 MW
turbina a gás	127,0 MW
turbina a vapor	100,0 MW
consumo de gás natural(TG)	31.680 kg/h
consumo de gás (caldeira)	6.100 kg/h
rendimento	51,7 %
potência total	191,6 MW
turbina a gás	127,0 MW
turbina a vapor	64,6 MW
consumo de gás natural(TG)	31.680 kg/h
rendimento	52 %
potência total	127,0 MW
turbina a gás	127,0 MW
turbina a vapor	desligada
consumo de gás natural(TG)	31.680 kg/h
rendimento	34,5 %
potência total	100,0 MW
turbina a gás	desligada
turbina a vapor	100,0 MW
consumo gás natural(caldeira)	27.300 kg/h
rendimento	31,5 %

Fonte : Estudos efetuados pelo autor

Na segunda opção de carga da Tabela 3.19 , admite-se que a caldeira esteja funcionando somente com os gases de exaustão da turbina a gás, sem a suplementação de combustível.

3.3.5.3 - VERSATILIDADE DA TERCEIRA ALTERNATIVA

TABELA 3.20 - PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA PARA A TERCEIRA ALTERNATIVA PROPOSTA

potência total	317,5 MW
turbina a gás (A)	112,3 MW
turbina a gás (B)	105,2 MW
turbina a vapor	100,0 MW
injeção de vapor	34.400 kg/h
consumo de gás natural	53.960 kg/h
rendimento	50,6%
potência total	163,2 MW
turbina a gás (A)	108,8 MW
turbina a gás (B)	desligada
turbina a vapor	54,4 MW
injeção de vapor	17.200 kg/h
consumo de gás natural	26.980 kg/h
rendimento	52,0 %
potência total	310,4 MW
turbina a gás (A)	105,2 MW
turbina a gás (B)	105,2 MW
turbina a vapor	100,0 MW
injeção de vapor	zero
excesso de vapor	34.400 kg/h
consumo de gás natural	53.440 kg/h
rendimento	49,9 %
potência total	159,6 MW
turbina a gás (A)	105,2 MW
turbina a gás (B)	desligada
turbina a vapor	54,4 MW
consumo de gás natural	26.720 kg/h
rendimento	51,4 %
potência total	105,2 MW
turbina a gás (A)	105,2 MW
turbina a gás (B)	desligada
turbina a vapor	desligada
consumo de gás natural	26.720 kg/h
rendimento	32,6 %

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

3.3.6 - DISPONIBILIDADE DE TURBINAS

Os grandes fabricantes de turbinas a gás, a partir da crise do petróleo, preocupados com centrais termoelétricas mais eficientes, iniciaram a fabricação de ciclos combinados. Muitas turbinas já são fabricadas, com o compressor ligado ao eixo na entrada da turbina, para deixar lugar para a caldeira de recuperação, junto à saída da turbina.

No mercado internacional de componentes de usinas termoelétricas, são encontradas, desde pequenas até grandes turbinas a gás isoladas, ou até mesmo, ciclos combinados completos.

As tabelas seguintes apresentam alguns ciclos combinados, disponíveis no mercado internacional, e seus respectivos fabricantes.

CICLOS COMBINADOS DO GRUPO SIEMENS - KWU

TABELA 3.21 - CICLOS COMBINADOS FABRICADOS PELO GRUPO SIEMENS - KWU

modelo	TG	TV	potência
GUD 2.84	2xV.84/95MW	108MW	298MW/60Hz
GUD 3.64	3xV.64/85,5MW	96MW	271,5MW/60Hz
GUD 2.84	2xV.84/95MW	120MW	310MW/60Hz

Fonte: Siemens, 1990

CICLOS COMBINADOS DO GRUPO ASEA - BROWN BOVERI

TABELA 2.22 - CICLOS COMBINADOS FABRICADOS PELO GRUPO ASEA - BROWN BOVERI

modelo	TG	TV	potência
KA9-4	TG9/130MW	91MW	221MW
KA8-3	TG8/134MW	77MW	211MW
KA8-4	TG8/179MW	103MW	282MW
KA11-2	TG11/139MW	83MW	222MW
KA11-3	TG11/208MW	126MW	334MW

Fonte: Brown Boveri, 1989

As unidades de ciclo combinado fabricadas pela Brown Boveri, da Tabela 2.22 são constituídas por uma única turbina a gás e uma turbina a vapor, combinadas por meio de uma caldeira de recuperação, sem suplementação de combustível. Entretanto, as turbinas a vapor suportam maiores potências e poderiam se associar a duas turbinas a gás de mesma potência. Havendo somente uma turbina a gás, admite-se a possibilidade da suplementação de combustível nas caldeiras de recuperação.

CICLO COMBINADO FABRICADO PELO GRUPO GENERAL ELECTRIC NUOVO PIGNONE

**TABELA 2.23 - CICLO COMBINADO FABRICADO PELO GRUPO
GENERAL ELECTRIC - NUOVO PIGNONE**

modelo	TG	TV	potência
CC 209	2XNS9000/127MW	93MW	347MW

Fonte: GENERAL ELECTRIC - NUOVO PIGNONE, 1990

3.3.7 - OPERAÇÃO, MANUTENÇÃO E TREINAMENTO

Uma instalação com turbinas a gás é extremamente versátil, devido às suas dimensões reduzidas e a simplicidade de sua concepção. A versatilidade das turbinas a gás, permite uma variação de carga em tempo quatro vezes menor que um sistema convencional. O ciclo combinado assimila estas vantagens, tornando-se muito mais versátil que um ciclo de Rankine, e um pouco menos que uma turbina a gás isolada. Em apenas vinte minutos, uma turbina a gás pode atingir a potência máxima. Conseqüentemente, um ciclo combinado, pode atingir 2/3 de sua potência máxima, dentro destes vinte minutos. A potência integral, dependendo do equipamento do ciclo a vapor se encontrar quente ou frio, poderá ser atingida dentro de duas a quatro horas.

Por se tratar de um sistema modular, o ciclo combinado pode operar com potências diferentes em cada módulo,

procurando em cada um, as condições de maior rendimento. Desta forma, a instalação pode funcionar com algumas turbinas a gás desligadas e outras com a potência nominal, com pequenas alterações no rendimento.

3.3.7.1.- EXPERIÊNCIA BRASILEIRA

O uso da turbina a gás no Brasil é ainda muito incipiente, podendo-se até afirmar que não existe ainda uma tradição que garanta uma independência tecnológica. A conversão da Usina Piratininga, que poderá ser a pioneira no Brasil, deverá ser precedida por um programa de treinamento do pessoal para operação e manutenção. Por outro lado, a experiência de várias décadas em centrais convencionais, nos leva a acreditar que a assimilação das turbinas a gás será feita sem grandes dificuldades. Esta afirmativa apoia-se nos argumentos abaixo relacionados.

- as principais multinacionais fabricantes de turbinas a gás e ciclos combinados, operam no Brasil há muitos anos, dispondo de técnicos altamente especializados, no país ou no exterior.

- as turbinas a gás e os compressores, apresentam a geometria e a construção muito parecidas com as turbinas a vapor, cuja tecnologia de manutenção já é perfeitamente dominada no Brasil.

- a simplicidade de concepção de uma turbina a gás torna a sua operação muito mais fácil, não envolvendo

problemas de vácuo e de condensação, como nas turbinas a vapor.

- as caldeiras de recuperação sem suplementação de combustível, só envolvem trocas de calor entre gases e deverão substituir as atuais caldeiras a óleo, que requerem cuidados especiais de operação.

- Nos ciclos com suplementação de combustível, o óleo das caldeiras é substituído pelo gás natural que queima com muito mais facilidade.

- as caldeiras de recuperação operam com baixas temperaturas, porque utilizam somente os gases de exaustão das turbinas a gás, como fonte de calor.

- nos ciclos combinados sem suplementação de combustível, a queima se efetua somente na entrada da turbina a gás com mais facilidade, dispensando maiores cuidados durante a operação.

Alguns dos grandes fabricantes de turbinas a gás, que eventualmente poderão dar assistência técnica ao Brasil particularmente à Usina Piratininga, têm sede no Brasil ou têm aqui os seus representantes autorizados. A Power Generation Group (KWU) é um dos 14 grupos que compõem a Siemens, cuja presença se faz sentir em mais de 130 países em todo o mundo. O Grupo KWU atua na fabricação de centrais termoelétricas usando combustíveis fósseis e nucleares, bem como em centrais que utilizam energias renováveis, tais como a hidráulica e solar.

No campo de ciclos combinados, a Siemens desenvolveu recentemente uma nova geração de turbinas a gás para produção

de potência. São os modelos V.64.3, V.84.3 e V.94.3, concebidos para pico ou base de carga, funcionando em elevadas temperaturas. A primeira desenvolve 60 MW nas versões 50 Hz e 60 Hz e libera os gases a 571 °C. A segunda desenvolve 142 MW, também nas duas versões, com gases a 567 °C, e a terceira produz 222 MW, liberando gases a 538 C, mas é feita somente na versão de 50 Hz.

O Grupo Nuovo Pignone nasceu em Florença em 1842, como fundição de aço, e iniciou suas atividades na área de engenharia mecânica no início do século. Seus produtos são voltados principalmente para a indústria petroquímica para as quais fornece bombas, compressores, turbinas e trocadores de calor. Atua também na área nuclear, fornecendo máquinas e equipamentos especiais, como também na fabricação de máquinas para a indústria têxtil

Na área de ciclos combinados o Grupo Nuovo Pignone fabrica turbinas a gás com tecnologia desenvolvida pela General Electric, da qual tem a concessão. Fabrica também turbinas a vapor de grande porte, compressores, bombas, válvulas, equipamentos e sistemas informatizados de controle. As caldeiras de recuperação de suas unidades, são encomendadas a fornecedores, e fabricadas especialmente para suas turbinas.

As principais filiais são, a primeira em Huston, que dá assistência para os Estados Unidos, Canadá e América Central, uma outra em Riyadh, para atender as instalações do Oriente Médio, e uma terceira em Singapura, atendendo às instalações do Extremo Oriente.

A BBC, Brown Boveri atua entre outras, na área de geração de potência, a partir de combustíveis fósseis e nucleares, como também a partir da energia hidráulica. Fabrica turbinas a gás e a vapor, turbinas hidráulicas, equipamentos elétricos e térmicos para as estações geradoras.

Com décadas de experiência na fabricação de turbinas a vapor de todos os tamanhos, a BBC entrou no campo dos ciclos combinados, utilizando desde o início as suas próprias turbinas. Estas, por sua vez apresentam elevados rendimentos, contribuindo para o melhor desempenho dos ciclos combinados.

As unidades de ciclos combinados da BBC, são baseadas nas turbinas a gás dos tipos 9, 11 e 13, e da turbina a vapor modulada para diferentes potências. São fabricadas nas versões de 50 Hz e 60 Hz, e abrangem uma faixa de potência que vai de 50 MW até 500 MW.

3.3.8 - INVESTIMENTOS NECESSÁRIOS

Os investimentos necessários para a conversão das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga, são aqui estimados em função dos seguintes custos, por unidade de potência das turbinas a gás instaladas. Considerando-se que, na primeira e na terceira alternativas, com excessão das atuais caldeiras, as instalações da Usina Piratininga ficariam quase que totalmente preservadas, a maior parcela do custo da conversão ficaria por conta dos novos componentes. Estas duas propostas

sugerem que o ciclo a vapor seja mantido, preservando-se as propriedades do vapor e da água, bem como todos os fluxos de massa. A Tabela 3.25 apresenta os custos adotados no presente estudo, todos eles relativos a uma unidade de turbina a gás a ser instalada. A composição de cada um destes custos, bem como o custo global dos investimentos, fazem parte do Item 5.1, no qual são definidos os parâmetros econômicos para uma análise mais profunda.

Primeira alternativa	570 US\$/kW
Segunda alternativa	555 US\$/kW
Terceira alternativa	580 US\$/kW

Considerando-se que os custos acima relacionados referem-se a uma unidade de potência de turbina a gás a ser instalada, basta multiplicar estes valores pela potência das turbinas a gás de cada alternativa. Resulta os seguintes valores para os investimentos:

Primeira alternativa	US\$ 119.900.000
Segunda alternativa	US\$ 70.500.000
Terceira alternativa	US\$ 126.200.000

TABELA 3.24 - CUSTOS UNITÁRIOS DOS PRINCIPAIS COMPONENTES NECESSÁRIOS PARA A CONVERSÃO DA USINA PIRATININGA EM CICLO COMBINADO

turbo-gerador	460 US\$/kW
caldeira de recuperação	65 US\$/kW
adaptações na caldeira atual	50 US\$/kW
transformadores	30 US\$/kW
obras civis e despesas com o pessoal	25 US\$/kW
injeção de vapor na câmara de combustão	10 US\$/kW

Fonte: fornecedoras de equipamentos para ciclos combinados, conforme relação bibliográfica no final deste trabalho

3.3.9 - CUSTO DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Também neste caso, as hipóteses e a composição do custo fazem parte do Item 5.1. Na avaliação que segue, foram apropriados os custos do gás natural, do pessoal de operação, de manutenção e amortização dos investimentos em 20 anos, com taxa de desconto de 12% ao ano. Nestas estimativas, foi adotado um fator de carga de 60% , que corresponde a uma situação dividida entre base e picos de carga. Os custos unitários encontrados estão na Tabela 3.26 .

**TABELA 3.25 - CUSTOS DE GERAÇÃO PARA CADA ALTERNATIVA
DA USINA PIRATININGA CONVERTIDA (US\$/MWh)**

	1 _a	2 _a	3 _a
Amortização dos investimentos	9,7	11,8	10,2
gás natural	21,5	20,9	21,4
manutenção	2,6	2,0	2,6
peçoal de operação	1,8	1,8	1,8
custo de geração	35,6	36,5	36,0

Fonte: estudos efetuados pelo autor

Segue uma relação com os custos anuais de geração da Usina Piratininga convertida em ciclo combinado, em cada uma das alternativas.

primeira alternativa	58.100.000 US\$/ano
segunda alternativa	24.400.000 US\$/ano
terceira alternativa	60.100.000 US\$/ano

3.4 - A OPÇÃO TÉCNICA MAIS FAVORÁVEL

No Item 3.4 , são abordados os principais fatores técnicos e econômicos que influem na escolha da alternativa mais adequada.

3.4.1 - RENDIMENTO

Em termos de rendimento, os valores encontrados são todos em torno de 50% . Se admitirmos uma margem de segurança de 1% acima ou abaixo dos valores encontrados, pode-se então considerar praticamente o mesmo rendimento para as três alternativas. Desta forma, o rendimento não deverá pesar na escolha da melhor opção, considerando-se a instalação funcionando na sua potência máxima. No Item 3.3.5 , nos diferentes arranjos de cada alternativa, verifica-se também que o rendimento máximo permanece praticamente inalterado.

3.4.2 - ESPAÇO NECESSÁRIO

Quanto ao espaço necessário para a conversão, a segunda alternativa parece ser aquela que melhor se adapta, apesar de não contar com o espaço onde fica a caldeira atual. Entretanto, pode contar com o espaço ocupado pelo pré-aquecedor de ar, que não mais será utilizado. A grande vantagem , quanto à distribuição de espaço, é a presença de uma única turbina a gás, enquanto as outras alternativas contêm duas.

3.4.3 - ADAPTAÇÕES NECESSÁRIAS

As adaptações necessárias para a conversão, como já foi visto, são mais intensas na segunda alternativa, em virtude

do aproveitamento da caldeira . Embora a sua estrutura original seja mantida, o ajustamento às novas condições, requer um estudo profundo e muito serviço de caldeiraria. Este é praticamente o único fator que difere esta alternativa das outras, no que se refere às adaptações, porque todas elas deverão ser ajustadas para o gás natural, as redes elétricas modificadas para receberem maiores potências e também novos sistemas de controle deverão ser implantados.

3.4.4 - INSTALAÇÕES PARA O USO DO GÁS NATURAL

Quanto ao suprimento de gás natural, a terceira alternativa é aquela que necessita de maior quantidade, consumindo 53.960 kg/h em plena carga. Admitindo-se um fator de potência médio da ordem de 60% o consumo diário ficaria em torno de 700.000 m³/dia , para uma unidade convertida. Considerando-se que a conversão só seria possível , após a construção do gasoduto que deverá trazer da Bolívia cerca de 15 milhões de metros cúbicos por dia, calcula-se que as unidades 1 e 2 , em plena carga , consumirão somente 9,3% deste total. A primeira e a segunda alternativas representariam uma porcentagem ainda menor, de forma que a influência do suprimento do gás natural, seria praticamente igual para qualquer alternativa, não devendo pesar na escolha.

3.4.5. - INFLUÊNCIA DA VERSATILIDADE DA INSTALAÇÃO

A instalação modulada, permite o funcionamento parcial, sem grandes diferenças no rendimento térmico. No Item 3.3.5, verifica-se que a primeira alternativa pode funcionar com dois arranjos de rendimento elevado, em torno de 50% com cargas de 310,4 MW e 159,6 MW e com 105,2 MW com 33,9% de rendimento.

A segunda alternativa tem duas opções de funcionamento com rendimentos iguais de 50,0% com cargas de 227,0 MW e 191,6 MW.

A terceira alternativa é a mais versátil, com quatro opções, sempre em torno de 50% gerando 317,5 MW 310,4 MW , 163,2 MW e 159,6 MW e uma de 105,2 MW com 33,9 % de rendimento.

3.4.6 - DISPONIBILIDADE DE TURBINAS

As turbinas a gás indicadas para as três alternativas de conversão da Usina Piratininga, estão presentes nas publicações dos fabricantes, e são instaladas no prazo aproximado um ano, após a efetivação do contrato. Estas turbinas já apresentam características para combinarem com turbinas a vapor, pois têm relações de compressão entre 15 e 20, o que lhes garante uma elevada temperatura nos gases de exaustão. Os fabricantes dispõem de turbinas pequenas e grandes que não foram apresentadas neste estudo, mas também oferecem várias alternativas para o porte das turbinas

necessárias para a conversão da Usina Piratininga. Portanto, qualquer que seja a alternativa escolhida, a disponibilidade de turbinas no mercado não deverá influir nesta decisão.

3.4.7 - OPERAÇÃO MANUTENÇÃO E TREINAMENTO

Quanto ao aspecto de operação, manutenção e treinamento, qualquer empresa fabricante de ciclos combinados, ou de componentes do ciclo, apresentam divisões de treinamento e assistência técnica especializadas. A análise se resume portanto, na comparação dos problemas que cada alternativa deverá enfrentar para se adaptar à nova situação.

O uso do gás natural na caldeira, além da câmara de combustão parece ser um complicador para a segunda alternativa. A combustão em caldeiras sempre envolve esquemas de segurança, necessitando de pessoal de operação e manutenção altamente especializados.

3.4.8 - CUSTOS DE INSTALAÇÃO E DE GERAÇÃO

A Tabela 3.26 mostra um resumo da potência acrescentada e dos custos de conversão e de geração, para servirem como base na escolha da melhor alternativa.



TABELA 3.26 - RESUMO DOS CUSTO DE INVESTIMENTO E DE GERAÇÃO DA USINA PIRATININGA CONVERTIDA EM CICLO COMBINADO

1ª alternativa	210,4 MW	570 US\$/kW	35,6 US\$/MWh
2ª alternativa	127,0 MW	555 US\$/kW	36,5 US\$/MWh
3ª alternativa	217,5 MW	580 US\$/kW	36,0 US\$/MWh

Ponte: estudos efetuados pelo autor

3.4.9 - COMPARAÇÃO ENTRE AS ALTERNATIVAS

Feitas as considerações acima, passa-se agora a uma análise comparativa entre as opções apresentadas para a conversão da Usina Piratininga, visando a escolha da melhor opção, sob o ponto de vista técnico e econômico. Convém observar que a influência de alguns fatores se faz sentir igualmente nas três opções, ficando portanto fora desta análise. Nesta situação encontram-se o rendimento da instalação, o suprimento do gás natural, a disponibilidade de turbinas.

Entre as alternativas estudadas, a primeira e a terceira são as que mais se parecem entre si, pois são constituídas pelo ciclo atual sem a caldeira, acrescidas de duas turbinas a gás e uma caldeira de recuperação. A diferença fundamental entre elas consiste na injeção de vapor na câmara de combustão de uma das turbinas a gás. Por esta razão, no início desta análise compara-se o ciclo destas

duas alternativas com o da segunda que difere delas conceitualmente.

O ciclo com suplementação de combustível na caldeira, escolhido para a segunda alternativa, apresenta as seguintes vantagens e desvantagens em relação ao ciclo da alternativas 1 e 3.

1 - Necessita de menor espaço, pois neste caso contém uma única turbina a gás, embora esta tenha potência maior que as outras .

2 - Não necessita de caldeira de recuperação, ficando portanto livre dos trabalhos de desmontagem da caldeira que hoje se encontra instalada na usina.

3 - O custo de adaptação da caldeira convencional à utilização do gás natural e dos gases de exaustão da turbina a gás, é sensivelmente menor do que o custo de uma caldeira de recuperação, por unidade de turbina a gás a ser instalada.

4 - Os custos de instalação e de geração da segunda alternativa são ligeiramente menores que os custos das demais, conforme se observa na Tabela 3.27 .

5 - Quando se pensa na repotenciação da Usina Piratininga , a segunda alternativa é a menos favorável, porque acrescenta 127 % de potência, enquanto que as outras acrescentam mais que o dobro.

6 - As caldeira das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga estão em operação desde 1954. Embora durante todo este tempo a sua manutenção tenha sido bastante rigorosa, pode-se questionar a oportunidade de uma adaptação e utilização por mais um período prolongado. Entretanto, uma

afirmação neste sentido dependeria de um estudo muito mais profundo, não sendo objeto deste estudo.

7 - Em termos de versatilidade, a segunda alternativa ganha da primeira mas perde da terceira. Esta apresenta cinco opções de carga, sendo quatro delas com rendimento próximo dos 50 % , sendo uma com rendimento de 33,9 % que corresponde ao funcionamento de uma única turbina a gás. Estes números são vistos nas Tabelas 3.19 , 3.20 e 3.21, do Item 3.3.5 .

8 - A operação de um ciclo de turbinas a vapor requer cuidados especiais em quase toda a instalação, tais como a caldeira, o vácuo no condensador, as bombas, o sistema de selagem da turbinas, a água do condensador, além de outros equipamentos. Entretanto, esta tecnologia é dominada perfeitamente no Brasil e não requer maiores preocupações. Nos ciclos combinados, embora a operação das turbinas a gás seja extremamente mais simples, os cuidados permanecem por causa da presença do ciclo a vapor. Quando se faz a suplementação de combustível, permanecem os cuidados relacionados com a combustão na caldeira e neste aspecto a segunda alternativa fica em desvantagem . Conseqüentemente os problemas de manutenção de uma caldeira convencional são também maiores que os de uma caldeira de recuperação sem suplementação de combustível.

As considerações feitas acima nos conduzem à exclusão da segunda alternativa, principalmente em função da incerteza do estado das caldeiras, e do acréscimo de potência que ela proporciona, embora apresente os menores custos de instalação e de geração.

Entre as duas alternativas restantes, a versatilidade da terceira, e a oportunidade de se desenvolver no Brasil a tecnologia da injeção de vapor, dominada nos Estados Unidos onde há algumas dezenas de turbinas em funcionamento sem grandes problemas, conduzem à opção por esta alternativa, que passa a ser objeto único deste estudo, a partir deste ponto.

4 - ANÁLISE TÉCNICA DA ALTERNATIVA ESCOLHIDA

4.1 - ARRANJO GERAL DA NOVA USINA

A conversão das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga, feita através da terceira alternativa, não mudaria o arranjo geral do ciclo de vapor. As duas turbinas a gás adicionadas ao sistema atual dariam origem a uma quantidade de vapor maior do que o necessário, resultando um excesso que seria injetado na câmara de combustão. A temperatura dos gases de exaustão da turbina especificada, seria suficientemente elevada para permitir a formação do vapor na temperatura e na pressão requeridas pelas atuais instalações que desta forma, poderiam ser preservadas integralmente.

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram o arranjo geral da usina, antes e depois da conversão, observando-se a nova planta com duas opções de localização. A primeira opção seria a área onde hoje estão as caldeiras das unidades 1 e 2, limitada pela estação de tratamento de água que deveria ser preservada. Esta área, de acordo com levantamentos topográficos efetuados pela própria Usina piratinitrqa, tem aproximadamente 90 metros de comprimento por 60 metros de largura, e seria perfeitamente adequada para abrigar todo o sistema de turbinas a gás e as respectivas caldeiras de recuperação, conforme mostra a Figura 4.2.

Nesta área ficariam os quatro turbo-geradores de 105,2 MW, suas respectivas caldeiras de recuperação e os

transformadores. O vapor passaria para o atual prédio das turbinas pelo mesmo ponto por onde passa atualmente e, desta forma ficariam preservadas as atuais instalações a vapor. Uma derivação permitiria transferir uma parcela de vapor para as câmaras de combustão, para uso parcial ou total, conforme as necessidades de carga.

Uma segunda opção poderia ser a área que fica ao lado do pátio da subestação de transformadores, contendo alguns galpões de madeira que poderiam facilmente ser removidos. A Figura 4.2 mostra esta área onde poderia ser erguido um prédio de 120 metros de comprimento por 80 metros de largura, dentro dos quais caberiam com folga as instalações necessárias para a conversão das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga.

4.2 - MODIFICAÇÕES NECESSÁRIAS

4.2.1 - DESMONTAGEM DA CALDEIRA

A instalação das turbinas a gás no local proposto, envolveria a desmontagem e remoção da caldeira atual, incluindo-se os pré-aquecedores de ar e a chaminé. Esta eventualmente poderia ser aproveitada, mas esta hipótese dependeria de um estudo mais profundo, visto que o fluxo de gases seria muito maior na nova situação. Um problema ainda não abordado é o fim seria dado para esta caldeira, porque

difícilmente alguma empresa teria necessidade de uma caldeira deste porte.

Por outro lado, a caldeira desativada seria utilizada para fins didáticos, aproveitando-se o potencial e as instalações de treinamento da Usina Piratininga. Certamente muitas entidades de ensino técnico no Estado de São Paulo teriam interesse na utilização desta caldeira que poderia ser um grande laboratório para estudos de combustão, transferência de calor e das leis da termodinâmica. A preservação desta caldeira permitiria o funcionamento independente das atuais instalações da Usina Piratininga, quando as turbinas a gás estivessem paradas para manutenção. Neste caso, admite-se que ela teria sido adaptada ao uso do gás natural, que a partir de então passaria a ser único combustível desta usina.

4.2.2 - DESMONTAGEM DO TANQUE DE OLEO DE SERVIÇO



O tanque de óleo de serviço das unidades 1 e 2 ficaria sem função a partir da instalação do gás natural e do ciclo combinado. Da mesma forma, os dois tanques de 21.000 metros cúbicos de armazenagem de óleo combustível, poderiam ser desativados, mas a presença deles em nada alteraria o arranjo geral da nova planta, porque estão localizados ao lado da estação de tratamento de água que se constitui no limite máximo de aproveitamento da primeira opção de área

sugerida. Entretanto, se houvesse necessidade da retirada destes tanques isto seria feito sem maiores dificuldades.

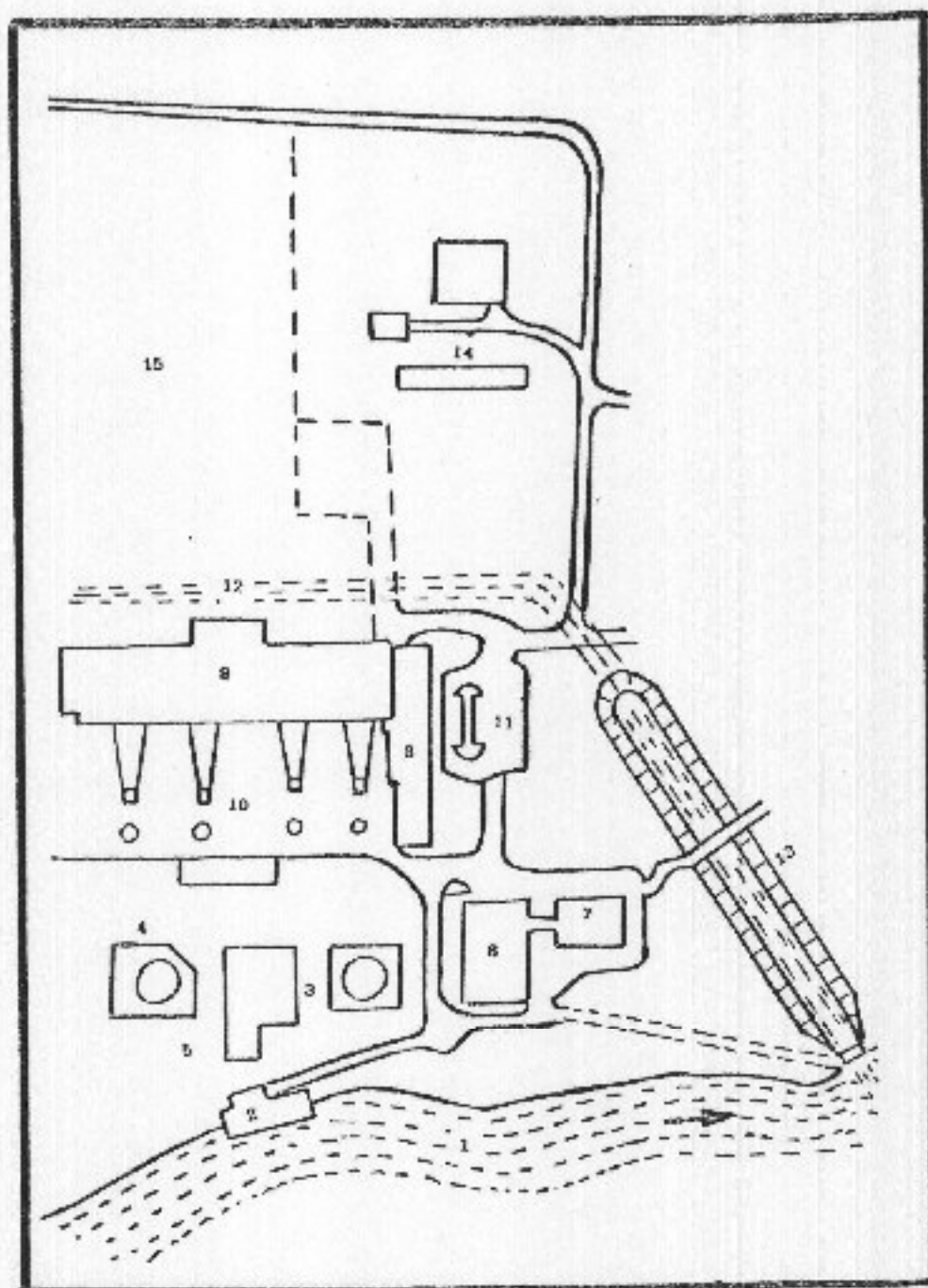


FIG. 4.1 - Planta Atual da Usina Termoeletrica Piratininga na Escala 1:2000 Reduzida para 62%

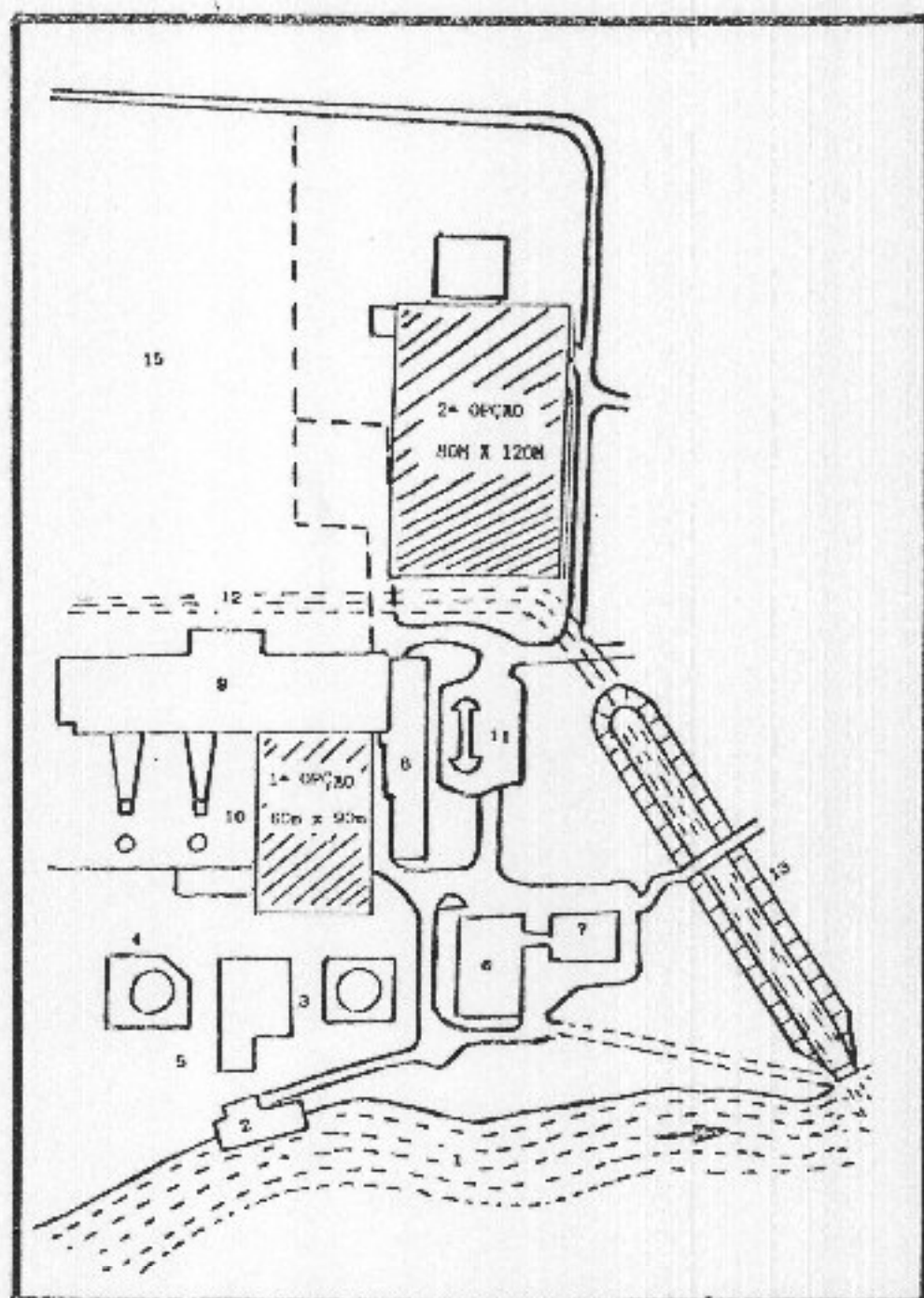


FIG. 4.2 - Planta da Usina Piratininga com Destaque dos Locais Propostos para Instalação dos Turbo-geradores a Gás e Caldeiras de Recuperação

4.2.3 - CONSTRUÇÃO DO NOVO PRÉDIO

Um prédio de 90 metros de comprimento por 60 metros de largura seria construído, em qualquer um dos dois locais propostos, para abrigar as novas instalações das unidades 1 e 2. Dentro dele seriam instalados os dois conjuntos de turbo-geradores e as duas caldeiras de recuperação. O custo deste prédio ficaria bem acima do custo de uma construção comum, por causa do piso de concreto, com espessura suficiente para suportar o peso dos equipamentos e da estrutura de concreto suficientemente reforçada para suportar uma ponte rolante.

4.2.4 - INSTALAÇÃO DOS NOVOS ALTERNADORES

Novos grupos de alternadores fariam parte das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga, devido ao aumento da capacidade instalada. Preservada a potência das turbinas a vapor e adicionadas quatro turbinas a gás, sendo duas de 105,2 MW e duas de 112,3 MW, a capacidade dos alternadores deveria também ser alterada na mesma proporção. Desta forma, quatro conjuntos independentes de aproximadamente 115 kVA seriam instalados na usina, permitindo maior versatilidade ao sistema.

4.2.5 - SISTEMA DE CONTROLE

As novas instalações deveriam ter sistemas de controle independentes, de preferência no mesmo local onde hoje fica a sala de controle elétrico da usina. A atual sala de controle poderia ser ampliada para cima ou no sentido horizontal, ocupando uma parte do pátio da atual subestação.

4.2.6 - INSTALAÇÕES DE GÁS NATURAL

Adotando-se a hipótese do gás natural na porta da usina, ficaria faltando a interligação da rede com as turbinas a gás. Esta instalação consistiria basicamente de tubulações, válvulas, medidores de pressão e vazão. As tubulações poderiam ser subterrâneas ou descobertas, chegando até as turbinas por um traçado paralelo ao das atuais linhas de óleo combustível, que ligam os tanques.

4.3 - INSERÇÃO NA REDE DA ELETROPAULO

4.3.1 - SITUAÇÃO ATUAL

A Usina Piratininga produz energia elétrica a 13.800 V, nas unidades 1 e 2. A tensão é elevada para 88.000 V através de dois bancos de transformadores de 100.000 kVA cada um, transferindo a energia para um anel interligado ao sistema de transmissão. Nas unidades 3 e 4, a tensão é gerada a 14.400 V e elevada para 230.000 V através de dois bancos de

transformadores de 137.000 kVA, e transferida para um anel, também interligado ao sistema. Ambos os anéis são interligados entre si por meio de quatro bancos de transformadores de 100.000 kVA, de tal forma que qualquer unidade da usina pode se ligar ao sistema nas duas tensões, até o máximo de 100.000 kVA.

4.3.2 - SITUAÇÃO APÓS A CONVERSÃO

Em função da conversão das unidades 1 e 2, a curto prazo o sistema elétrico não necessitaria de grandes alterações. No Item 4.2.4 foi proposta a inserção da energia adicional nas linhas de transmissão, por meio de dois bancos de transformadores de 115 kVA para cada unidade convertida. Desta forma, com a nova instalação funcionando em plena carga, as unidades 1 e 2 estariam inserindo na linhas de transmissão mais 435 MW, ou seja, uma potência equivalente à capacidade atual da Usina Piratininga. Nestas condições, a curto prazo, as linhas de transmissão não ficariam sobrecarregadas, enquanto as unidades 3 e 4 permanecessem desativadas, ou com baixas cargas. Esta situação seria cômoda e econômica, porque, nesta fase da usina, os operadores das unidades 3 e 4 poderiam ser treinados para as novas instalações já convertidas em ciclo combinado. Admitindo-se ainda a hipótese das unidades 3 e 4, parcialmente desativadas, ou aguardando a conversão, os seus transformadores poderiam atender temporariamente às novas

turbinas a gás, reduzindo o custo inicial de conversão das unidades 1 e 2.

4.4 - SUPRIMENTO DO GÁS NATURAL

4.4.1 - O GÁS NATURAL BRASILEIRO

A tradição brasileira na construção de usinas hidroelétricas, provocou um atraso no interesse por novas tecnologias associadas à utilização da energia térmica como insumo na produção de eletricidade. Resultou um parque de geração elétrica com 90,1% de usinas hidroelétricas restando somente 9,9% para as térmicas, incluindo-se as nucleares.

Entretanto, o custo marginal crescente de construção de novas usinas hidroelétricas, aliado ao programa nacional de conservação de energia e à preocupação com o meio ambiente, abriram espaço para a entrada de tecnologias ainda não dominadas no país. Nasceu então o interesse pelo uso da turbina a gás, movida a gás natural, ou a outros gases oriundos de gaseificadores de biomassa.

A transferência da tecnologia de turbinas a gás para o Brasil, encontra facilidades com a presença de grandes empresas multinacionais, com ampla experiência no exterior na fabricação de turbinas. A maior dificuldade na fabricação consiste na obtenção de materiais que resistam a elevadas tensões em altas temperaturas para a execução das palhetas dos primeiros estágios. Esta tecnologia é dominada por poucos

países do mundo, sendo este um dos grandes entraves encontrados por algumas das grandes empresas.

O Plano Nacional do Gás Natural estima para o ano de 1995 uma produção de 50,2 milhões de metros cúbicos por dia, suficientes para a geração de 11.000 MW em centrais de ciclos combinados, com 45% de eficiência térmica e menores impactos ambientais. Deste total, 26,7 milhões de metros cúbicos por dia, deverão ser produzidos pela Bacia Campos, com possibilidade de transferir por gasodutos, uma grande parte para o parque industrial de São Paulo.

Devido à falta de tradição do uso do gás natural no Brasil, uma grande parte da produção do gás associado é consumida na própria jazida, para uso próprio ou queimado sem utilização.

As reservas brasileiras de gás natural cresceram nos últimos anos, passando de 25,9 bilhões de metros cúbicos em 1975, para 95,8 bilhões de metros cúbicos em 1986, equivalentes a 580 milhões de barris de petróleo, ou 25% das reservas brasileiras de petróleo.

A produção diária de gás natural, de 16 milhões de metros cúbicos em 1987, dos quais 13,6 milhões correspondem ao gás associado, equivalem a uma produção diária de petróleo de 98 mil barris, aproximadamente 7,0% do consumo nacional. Por estes dados se constata que o gás natural, apesar das suas propriedades ambientais, das qualidades energéticas e econômicas, representa ainda muito pouco na matriz energética brasileira.

4.4.2 - O GÁS NATURAL EM SÃO PAULO

A Comgás foi fundada em 1872 para fornecer gás encanado, sendo inicialmente responsável pela iluminação pública, fornecendo energia para os primeiros 700 lâmpões de gás da cidade. Em seguida passou a fornecer o gás para fins residenciais e comerciais, e posteriormente para atender ao grande parque industrial do estado de São Paulo. Embora seja uma empresa de economia mista, a maior parte das suas ações pertencem ao Governo do Estado de São Paulo.

Em junho de 1992 a Comgás distribuiu 8.538.324 m³ de gás de nafta, 161.037 m³ de GLP, e 30.437.203 m³ de gás natural, na Capital e na Grande São Paulo. O gás de nafta é produzido pela própria Comgás, e o gás natural é trazido da Bacia de Campos por gasoduto. Estima-se que em um futuro próximo Comgás esteja distribuindo cerca de 1.200.000 m³/dia de gás natural, provenientes da Bacia de Campos e mais 500.000 m³/dia da Bacia de Santos, totalizando 51.000.000 m³/mes. Este gás natural tem um poder calorífico superior de 9.400 kcal/m³, a 20 °C e 1 ata, e poder calorífico inferior de 8.700 kcal/m³, nas mesmas condições de pressão e temperatura. A distribuição do gás natural, feita pela Comgás, é o resultado de um convênio firmado com a Petrobrás, em 20 de fevereiro de 1987. O contrato prevê a distribuição pela Comgás de 3.000.000 m³/dia de gás natural. Para isto, foi construído um gasoduto de 435 km de extensão, vindo da Bacia de Campos, para atingir São Paulo na Estação de Recebimento e Medição de Gás Natural de Suzano.

Entretanto, somente a primeira fase de conversão da Usina Piratininga, correspondente às unidades 1 e 2, consumiria uma quantidade equivalente a 1.850.000 m³/dia, para operar com potência total, e 60% de fator de carga. Este valor é excessivamente elevado, comparado com a disponibilidade da Comgás, e desta forma, a conversão da Usina Piratininga só seria viável, a partir do instante em que houvesse uma outra alternativa para o suprimento do gás natural, em grandes quantidades.

4.4.3 - SUPRIMENTO POR GASODUTO VINDO DA BOLÍVIA

Há muito tempo se estuda a viabilidade técnica e econômica da construção do gasoduto, para trazer o gás natural da Bolívia para o Brasil. Em 1982, o Governo do Estado de São Paulo reiniciava as gestões junto ao Governo Federal, para a construção deste gasoduto, que pretendia trazer ao Brasil 11.300.000 m³/dia de gás natural, das reservas de Santa Cruz de la Sierra. O documento apresentado afirmava que o gasoduto teria 1879 km de extensão, custaria 1,43 bilhões de dólares de 1982, e durante 20 anos transportaria 82,5 bilhões de metros cúbicos de gás natural para São Paulo. Uma carta de intenção foi assinada entre os dois governos em 1978 e vem sendo renovada a cada ano, indicando o interesse mútuo pela concretização desta obra. As reservas de gás recuperável, na região leste da Bolívia em 1982 foram estimadas em 148 bilhões de metros

cúbicos, superando em 80% ao montante que se pretendia vender para o Brasil.

4.4.3.1 - TRAÇADO DO GASODUTO

As principais informações técnicas deste gasoduto, fazem parte de um estudo elaborado pela firma italiana Snamprogetti em 1982, encomendado pelo Governo do Estado de São Paulo. O estudo prevê um gasoduto de 1879 km de extensão, ligando as jazidas de Santa Cruz, ao parque industrial de São Paulo. Deste total, 557 km ficariam em território Boliviano e os 1322 km restantes, em território Brasileiro.

O trecho Boliviano começaria a 40 km da cidade de Santa Cruz de la Sierra, e seguiria até a fronteira com o Brasil, a oeste da cidade de Corumbá. Nesta etapa, o gasoduto teria 30" de diâmetro externo e duas estações de compressão. Na região de Porto Suarez estaria a primeira estação de compressão, no km 282, para no futuro alimentar as indústrias previstas nesta área e, na fronteira com o Brasil, estaria a segunda estação de compressão. Duas estações de medição, também fariam parte deste trecho, sendo a primeira no ponto inicial e a segunda, na entrada do território Brasileiro, junto à estação de compressão. O trecho Brasileiro, com 1322 km de extensão teria um diâmetro externo de 28". A primeira estação de compressão ficaria no km 957 e a segunda, no km 1395. O traçado Brasileiro percorreria 708 km no estado do Mato Grosso do Sul e 614 km no estado de São Paulo. Em

território Matogrossense, o gasoduto passaria por Corumbá, cruzaria 60 km de pantanal, chegaria em Campo Grande e, em seguida, se dirigiria para o rio Paraná. Chegando no estado de São Paulo, o gasoduto passaria perto de Araçatuba, Lins, Piracicaba, e Campinas, atingindo o estado de São Paulo na região de Barueri.

4.4.3.2 - CARACTERÍSTICAS DO GÁS NATURAL BOLIVIANO

TABELA 4.2 - COMPOSIÇÃO DO GÁS NATURAL BOLIVIANO

nome do gás	fórmula	% molar
metano	CH ₄	86,8
etano	C ₂ H ₆	7,52
propano	C ₃ H ₈	3,39
butano	C ₄ H ₁₀	1,11
pentano	C ₅ H ₁₂	0,28
hexano	C ₆ H ₁₄	0,08
heptano	C ₇ H ₁₆	0,04
nitrogênio	N ₂	0,53
dióxido de carbono	CO ₂	0,25
enxofre	S	zero

Fonte: Gasexpo, Gasoduto Brasil - Bolívia, 1982



TABELA 4.3 - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO GÁS BOLIVIANO

peso molecular	18,895
massa específica (0 °C - 1,013 bar)	0,843 kg/Nm ³
constante adiabática ($k = C_p/C_v$)	1,272
constante específica (R)	45 kgf.m/kg.k
poder calorífico	9970 kcal/Nm ³
poder calorífico	11826 kcal/kg
pressão disponível em Santa Cruz	96,86 ata
pressão mínima no terminal	35,5 ata
temperatura do gás em Santa Cruz	27 - 38 °C

Fonte: Gasexpo, Gasoduto Brasil - Bolivia, 1982

4.4.4 - SUPRIMENTO DE GÁS ARGENTINO

Várias alternativas foram propostas para um gasoduto ligando o gás Argentino à São Paulo. Estudos realizados pela Technoplan Engenharia, admitem, em princípio três traçados, sendo um deles entrando no Brasil pelo estado do Paraná, o outro pelo Mato Grosso do Sul e o terceiro pelo Rio Grande do Sul. Pelo critério da distribuição e intensidade mercadológica, escolheu-se a terceira alternativa como a melhor, no ponto de vista da maximização do uso do gás natural ao longo do traçado do gasoduto.

As usinas termoelétricas em operação ao longo deste traçado poderiam ser convertidas ou complementadas pelo gás natural, elevando para 1.700 MW a capacidade atual de 1.230 MW. Estas centrais são : Alegrete, com 60 MW, Jacui com 330 MW, Nutepa com 24 MW e Jorge Lacerda com 816 MW.

A idéia inicial seria importar 19 milhões de Nm³/dia, dos quais 13,4% seriam destinados às usinas acima citadas, e o restante trazido para o parque industrial de São Paulo. A extensão total da linha tronco deste gasoduto seria de 2.175 km, sendo 575 km na Argentina e 1.600 km no Brasil. O custo estimado para a o projeto e a construção o trecho Brasileiro seria de 1,2 bilhões de dólares, e o transporte ficaria em 37 US\$/1000Nm³.

TRAÇADO DO GASODUTO

O marco zero deste gasoduto seria na Cidade de Paraná, na Argentina, de onde ele partiria para a fronteira passando por Conception de Uruguai, atingindo a cidade de Passo de los Libres perto de Uruguaiana, já no lado Brasileiro. Neste traçado, o gasoduto percorreria 575 km com 24" de diâmetro. Em Uruguaiana, ficaria o marco zero do trecho Brasileiro, que deveria passar por Porto Alegre, Crisciúma, Joinvile, Curitiba, e Sorocaba atingindo São Paulo, após um percurso de 1.600 km. Para o trecho Uruguaiana - Porto Alegre, o diâmetro previsto seria de 30 polegadas, sendo o restante de 28" até atingir a cidade de São Paulo.

5 - ANÁLISE ECONÔMICA PRELIMINAR

5.1 - DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS ECONÔMICOS

Na análise econômica da conversão da Usina Termoelétrica Piratininga em ciclo combinado, os parâmetros econômicos são divididos basicamente em dois tipos: custo de investimento e custo de operação. Os parâmetros foram obtidos a partir de consulta aos fabricantes de turbinas e componentes de ciclos combinados, de estudos sobre o suprimento de gás natural por gasodutos, dos relatórios técnicos e comerciais da Comgás, de publicações do Banco Mundial, de relatórios de funcionamento da Usina Piratininga e de outras publicações relacionadas no final deste trabalho.

Entretanto o estado atual das instalações da Usina Piratininga deveria ser minuciosamente examinado, antes de se decidir por novos investimentos, tendo em vista a idade das unidades 1 e 2 que operam desde 1954. O resultado desta análise provavelmente implicaria em investimentos nas atuais instalações para garantir segurança e confiabilidade por mais 20 anos. Não se dispõe nesta etapa deste estudo, do custo de uma reforma geral, razão pela qual esta parcela de custo não será incluída nos investimentos. Com ela o custo de geração resultaria provavelmente maior. Uma análise mais profunda seria necessária levando-se em conta todos os custos de restauração dos equipamentos atuais que fariam parte da usina convertida em ciclo combinado, bem

como os custos de equipamentos adicionais, tais como torres de resfriamento, instalação do gás natural na usina, desmontagem e transporte das atuais caldeiras, etc.

5.1.1. - PARÂMETROS DE INVESTIMENTOS

5.1.1.1 - TURBO-GERADORES

As turbinas a gás utilizadas na propulsão de aviões a jato tiveram um enorme avanço, em função de 50 anos de investimentos nestes motores para fins militares. Desta forma, os aviões comerciais e o setor de geração de energia elétrica saíram beneficiados com o resultado deste avanço tecnológico. As turbinas aeroderivativas utilizadas em centrais termoeletricas são adaptadas para o uso do gás natural e para fazerem a conexão com o gerador elétrico. Em geral, parte-se de uma turbina de um motor a jato na qual se insere mais alguns estágios, para aproveitar a pressão que seria utilizada na formação do jato. Desta forma, os gases saem da turbina, após a expansão nesta segunda etapa, sendo esta a responsável pela potência final que será entregue ao gerador.

As turbinas aeroderivativas são portanto mais leves, mais precisas, têm elevada confiabilidade, são compactas e apresentam maior durabilidade com elevada eficiência energética. Entretanto, a limitação de peso conduz à limitação de espaço e conseqüentemente à limitação

de potência. As maiores turbinas aeroderivativas de que se tem conhecimento são as turbinas do tipo LM6000 de 40 MW lançadas pela General Electric com 40% de eficiência térmica em ciclo simples. Esta turbina que pesa somente 6 toneladas, é uma adaptação da CF6-80C2, utilizada nos aviões militares CF6 de transporte.

Quando se necessita de turbinas maiores, usam-se as turbinas industriais, projetadas e fabricadas especialmente para a geração elétrica. São turbinas muito mais pesadas, pois não têm as limitações impostas pelas aeroderivativas. A turbina industrial modelo Frame 9, fabricada pela General electric, desenvolve 200 MW com 34% de rendimento, mas pesa cerca de 400 toneladas. A relação peso/potência desta turbina industrial é 2 ton/MW, enquanto a da aeroderivativa, também da General Electric é somente 0,15 ton/MW.

Fica portanto descartada a possibilidade de uma turbina aeroderivativa, em vista da limitação de potência desta, que está muito aquém da potência requerida na conversão da Usina Piratininga. O custo das turbinas no mercado internacional depende do tipo que se procura e, em cada caso depende também da potência.

Os turbo-geradores industriais de grande porte, podem ser encontrados no mercado internacional, por valores em torno de 460 US\$/kW (Mecânica Pesada, comunicação pessoal, The World Bank , 1991) sendo este o valor escolhido para esta avaliação.

5.1.1.2 - CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO

Estas caldeiras são diferentes das convencionais, porque não há queima de gás dentro dela, mas somente troca de calor por convecção entre gases e água. Não têm pre-aquecedores de ar, pois os gases já saem aquecidos dos turbo-geradores. De acordo com a média dos valores consultados, pode-se admitir para estas caldeiras, um custo equivalente a US\$ 32.000 (Asea Brow Boveri, comunicação pessoal, Mecânica Pesada, comunicação pessoal) para cada tonelada por hora de vapor nas condições requeridas de pressão e de temperatura.

Considerando-se que uma turbina a gás que produz 105,2 MW proporciona a formação de 215 ton/h de vapor, calcula-se que o custo de uma caldeira de recuperação, referido a uma unidade de potência de turbina a gás, seja da ordem de 65 US\$/kW

5.1.1.3 - TRANSFORMADORES

O aumento da capacidade da usina implica também no aumento da capacidade dos transformadores. A conversão das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga depende da instalação de dois bancos de transformadores de 115 kVA para cada unidade. Cada banco custa em média 28 US\$/kVA

cuja potência, por questão de uniformidade foi adotada ligeiramente maior que a das turbinas.

Considerando-se que a potência proposta para as turbinas gás é 217,5 MW, estima-se em 30 US\$/kW (Departamento de Engenharia Elétrica da Escola Politécnica da USP, comunicação pessoal) o custo dos transformadores, referido à uma unidade de potência de turbina a gás.

5.1.1.4 - OBRAS CIVIS E DESPESAS COM PESSOAL

Um prédio para os novos turbo-geradores, seria construído, com uma área de aproximadamente 5.400 m² com piso e estrutura reforçadas suportar o peso dos equipamentos e da ponte rolante. Adotando-se um custo de construção de 800 US\$/m² (SINDUSCON, 1993), calcula-se o custo do prédio que deveria abrigar todos os equipamentos novos da usina convertida, com 435 MW de turbinas a gás instaladas.

Resultaria portanto, um custo unitário de aproximadamente 10 US\$/kW, referido a uma unidade de potência de turbina a gás instalada.

Por outro lado, as obras de desmontagem das caldeiras e do tanque de óleo de serviço e a instalação de um canteiro de obras e serviços complementares, envolveriam despesas com pessoal, e eventuais despesas extras. Adotou-se como estimativa um valor em torno de 8 % do que seria

investido na compra das caldeiras de recuperação. Para uma potência instalada de 435 MW de turbinas a gás, as caldeiras de recuperação ao custo unitário de 65 US\$/kW, custariam US\$ 28.270.000 . O custo em questão ficaria portanto estimado em US\$ 2.260.000.

Resultaria um custo unitário de despesas de mão de obra em torno de 5 US\$/kW, referido a uma unidade de potência de turbina a gás instalada. Este valor poderia ser calculado diretamente como 8 % do custo unitário de uma caldeira de recuperação.

5.1.1.5 - RESUMO DOS CUSTOS DE INVESTIMENTOS

Os valores da Tabela 5.1 referem-se ao custo de uma unidade de potência de turbina a gás instalada, representando, desta forma, os custos de repotenciamento, tendo em vista que a potência do atual ciclo a vapor permanece inalterado neste estudo.

TABELA 5.1 - CUSTO DE COMPONENTES DO CICLO COMBINADO PARA A CONVERSÃO DA USINA PIRATININGA

Turbo-gerador	460 US\$/kW
Caldeira de recuperação	65 US\$/kW
Transformador	30 US\$/kW
Obras civis e despesas com o pessoal	15 US\$/kW
Injeção de vapor na câmara de combustão	10 US\$/kW
Custo total da conversão	580 US\$/kW

Fonte: Estudos efetuados pelo autor, com base em publicações e comunicação pessoal com fabricantes de componentes

Os valores da tabela são compatíveis com instalações de ciclos combinados e conversões de antigas usinas, de acordo com alguns exemplos que seguem, cujos dados encontram-se em uma publicação do Banco Mundial de 1991 denominada "Prospects for Gas-fueled Combined-cycle Power Generation in the Developing Countries".

Financiamento de 111 milhões de dólares para a instalação de uma unidade de 180 MW de ciclo combinado na cidade de Trombay na Índia, perto de Bombay, resultando um custo unitário de 617 US\$/kW, com 52 % de fator de carga.

Duas unidades de ciclo combinado de 300 MW cada uma na Tailândia, com duas turbinas a gás de 100 MW e uma turbina a vapor de 100 MW, ao custo de 660 US\$/kW.

Conversão de uma usina no Paquistão com duas turbinas a gás de 125 MW e duas de 100 MW, em ciclo combinado, adicionando-se duas turbinas a vapor de 100 MW e quatro caldeiras de recuperação custando 175 milhões de dólares a um custo unitário relativamente elevado de 875 US\$/kW.

5.1.2 - PARÂMETROS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO

Neste item estão incluídos os custos de combustível, manutenção, pagamento do pessoal e amortização dos investimentos.

5.1.2.1 - CUSTO DO GÁS NATURAL

Estudos efetuados pela Tecnoplan Engenharia admitem que o gás natural Argentino chegaria na fronteira pelo preço de 1,5 US\$/MMBtu e que o transporte custaria em torno de 0,9 US\$/MMBtu. Desta forma a Congás pagaria praticamente mesmo valor que hoje paga para a Petrobrás, aproximadamente 2,4 US\$/MMBtu. Admitindo-se ainda uma margem de 0,8 US\$/MMBtu para a distribuição, o gás chegaria ao consumidor por 3,2 US\$/MMBtu, sendo este o valor que a Usina Piratininga pagaria pelo seu consumo. Este valor está próximo dos os padrões internacionais, que admitem um preço de venda ao consumidor entre 3,0 e 3,5 US\$/MMBtu.

Entretanto pode-se admitir que nos próximos 20 anos o gás natural chegue a custar até 4,2 US\$/MMBtu, em função das dificuldades crescentes de extração de petróleo. Neste estudo, a avaliação econômica é feita com base no custo atual do gás natural, mas em seguida efetua-se uma análise de sensibilidade do custo de geração em função das variações do custo do gás.

Este gás com poder calorífico de 10.000 Kcal/kg, custaria 0,126 US\$/kg. Com o consumo de 0.170 kg/kWh estimado para a Usina Piratininga convertida em ciclo combinado, o custo do gás natural na geração elétrica ficaria portanto avaliado em 21,4 US\$/MWh.

5.1.2.2 - CUSTO DO PESSOAL

A Usina Piratininga, funcionando em plena carga, necessita em média de sete operadores em cada unidade por turno, para supervisão da caldeira, da turbina e dos sistemas de comando elétrico e mecânico. Considerando-se o funcionamento em plena carga, operando em turnos de 6 horas, cada unidade necessitaria de 5 turmas de 7 operadores, para possibilitar o descanso semanal. Portanto, cada unidade deveria contar com 35 operadores, para o funcionamento em plena carga. Admitindo-se um salário médio de 600 dólares, calcula-se uma despesa anual aproximada de US\$ 500.000/ano, para cada 317,5 MW de ciclo combinado.

Com um fator de carga de 60% estima-se em 5256 horas anuais de operação em plena carga, produzindo 1.668.780 MWh/ano, ao custo de US\$ 0,30/MWh.

Admitindo-se a favor da segurança, que o custo do pessoal de manutenção e de administração seja igual ao da operação, estima-se as despesas globais do pessoal em torno de US\$ 0,90/MWh, resultando US\$ 1,8 US\$/MWh quando se inclui os encargos sociais.

5.1.2.3 - CUSTO DE MANUTENÇÃO

Adota-se neste estudo que as despesas com reposição de peças e equipamentos, fique em torno de 2% do capital total investido na conversão da usina, avaliado em US\$ 218.600.000 no Item 3.3.8. Para uma potência

instalada de 317,5 MW funcionando com 60 % de fator de carga, calcula-se o custo unitário de manutenção, excluindo-se as despesas com pessoal, em em 2,6 US\$/MWh .

5.1.2.4 - CUSTO DA AMORTIZAÇÃO DOS INVESTIMENTOS

Nos cálculos referentes à amortização dos investimentos, adotou-se uma taxa de desconto de 12% ao ano, para o pagamento em 20 anos em parcelas iguais. As tabelas price fornecem, para esta situação a relação $A/P = 0,1335$, sendo "A" o valor da amortização anual, e "P" o valor presente do investimento.

Este valor, estimado em US\$ 126.200.000 multiplicado pelo coeficiente acima, resulta em uma parcela anual de US\$ 16.850.000 , representando um custo energético unitário de 10,2 US\$/MWh .

5.1.2.5 - RESUMO DOS CUSTOS

TABELA 5.2- CUSTO DE GERAÇÃO DAS UNIDADES 1 E 2 CONVERTIDAS EM CICLO COMBINADO

custo do gás natural	21,4 US\$/MWh
custo da amortização dos investimentos	10,2 US\$/MWh
custo de manutenção e pessoal de operação	4,4 US\$/MWh
custo de geração	36,0 US\$/MWh

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

5.2 - INVESTIMENTO E CUSTO DE CAPITAL

5.2.1 - INVESTIMENTO

O capital investido na conversão da Usina Termoelétrica Piratininga, foi avaliado em função dos parâmetros econômicos apresentados no item 5.1.1, cujo montante chegaria a 580 US\$/Kw, referido à capacidade instalada de turbinas a gás. A partir deste valor, e considerando-se que a terceira alternativa apresentada no Item 3.2.3 inclui duas turbinas a gás, uma delas com injeção de vapor na câmara de combustão, somando uma capacidade de 217.5 MW, calcula-se o custo total do investimento. Em números redondos chegou-se aos seguintes valores:

custo total US\$ 126.200.000

5.2.2 - CUSTO DO CAPITAL

Admitindo-se que o capital investido seja financiado por bancos internacionais, adotou-se, como ponto de partida um prazo de amortização de 20 anos, com taxa de juros de 12% ao ano, permanecendo fixa durante este tempo. Resultou para a amortização anual, de acordo com as tabelas price o seguinte valor:

amortização anual dos investimentos US\$ 16.850.000

5.3 - CUSTO DO COMBUSTÍVEL

O custo do gás natural foi avaliado de acordo com os padrões internacionais de venda ao consumidor industrial. Chegou-se ao valor de 0,126 US\$/kg, para um combustível com poder calorífico superior de 12.400 kcal/kg, embora, a favor da segurança, todos os cálculos tenham sido efetuados com poder calorífico inferior de 10.000 kcal/kg. O valor do consumo específico 0,170 kg/kwh, foi também calculado com base neste último valor do poder calorífico e serviu de base para o cálculo anual do consumo. O custo do combustível, ficou portanto avaliado em 21,4 US\$/MWh.

Com o fator de capacidade de 60% e potência total de 317,5 MW calcula-se 5.256 o total de horas trabalhadas em um ano, representando uma geração de 1.668.780 MWh.

Com os dois parâmetros acima, calcula-se o custo de combustível, totalizando 35.700.000 US\$/ano.

5.4 - CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO

Os custos de manutenção e de operação, resumidos na tabela do item 5.1.2.5 representam as despesas com pessoal e com a reposição de equipamentos, por desgaste ou por avaria. O valor deste item foi estimado em 4,4 US\$/MWh. Considerando-se o montante de 1.668.780 MWh produzido em um ano, resulta a despesa avaliada em números redondos em 7.400.000 US\$/ano.



5.5 - RESUMO DE CUSTOS ANUAIS

A tabela 5.3 representa um resumo dos custos anuais de capital e de operação, correspondentes ao fator de capacidade de 60 %.

TABELA 5.3 - RESUMO DOS CUSTOS ANUAIS DE CAPITAL E DE OPERAÇÃO

custo do capital	16.850.000 US\$/ano
custo do combustível	35.700.000 US\$/ano
custo de operação e manutenção	7.400.000 US\$/ano
<hr/>	
custo anual de geração	59.950.000 US\$/ano

Fonte: estudos efetuados pelo autor

5.6 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO

Os cálculos até agora apresentados, baseiam-se em dados fornecidos por fabricantes de componentes de usinas termoelétricas, por concessionárias de energia, por estudos efetuados em centros de pesquisa, e pela própria Usina Piratininga, além de hipóteses inspiradas em fatos reais. Apesar da veracidade dos dados, os valores são passíveis de alterações ao longo do tempo e, no mesmo instante, nos vários pontos do mercado. Surge então a necessidade de se

efetuar um estudo de sensibilidade do custo de geração, em função de possíveis alterações dos parâmetros iniciais.

As principais alterações que ocorrem no mercado, e que podem influir nas conclusões, são o custo do gás natural, a taxa de desconto do sistema financeiro internacional e a tarifa de energia elétrica. A variação do custo do óleo combustível, atualmente utilizado na Usina Piratininga, pode também alterar as conclusões sobre um estudo comparativo entre o desempenho da usina, antes e depois da conversão. O prazo de amortização dos investimentos, pode viabilizar a conversão, dependendo do valor amortizado anualmente.

De qualquer forma, o estudo até agora efetuado é considerado válido no momento, e serve como um modelo para o estudo da viabilidade técnica e econômica, em função de possíveis alterações nos dados e hipóteses iniciais.

5.6.1 - SENSIBILIDADE EM FUNÇÃO DA TAXA DE DESCONTO

A Tabela 5.4 representa a sensibilidade do custo de geração para diferentes valores da taxa de desconto. Este estudo tem sentido prático, porque as taxas são variáveis, podendo superar a casa dos 20%, como já aconteceu em um passado recente. A elaboração da Tabela 5.4 adotou como hipótese o custo financeiro da conversão da usina com taxa de desconto variável, mantendo-se inalterados os demais parâmetros. O valor presente do

investimento estimado em US\$ 126.200.000 seria amortizado em 20 anos com taxa de 12 % ao ano. Como base de cálculo adotou-se potência final de 317,5 MW, 60 % de fator de carga e custo do gás natural de 0,126 US\$/kg, equivalente a 3,2 US\$/MMBtu

Os valores calculados estão representados na Tabela 5.4

TABELA 5.4 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO EM FUNÇÃO DA TAXA DE DESCONTO

taxa de desconto (%)	amortização (US\$/ano)	custo de geração (US\$/MWh)
10	14.800.000	34,7
12	16.850.000	36,0
14	19.000.000	37,2
16	20.950.000	38,4
18	23.600.000	39,9
20	25.850.000	41,3
22	28.300.000	42,8

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

5.6.2 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO EM FUNÇÃO DO CUSTO DO GÁS NATURAL

O Preço de venda do gás natural praticado pela Comgás continuará dependendo do mercado interno, enquanto o suprimento for feito somente pelas bacias de Campos e de Santos. No caso da conversão da Usina Termoelétrica Piratininga, o suprimento de gás natural dependerá da construção do gasoduto vindo da Bolívia ou da

Argentina. Neste caso, o preço do gás poderá variar de acordo com a flutuação do preço internacional do petróleo. Admitindo-se que este chegue a dobrar, como já aconteceu em passado recente, o preço do gás deverá portanto acompanhar.

A Tabela 5.5 mostra a sensibilidade do custo de geração, supondo que o custo do gás natural sofra variações entre 2,00 US\$/MMBtu e 4,80 US\$/MMBtu. Neste caso, custo unitário do gás natural passaria de 0.079 US\$/Kg para 0,189 US\$/Kg.

TABELA 5.5 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO EM FUNÇÃO DO CUSTO DO GÁS NATURAL

gás natural US\$/MMBtu	custo de geração (US\$/MWh)
2,0	28,0
2,4	30,6
2,8	33,3
3,2	36,0
3,6	38,7
4,0	41,5
4,4	44,0
4,8	46,7

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

Nos cálculos da Tabela 5.5 considerou-se constante todas os parâmetros necessários para a conversão da Usina Piratininga, com exceção do custo do gás natural.

5.6.3 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO EM FUNÇÃO DO PRAZO DE AMORTIZAÇÃO

Neste caso, calcula-se a sensibilidade do custo de geração, alterando-se somente o prazo de amortização dos investimentos, permanecendo em 12% a taxa anual de desconto, como também todos os demais parâmetros até agora adotados. Os resultados encontram-se na Tabela 5.6.

TABELA 5.6 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO EM FUNÇÃO DO PRAZO DE AMORTIZAÇÃO

tempo (ano)	amortização (US\$/ano)	geração (US\$/MWh)
20	16.850.000	36,0
22	16.350.000	35,6
24	15.950.000	35,3
26	15.650.000	35,1
28	15.400.000	35,0
30	15.280.000	34,9

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

5.6.4 - SENSIBILIDADE EM FUNÇÃO DO FATOR DE CAPACIDADE

Embora os estudos sejam efetuados para um fator de capacidade de 60% , é também interessante conhecer o custo de geração da instalação com fator de capacidade diferente.

Considerando-se ainda que uma instalação termoelétrica, na maior parte do território nacional, deva funcionar como pico de carga em vista da grande disponibilidade de energia elétrica de origem hidráulica, a Usina Piratininga convertida ficaria em disponibilidade durante a maior parte do ano, e o fator de capacidade seria então mais elevado. Este fato justifica a elaboração de um estudo de sensibilidade do custo de geração em função do fator de capacidade, conforme os valores da tabela 5.7.

O fator de capacidade interfere diretamente no custo da amortização do investimento, porque o custo anual amortizado é dividido pelo número de horas trabalhadas durante o ano. Admitindo-se inalterados os demais parâmetros, a Tabela 5.7 mostra a sensibilidade do custo de geração para fatores de capacidade variando de 10% a 100% .

TABELA 5.7 - SENSIBILIDADE DO CUSTO DE GERAÇÃO EM FUNÇÃO DO FATOR DE CAPACIDADE

fator (%)	tempo (horas/ano)	geração (US\$/MWh)
100	8760	31,8
90	7884	32,5
80	7008	33,4
70	6132	34,5
60	5256	36,0
50	4380	37,9
40	3504	40,9
30	2628	56,1
20	1752	86,3
10	876	30

Fonte: Estudos efetuados pelo autor

Custo de
Geração
(US\$/MWh)

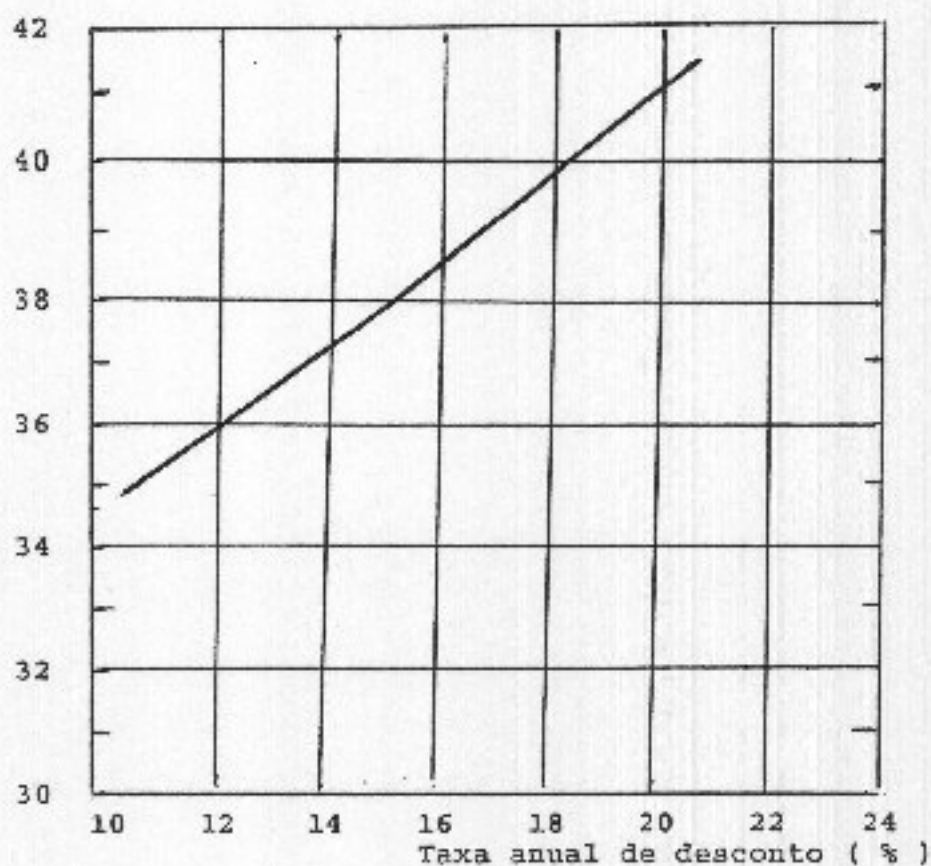


Fig. 5.1 - Influência da Taxa de Desconto no Custo de Geração

BASE PARA O CÁLCULO

Valor do investimento	US\$ 126.200.000
Custo do gás natural	0,126 US\$/Kg
Potência instalada	317,5 MW
Fator de capacidade	60 %
Prazo de Amortização	20 anos

Custo de
Geração
(US\$/MWh)

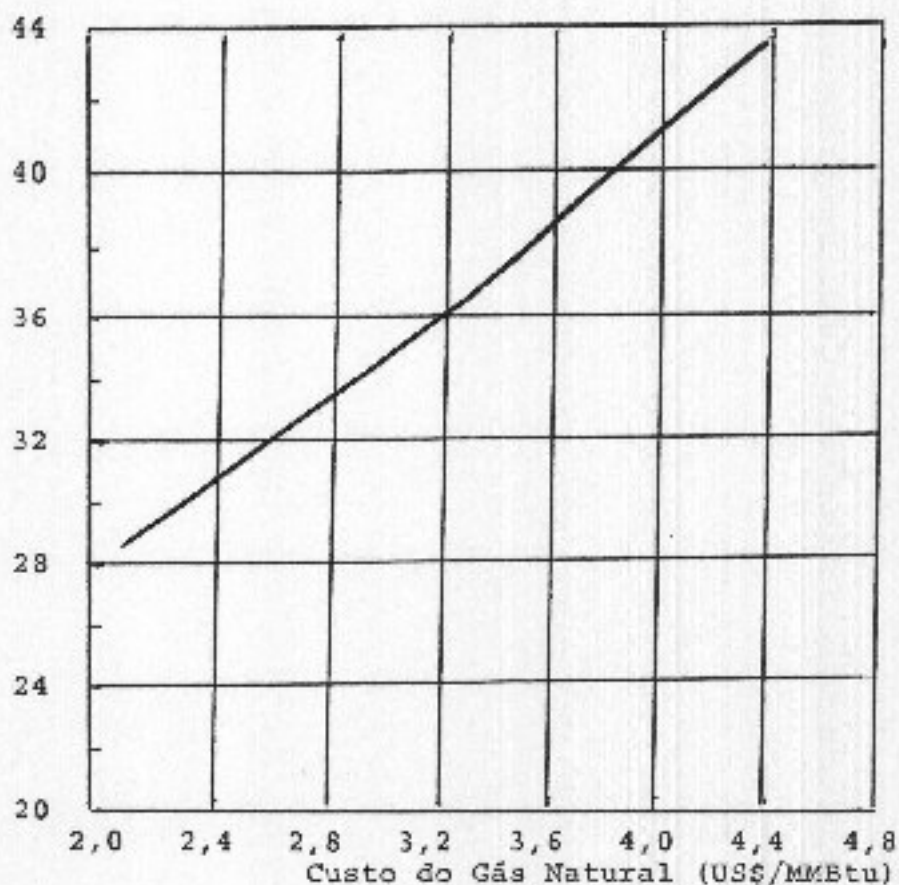


Figura 5.2 - Influência do Custo do Gás Natural no Custo de Geração

BASE PARA O CÁLCULO

Valor do Investimento	US\$ 126.200.000
Potência Instalada	317,5 MW
Fator de Capacidade	60 %
Prazo de Amortização	20 anos
Taxa de desconto	12 % ao ano

Custo de
Geração
(US\$/MWh)

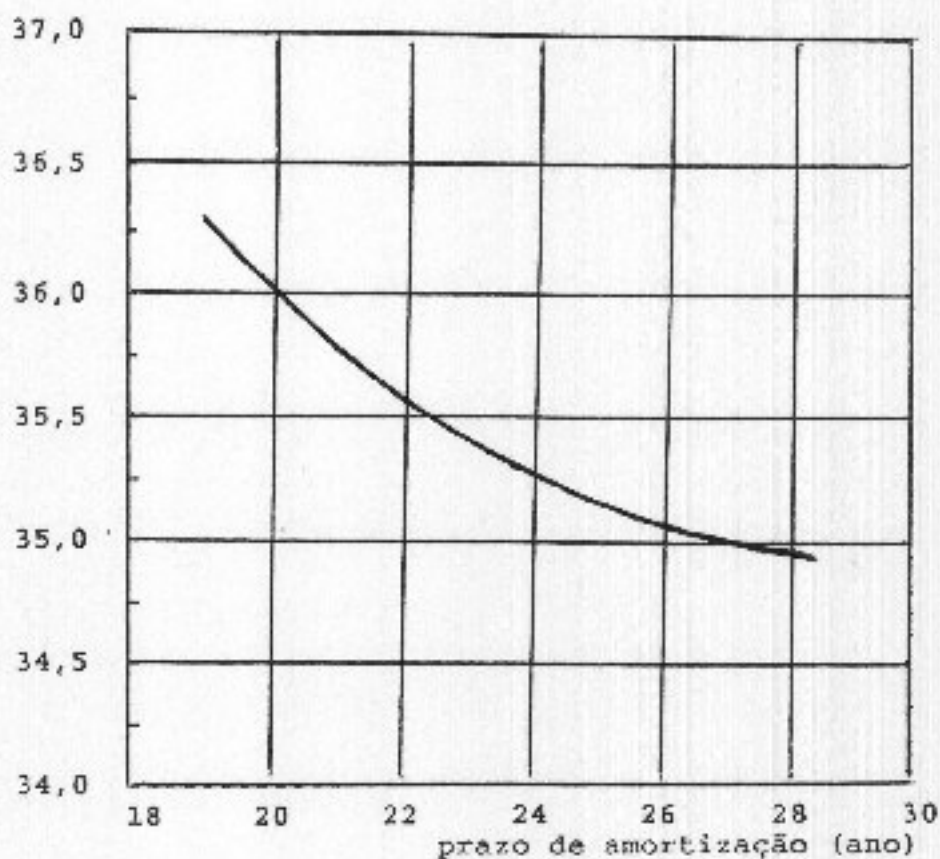


Fig. 5.3 - Influência do Prazo de Amortização no Custo de Geração

BASE PARA O CÁLCULO

Valor do Investimento	US\$ 126.200.000
Custo do Gás Natural	0,126/ US\$/Kg
Potência Instalada	317,5 MW
Taxa de desconto	12 % ao ano
Fator de Capacidade	60 %

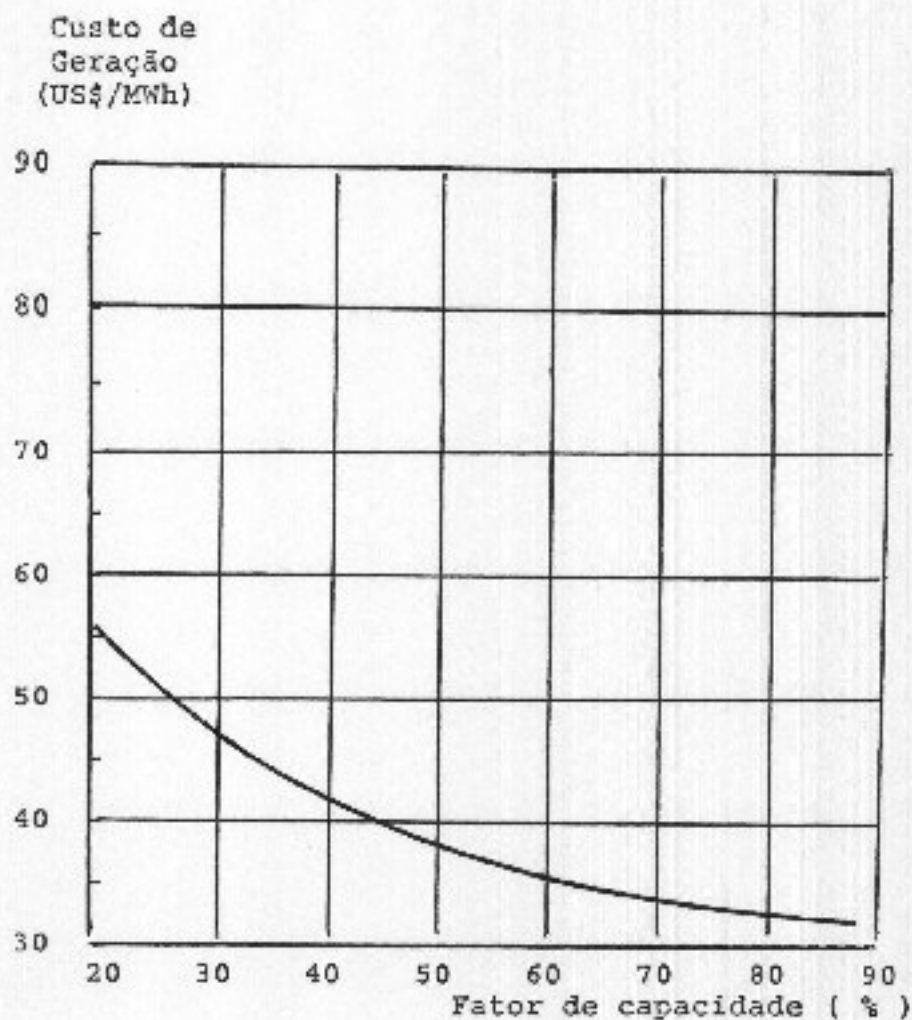


Fig. 5.4 - Influência do Fator de Capacidade no Custo de Geração

BASE PARA CÁLCULO

Valor do Investimento	US\$ 126.200.000
Custo do Gás Natural	0,1246 US\$/Kg
Prazo de Amortização	20 anos
Potência Instalada	317,5 MW
Taxa de desconto	12 % ao ano

6 - ANÁLISE DE IMPACTOS AMBIENTAIS

6.1 - INTRODUÇÃO

A substituição do óleo combustível pelo gás natural na Usina Termoelétrica Piratininga, apresenta importantes vantagens sob o ponto de vista ambiental, mesmo quando se leva em conta o aumento da sua capacidade instalada, passando cada uma das unidades 1 e 2, de 100 MW para 317,5 MW.

Este estudo focaliza a emissão de materiais particulados, anidrido sulfuroso (SO_2), anidrido sulfúrico (SO_3), monóxido de carbono (CO) hidrocarbonetos, e óxidos de nitrogênio (NO_x). Considerando-se o consumo de óleo combustível da Usina Piratininga nas condições atuais em plena carga, e o consumo de gás natural da nova instalação convertida em ciclo combinado, ambas com fator de potência de 60%, verifica-se que apesar do aumento da potência, a emissão de poluentes diminui. Adotou-se para cada kilowatt-hora de energia produzida, respectivamente 0,261 kilogramas de óleo para a usina nas condições atuais, e 0,170 kilogramas de gás natural para a usina convertida.

Estudos elaborados pela Secretaria de Minas e Energia do Estado da Bahia, para a poluição atmosférica do Polo Industrial de Aratu e Salvador, adotaram como ponto de partida os fatores de emissão relativos ao óleo combustível

e ao gás natural, com teores de enxofre respectivamente iguais a 5% e 0,0004% (4mg/Nm³) conforme a Tabela 6.1.

TABELA 6.1 - EMISSÃO DOS PRINCIPAIS POLUENTES POR METRO CÚBICO DE GÁS NATURAL EQUIVALENTE

tipos de poluentes	emissão de poluentes (Kg/1000 m ³ de GN equivalente)	
	óleo	gás natural
mat. particulados	3,50	0,16
SO ₂	95,00	0,01
SO ₃	1,25	0,00
CO	0,63	0,27
Hidrocarbonetos	0,12	0,05
NO _x	7,50	2,80

Fonte: Secretaria de Minas do Estado da Bahia, 1990

6.2 - EMISSÃO DE POLUENTES POR TON DE COMBUSTÍVEL

A partir da Tabela 6.1 , admitindo-se para o gás natural boliviano uma massa específica de 0,843 kg/Nm³ elaborou-se a Tabela 6.2, que mostra a quantidade de poluentes emitidos em cada caso, por unidade de massa do combustível. Considerou-se que 1000 Nm³ de gás natural equivalem energeticamente a 1 ton de óleo combustível.

TABELA 6.2 - EMISSÃO DE POLUENTES POR TONELADAS DE COMBUSTÍVEL

tipos de poluentes	emissão de poluentes (kg/ton de combustível)	
	óleo	gás natural
mat. particulados	3,50	0,18
SO ₂	95,00	0,01
SO ₃	1,25	0,00
CO	0,63	0,32
hidrocarbonetos	0,12	0,06
NO _x	7,50	3,32

Fonte: Valores calculados a partir da Tabela 6.1

6.3 - EMISSÃO DE POLUENTES POR MWH PRODUZIDO

A partir dos valores da Tabela 6.2, pode-se estabelecer as condições para as duas situações da Usina Termoelétrica Piratininga, antes e depois da sua conversão em ciclo combinado. Multiplicando-se os valores da Tabela 6.2 pelos respectivos consumos específicos, pode-se calcular as emissões de poluentes para cada unidade de energia elétrica produzida. Para a situação atual de operação da Usina Piratininga, o consumo específico de óleo combustível correspondente a um rendimento energético de 30%, é de 0,261 kg/kWh, ou 0,261 toneladas de combustível por megawatt-hora na saída do gerador. Para o ciclo

combinado, com 50,6% de rendimento, o consumo específico de gás natural é 0,170 kg/kWh, ou também 0,170 toneladas de gás natural, por megawatt-hora na saída do gerador. A tabela 6.3 mostra os valores das emissões de poluentes para cada megawatt-hora produzido.

TABELA 6.3 - EMISSÃO DE POLUENTES POR UNIDADE DE POTÊNCIA

tipos de poluentes	emissão de poluentes (Kg/MWh)	
	óleo	gás natural
mat. particulados	0,91	0,031
SO ₂	25,00	0,002
SO ₃	0,33	0,000
CO	0,16	0,054
hidrocarbonetos	0,03	0,010
NO _x	1,96	0,560

Fonte : Valores calculados a partir da Tabela 6.2

6.4 - EMISSÃO DE POLUENTES ANTES E DEPOIS DA CONVERSÃO

Para que se possa ter uma idéia da emissão de poluentes quando se efetua a conversão de uma das duas primeiras unidades em ciclo combinado, elevando-se a potência final para 317,5 MW, elaborou-se a Tabela 6.4.

Nesta tabela estão representadas as emissões de poluentes provocadas pela instalação atual funcionando em plena carga, e pela instalação convertida, produzindo 317,5 MW. Basta, para isto, multiplicar os valores da Tabela. 6.3 pela potência de cada situação.

Observa-se que, apesar do aumento de potência gerada após a conversão, a quantidade de materiais particulados foi reduzida em aproximadamente 9 vezes, e a quantidade de óxidos de enxofre praticamente reduzida a zero. As quantidades de monóxido de carbono, de hidrocarbonetos e de óxidos de nitrogênio sofreram pequenas alterações. Os números da Tabela 6.4 evidenciam uma grande vantagem ambiental após a conversão.

TABELA 6.4 - EMISSÃO DE POLUENTES EFETUADA POR UMA UNIDADE DA USINA PIRATININGA FUNCIONANDO EM PLENA CARGA , ANTES E DEPOIS DA CONVERSÃO

tipos de poluentes	emissão de poluentes (kg/h)	
	óleo (100 MW)	gás natural (317,5 MW)
mat. particulado	91	9,80
SO ₂	2500	0,63
SO ₃	33	0,00
CO	16	17,10
hidrocarbonetos	3	3,20
NO _x	196	177,00

Fonte: Valores calculados a partir da Tabela 6.3

6.5 - EMISSÃO MÉDIA DIÁRIA COM 60% DE FATOR DE CARGA

A Tabela 6.5 é obtida a partir da Tabela 6.4 multiplicando-se os seus valores pelo tempo efetivamente trabalhado pela unidade em plena carga, admitindo-se que durante o ano ela tenha operado 60% do tempo.

TABELA 6.5 - EMISSÃO MÉDIA DIÁRIA DE POLUENTES COM 60% DE FATOR DE CARGA, PARA UMA UNIDADE ATUAL DE 100 MW E A MESMA UNIDADE CONVERTIDA PRODUZINDO 317,5 MW

tipo de poluente	emissão de poluentes (kg/dia)	
	óleo	gás natural
mat. particulado	1310	141
SO ₂	38000	9
SO ₃	475	0
CO	230	249
hidrocarbonetos	43	46
NO _x	2822	2549

Fonte: Valores calculados a partir da Tabela 6.4

6.6 - EMISSÃO DE DIOXÍDIO DE CARBONO (CO₂)

A emissão de gás carbônico deverá aumentar, após a repotenciação da Usina Termoelétrica Piratininga, em virtude do aumento absoluto e redução relativa do consumo de combustível. O cálculo da quantidade de CO₂ emitida pela

queima do gás natural, foi elaborado partir da composição do gás boliviano, conforme dados constantes na Tabela 4.2.

A partir da composição molar do gás natural, calculou-se a sua composição em massa. Em seguida, conhecendo-se as equações de reação de cada componente da mistura de hidrocarbonetos, calculou-se a quantidade de gás carbônico produzido na combustão. Com os valores acima, verificou-se que a massa total de CO_2 produzida na queima completa de 100 kg de gás natural é 276,8 kilogramas. A Tabela 6.6 mostra todos os valores encontrados nas várias etapas acima descritas.

TABELA 6.6 - EMISSÃO DE DIÓXIDO DE CARBONO

componente	fração molar (%)	fração massica (%)	massa de CO_2 (kg/100kg de GN)
CH_4	86,80	73,69	202,6
C_2H_6	7,52	11,98	35,1
C_3H_8	3,39	7,91	23,7
C_4H_{10}	1,11	3,41	10,4
C_5H_{12}	0,28	1,07	3,3
C_6H_{12}	0,08	0,36	1,1
C_7H_{14}	0,04	0,21	0,6

Fonte: Secretaria de Tecnologia do Estado de São Paulo 1982

Os valores da última coluna, quando somados representam a quantidade total de CO₂ (276,8 kg) produzida durante a combustão total de 100 kg do gás natural provenientes da Bolívia, contendo a composição da primeira coluna da Tabela 6.6. A alternativa escolhida para a conversão das unidades 1 e 2 da Usina Termoelétrica Piratininga, de acordo com as Tabelas 3.13, 3.14 e 3.15. implicaria em um consumo de 53.960 kg/h de gás natural, correspondendo a um consumo específico de 0,170 kg/kWh para a produção de 317,5 MW. Nestas condições, calcula-se a produção horária de CO₂, devido ao funcionamento de uma das unidades convertidas.

$$M_{CO_2} = (276,8/100) \times 53960 = 149.360 \text{ kg/h}$$

Admitindo-se o fator de capacidade de 60% calcula-se uma média diária de 2.150 ton/dia de CO₂ atirados na atmosférica. Considerando-se uma produção de 317,5 MW por uma das duas unidades convertidas, e 60% de fator de carga, resulta uma emissão de 470 kg CO₂/MWh.

Esta média tem sentido quando comparada com as emissões de CO₂ feitas pela Usina Piratininga antes da conversão, e referidas à uma unidade de eletricidade produzida. Esta comparação torna-se possível através dos dados da Tabela 6.7, que indicam as emissões de CO₂ a

partir da queima completa de alguns combustíveis , com base nas modernas instalações com elevados índices de combustão.

TABELA 6.7 - EMISSÃO DE CO₂ POR UNIDADE DE ENERGIA DO COMBUSTÍVEL

combustível	(g C/MJ)	(g CO ₂ /MJ)	(kg CO ₂ / kg de comb)
lignita	25,2	92	
carvão	23,7	87	
óleo	19,9	73	3,23
gás natural	13,5	49	2,33

Fonte: Deborah Wilson, 1990

A Tabela 6.7 indica uma emissão de 2,33 kg de CO₂ e a partir da Tabela 6.6 calculou-se 2,76 kg de CO₂ para cada kilograma de gás natural queimado totalmente. Sendo próximos os dois valores, pode-se admitir para efeito de comparação o maior dos dois, correspondente à pior situação. Este número conduz a uma emissão diária de 2150 ton/dia de monóxido de carbono, correspondendo a uma potência instalada de 317,5 MW com 60% de fator de carga.

Na situação atual pode-se admitir para a Usina Piratininga a emissão de 3,23 kg de CO₂ para cada kg de óleo combustível queimado totalmente. Admitindo-se um consumo específico de óleo combustível de 0,270 kg/kWh, conforme dados das Tabelas 1.1 e 1.2 , calcula-se um consumo diário de 388.800 kg de óleo combustível, com

emissão diária de 1.256 kg de CO₂ , correspondendo a uma emissão específica de 872 kg de CO₂ para cada megawatt de potência elétrica produzida , resultando:

situação atual	872 kg CO ₂ /MWh	1.246 kg de CO ₂ /dia
após a conversão	470 kg CO ₂ /MWh	2150 kg de CO ₂ / dia

6.7 - AS EMISSÕES EM PAÍSES DA OCDE

A Agência Internacional de Energia, em uma publicação feita pela OCDE, mostra uma tabela com as emissões de gás sulfídrico (SO₂) resultantes da queima de vários combustíveis fósseis, entre eles o gás natural e o óleo combustível de baixo teor de enxofre

As Tabelas 6.7 e 6.7_a representam os valores fornecidos pela OCDE, com as unidades originais e com as unidades convertidas. Estas unidades contam com os equipamentos de dessulfurização dos gases de combustão , também conhecidos como DGC. Os seguintes fatores de conversão foram adotados:

$$1 \text{ MJ/kg} = 234 \text{ Kcal/kg}$$

$$1 \text{ mg de SO}_2/\text{MJ} = 0,0036 \text{ kg de SO}_2/\text{MJ}$$

TABELA 6.8 - EMISSÃO DE SO₂ NA QUEIMA DE ALGUNS COMBUSTÍVEIS FÓSSEIS POR UNIDADE DE ENERGIA DO COMBUSTÍVEL

Combustível	Enxofre (%)	Poder Calorífico (MJ/kg)	Emissão de SO ₂ (mg/MJ)
Carvão	1,000	25	720,00
Carvão	3,000	25	2.200,00
Óleo pesado	3,000	42	1.400,00
Óleo	1,000	42	480,00
Gás Natural	0,002	53	0,73

Fonte: Agência Internacional de Energia, 1990

TABELA 6.8_a - EMISSÃO DE SO₂, POR UNIDADE DE ENERGIA DISPONÍVEL NO COMBUSTÍVEL

Combustível	Enxofre (%)	Poder Calorífico (Kcal/kg)	Emissão de SO ₂ (kg/MWh)
Carvão	1,000	5.850	2,590
Carvão	3,000	5.850	7,920
Óleo	3,000	9.828	5,040
Óleo	1,000	9.828	1,730
Gás Natural	0,002	12.402	0,002

Fonte: Valores calculados a partir da TABELA 6.8

Entretanto, a Tabela 6.8_a representa as emissões de SO₂, por unidade de energia disponível nos combustíveis, enquanto que a tabela Tabela 6.6 refere-se a uma unidade de energia produzida no gerador. Para que se possa comparar as duas tabelas, as emissões devem ter a mesma base para

referência. Admitindo-se para uma instalação a carvão um rendimento de 25%, para uma usina a óleo combustível 30% e para uma instalação de turbina a gás com ciclo combinado 50%, a Tabela 6.7 passa a ter os seguintes valores:

TABELA 6.8_b - EMISSÃO DE SO₂, POR UNIDADE DE ENERGIA MEDIDA NA SAÍDA DO GERADOR ELÉTRICO

Combustível	Enxofre (%)	Poder Calorífico (kcal/kg)	Emissão de SO ₂ (kg/MWh elé)
Carvão	1,000	5.850	10,460
Carvão	3,000	5.850	31,680
Óleo	3,000	9.828	16,800
Óleo	1,000	9.828	6,920
Gás Natural	0,002	12.402	0,004

Fonte: Valores calculados a partir da Tabela 6.8_a

O último valor da Tabela 6.8_b serve como termo de comparação com os resultados obtidos nas tabelas anteriores, lembrando-se que:

1 - O gás natural da Tabela 6.3 contém 0,0004% de enxofre e apresenta uma emissão de 0,002 kg de SO₂ para cada MWh de energia elétrica produzida.

2 - O gás natural dos países da OCDE, com 0,002% de teor de enxofre (cinco vezes maior) produzem 0,004 kg

de SO_2 para cada MWh de energia elétrica produzida (o dobro da anterior).

3 - Conclui-se que os gases produzidos pelos países da OCDE contêm 2,5 vezes menos gás sulfídrico, quando comparados com o combustível em questão, desde que ambos apresentem o mesmo teor de enxofre. Este fato é compreensível, sabendo-se que nos países da OCDE a maior parte das instalações já utiliza os equipamentos de dessulfurização de gases de combustão. (DGC)

7 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 ASPECTOS TÉCNICOS DA CONVERSÃO

Analisada no ponto de vista técnico, a conversão da Usina Termoelétrica Piratininga em ciclo combinado para utilização do gás natural, apresentaria vantagens significativas principalmente no que se refere ao rendimento termodinâmico. Um ciclo convencional com turbina a vapor apresenta rendimento em torno de 30% , sendo este o caso das unidades 1 e 2 da Usina Piratininga. Quando convertidas, estas mesmas unidades passariam a ter rendimentos de 50% sendo este valor, próximo dos mais elevados rendimentos de conversão termoelétrica que hoje já ultrapassaram o patamar de 50%.

A repotenciação da Usina Piratininga, considerando-se a sua localização praticamente dentro do área de consumo, facilitaria a transmissão da potência adicional, minimizando as perdas que naturalmente ocorreriam se fosse construída outra central mais distante, de capacidade equivalente ao acréscimo resultante da conversão.

O custo marginal de transmissão de energia elétrica, hoje está muito próximo de 12 US\$/MWh, e este seria o custo de transmissão evitado com a repotenciação da Usina Piratininga.

A conversão proposta ficaria entretanto na dependência do suprimento do gás natural, em quantidade ainda hoje impossível de ser fornecida pela Comgás. Por outro lado, o montante necessário seria conseguido com a

construção do gasoduto vindo da Bolívia ou da Argentina. O parque industrial de São Paulo seria o maior beneficiário do projeto do gasoduto, pois o consumo das unidades 1 e 2 com 60% de fator de carga, seria em torno de 10^6 Nm³/dia, restando ainda cerca de 7×10^6 Nm³/dia para fins industriais. Uma parte deste excedente seria consumido no trajeto do gasoduto, por pequenas centrais termoelétricas do sul do país, no caso da opção pelo gasoduto vindo da Argentina.

As turbinas a gás de grande e médio porte, encontram-se facilmente no mercado internacional, sendo a sua instalação feita em prazo relativamente curto. Desta forma, as obras de repotenciação da Usina Piratininga demandariam mais tempo na instalação do gás natural e nas adaptações elétricas e mecânicas, do que na aquisição e instalação das turbinas a gás. Estas turbinas poderiam funcionar isoladamente enquanto fossem efetuadas as conexões com as atuais instalações do ciclo a vapor, a exemplo do que ocorreu na Usina Ambarli de Ciclo Combinado da Turquia, cujas turbinas a gás iniciaram a operação em 09/04/89, oito meses antes do início de operação das turbinas a vapor.

Entretanto, algumas dificuldades de ordem técnica estão envolvidas com a conversão da Usina piratininga. A água que passa pelos condensadores atualmente é suprida pelo rio Pinheiros que cujo grau de poluição não é compatível com as suas funções. Estuda-se a instalação de torres de resfriamento para um ciclo fechado da água dos condessadores. Os investimentos na conversão em ciclo combinado implicariam necessariamente na instalação de torres de resfriamento.

Convém ressaltar que a água nas condições atuais, em pouco tempo suja os tubos dos condensadores provocando queda do vácuo e redução de rendimento.

Por outro lado a conversão, conforme foi proposto na terceira alternativa, exigiria a remoção da caldeira atual, cujo custo não foi apropriado neste estudo. Este custo seria evitado se o local escolhido para as novas instalações fosse a área localizada ao lado do pátio de alta tensão, conforme sugere a Figura 4.2.

7.2 - ASPECTOS AMBIENTAIS

A repotenciação da Usina Piratininga implicaria, em termos absolutos, em maiores quantidades de materiais poluentes atirados na atmosfera. Em termos relativos, a emissão de poluentes seria reduzida devido à utilização do gás natural que apresenta melhores características ambientais e à redução do consumo específico de combustível, resultante do aumento de rendimento. A Tabela 6.5 mostra com bastante propriedade que, apesar do aumento da potência, haveria uma enorme redução nas emissões de materiais particulados, de SO_2 e de SO_3 , uma pequena redução nas emissões de NO_x e um pequeno aumento em CO e hidrocarbonetos.

Conclui-se que a substituição do óleo combustível pelo gás natural, além de viabilizar o ciclo combinado, contribuiria também para reduzir o impacto ambiental, no que se refere aos poluentes mencionados, permitindo ainda o

triplicar a potência com maior rendimento energético.

Entretanto, no que se refere ao CO_2 , em termos relativos as emissões seriam reduzidas praticamente à metade, passando de 872 kg/MWh para 470 kg/MWh após a conversão. Considerando-se o aumento de potência, a emissão diária, com 60% de fator de carga passaria para 1.246 kg e 2.150 kg, respectivamente antes e depois da conversão.

7.3 - ASPECTOS ECONÔMICOS

A análise preliminar feita neste estudo conduziu um custo de geração de 36,0 US\$/MWh, perfeitamente compatível com as tarifas praticadas pelas concessionárias de energia elétrica do Brasil. A Conversão das unidades 1 e 2 custaria aproximadamente 252,4 milhões de dólares para inserir na rede mais 435 MW a um custo de 580 US\$/kW, compatível com as instalações de ciclos combinados financiadas pelo Banco Mundial.

Entretanto, o custo de geração ficaria um pouco abaixo do custo atual de geração da Usina Piratininga, aproximadamente 29 US\$/MWh, considerando-se o custo menor do óleo combustível, o mesmo fator de capacidade, o rendimento de 30 % e custos de manutenção e de uma reforma geral, e investimento inicial já totalmente amortizado.

O custo de geração ficaria também sujeito às variações da taxa de desconto do mercado internacional, bem como à tendência crescente do custo do gás natural,

representadas nas análises de sensibilidade , onde se observa que o custo de geração pode chegar a 42 US\$/MWh quando o custo chegar próximo dos 4,2 US\$/MMBtu.

Recomenda-se um estudo mais profundo sobre as reais condições das instalações da Usina Piratininga, bem como sobre o custo de uma reforma geral que justifique os investimentos na conversão. Este estudo não tem a pretensão de ser um projeto de engenharia, mas sugere um caminho para o aproveitamento das atuais instalações, visando elevar tanto a potência como também o rendimento de conversão termoelétrica. Tem também o objetivo de incentivar o uso do gás natural como fonte nobre de energia, produzindo efeitos positivos tanto na parte econômica quanto na ambiental.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABEGAS. *Publicação Interna*. São Paulo, 63 p., 1990.
- ARRHENIUS, E., WALTZ, T.W. *The Greenhouse Effect. Implications for Economic Development*. Washington, s.d. (World Bank Discussion Papers N.78)
- BECKER, B., ZIEGLER M. *The New Siemens/KWU Model V64.3 Gas Turbine Siemens*. Germany, 9 p., s.d.
- BENVENUTI, E., GUSSO, R. *Design and Development of the PGT 10 Heavy Duty Advanced Gas Turbines*. Italy, Nuovo Pignone, 13 p., s.d.
- BETTOCCHI, R., GUSSO, R. *Comparative Analysis of Gas Turbines With and Without Supplementary Firing*. Italy, Nuovo Pignone, 10 p., s.d.
- BETTOCCHI, R., GUSSO, R. *The Cogeneration Plant at S. Donato Milanese*. Italy, Nuovo Pignone, s.d.
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *The Theory of Steam and Gas Turbine Installations*. Switzerland, 44 p., s.d.
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *Power Plant for the Medium Output Range. Criteria Governing the Choice of the Optimum Plant*. Switzerland, 12 p., s.d. (Pub. CH-T.040.083E)
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *A Comparison of Power Plants for Cogeneration of Heat and Electricity*. Switzerland, 9 p., s.d. (Pub. CH-KW.1089.87E)
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *Combined Steam and Gas Turbine Power Plant*. Switzerland, 11 p., s.d. (Pub. CH-T.040.013E)
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *Operation Experience With Steam Turbines in Combined Cycle Power Plants*. Switzerland, 12 p., s.d. (Pub. CH-T.040.193E)
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *The Conversion of Gas Turbines Cycle Power Plants*. Switzerland, 12 p., s.d. (Pub. CH-T.040.233E)
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *Combined Cycle Power Plants Series KA 9, KA 11 and KA 13*. Switzerland, 11 p., s.d. (Pub. CH-T.040.183E)
- BROWN BOVERI & CO. LTD. *Combined Cycle Power Plants, Series KA.8 and KA.13E*. Switzerland, 12 p., s.d. (Pub. CH-T.040.213E)

- BRUCKNER, H., FINCK, H.H., VEEMENA J.J. Topping the Groningen Steam Turbine Plant With a Gas Turbine. Reprint of ASME Paper 87-GT-38. Germany, Siemens AG, 11 p., s.d.
- COMGAS. Relatório de Atividades. São Paulo, 11p., 1990.
- COMGAS. Informações Gerais. São Paulo, 8p., 1992.
- ELETRORÁS. Plano 2010.
- ELETRORÁS. Programa Decenal de Geração 1993/2002. Rio de Janeiro, 1992 (GCPS/N/CTEE/GTSI No. 029/92)
- ELETRORÁS. Sistema Hidroelétrico de São Paulo. São Paulo, 16 p., s.d. (Publicação Interna)
- ELETRORÁS. Usina Termoelétrica de Piratininga. São Paulo, 1988.
- GASEXPO. Gasoduto Brasil-Bolívia. São Paulo, 16p., 1982.
- GUSSO, R., PUCCI, M., GALETTI, A. High Efficiency Combined Cycles. Italy, Nuovo Pignone, 10 p., s.d.
- HUKAI, R.Y. Uma Nova Opção de Termoelétricidade: O Ciclo Combinado a Gás Natural. CESP, s.d.
- IENO, G.O. Termodinâmica. São Paulo, 260 p., 1978. (Publicação Didática)
- JAAKKO POYRY ENGENHARIA LTDA. O Gás Natural Liquefeito como Alternativa de Suprimento para Minas Gerais. São Paulo, 28 p., s.d.
- JOYCE, J.S. The GUD Type of Large Combined Cycle Power Plants. Reprint of Power Generation Technology. Germany, Siemens AG, 6 p., 1989.
- JOYCE, J.S. The Modular Design and Automated Operation of GUD Combined Cycle Power Plants. Germany, Siemens AG, 11 p., s.d.
- JOYCE, S.J., ZOERNER, W.E. The Many Viable Options of Combining Gas and Steam Turbines to Improve the Generation Efficiency of New and Existing Power Plants. Conference on Electric Power Supply Industry. Philippines, 14 p., 1984.
- LLOYD, A. Thermodynamics of Chemically Recuperated Gas Turbines. Princeton, 1991. Dissertação (Mestrado) - Center for Energy and Environmental Studies, Princeton University.

- MITSUBUSHI HEAVY INDUSTRIES LTD. **Steam Turbine Handbook for Cogeneration**, 104 p., s.d.
- MODERN POWER SYSTEMS. **Communicating Power Technology Worldwide**. Essex, v.12, n.6, June 1992.
- MOORE, E., CROUSILLAT, E. **Prospects for Gas-Fueled Combined-Cycle Power Generation in the Developing Countries**. The World Bank Industry and Energy Department, PRE. Washington, 1991, 69p. (Energy Series Paper n. 35).
- SANGIOVANNI, L., GUSSO, R. **Recent Trends in the Development of Gas Turbines for Combined Cycles and Cogeneration**. Italy, Nuovo Pignone, 17 p., 1990.
- SHELDON, O.C. **Proposta de um Gasoduto São Paulo-Santa Cruz**. Secretaria de Tecnologia do Estado de São Paulo. São Paulo, 1982.
- SIDDIQUI, N.H., BAKER, E.W., GREGOR, D., HERRMANN, B. **Kot Addu Uprated to Combined Cycle**. **Modern Power Systems**. v.9, n.3, p.59-70, 1989.
- SIEMENS. **World's Largest Gas Turbines for Ambarli Combined Cycle**. Germany, 12 p., 1988.
- SIEMENS. **Low-Pollution Combustion in Gas Turbines**. Germany, 5 p., 1989.
- SILVA, R.B. **Geradores de Vapor de Água**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 260 p., 1961.
- SUTTON, A.K. **STAG: Combined-Cycle Reliability**. USA, 12 p., 1984.
- TECHNOPLAN-TECNOLOGIA E PLANEJAMENTO LTDA. **Alternativas de Rotas de Gasodutos para Inserção do Gás Natural Argentino na Região Sul-Sudeste do Brasil**. São Paulo, 28 p., s.d.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Basic Gas Turbine Engine Technology**. USA, 181 p., s.d.
- VAN WYLEN, G.J., SONNTAG, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Trad de Eitaro Yamane e Remi Benedito Silva. São Paulo, Ed. Edgard Blücher Ltda., 1976.
- WILLIAMS, R. H. **Aeroderivative Turbines for Stationary Power**. Princeton, 90p., 1988 (PU/CEES Report N. 226).
- WILLIAMS, R.H. **Biomass Fired Steam-Injected Gas Turbine Cogeneration**. In: ASME COGEN-TURBO SYMPOSIUM. **Proceedings**. USA, 10 p., 1988.



WILLIAMS, R.H., LARSON, E.D. Steam-Injected Gas
Turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines
and Power*. USA, 9 p., 1987.

INSTITUTO DE CIÊNCIAS E ENERGIA USP
BIBLIOTECA Prof. Fonseca Telles
Nº 1137 du