

CAIO DE PAULA LEITE

**SELEÇÃO DE CENTRAIS TERMOELÉTRICAS UTILIZANDO
GÁS NATURAL E BAGAÇO DE CANA**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

São Paulo

2003

CAIO DE PAULA LEITE

**SELEÇÃO DE CENTRAIS TERMOELÉTRICAS UTILIZANDO
GÁS NATURAL E BAGAÇO DE CANA**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Arlindo Tribess

São Paulo
2003

À Elza Maria, minha esposa, que pacientemente acompanhou o desenvolvimento deste trabalho, e soube incentivar-me até o final com amor e dedicação.

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Arlindo Tribess, que mesmo com as suas inúmeras atribuições e responsabilidades, sempre esteve disponível para me orientar e incentivar.

Ao Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr., pelas valiosas sugestões que muito me auxiliaram na elaboração desta dissertação.

Ao Prof. Dr. Gilberto Oswaldo Ieno, pelas inúmeras discussões e contribuições que permitiram uma análise criteriosa deste trabalho.

Ao Prof. Armando Loreto Júnior, pela ajuda que me proporcionou, demonstrando grande amizade.

Ao meu ex-aluno e hoje engenheiro, Leonardo Moneci Zamboni, pela colaboração efetiva e, em particular, no uso do programa computacional.

Aos colegas da UniFEI e da Escola Politécnica, pelo apoio e incentivo.

Aos meus filhos, Caio Luiz, Ana Célia e Maria Sílvia, pela compreensão e paciência.

A todos os amigos e familiares que me incentivaram e apoiaram durante este trabalho.

SUMÁRIO

Lista de Tabelas

Lista de Figuras

Lista de Símbolos

Resumo

Abstract

1 INTRODUÇÃO	1
1.1. Preliminares	1
1.2. Objetivos da dissertação	4
2 GÁS NATURAL	6
2.1. Gás natural como energia	6
2.1.1. Gás natural: origem e conceitos gerais	6
2.1.2. Características do gás natural	6
2.1.3. Poder calorífico de massa	7
2.1.4. Vantagens do gás natural	9
2.1.5. Sistemas de geração de eletricidade com gás natural	10
2.2. Reservas de gás natural	13
2.2.1. Reservas mundiais de gás natural	13
2.2.2. Reservas de gás natural na América do Sul	17
2.2.3. Potencial de consumo do gás natural no Brasil.....	20
2.3. Gasodutos.....	26
2.3.1. Produção brasileira	26
2.3.2. Gasoduto internacional Bolívia-Brasil	32
2.3.3. Gasoduto Argentina-Brasil	37
2.3.4. Gás natural liquefeito	39
3 BAGAÇO DE CANA	40
3.1. O aproveitamento do bagaço de cana como combustível para geração de eletricidade	40
3.2. Instalações de cogeração com bagaço de cana utilizando o ciclo de Rankine	43
3.3. Aspectos econômicos da cogeração em usinas e destilarias	50

4	GERAÇÃO ELÉTRICA DO GÁS NATURAL, TURBINAS A GÁS E CICLO COMBINADO	52
4.1.	Turbinas a gás	52
4.1.1.	Desenvolvimento histórico	52
4.1.2.	Modo de operar da turbina a gás	53
4.1.3.	O ciclo teórico de uma turbina a gás	54
4.1.4.	Condições reais de funcionamento da turbina a gás	60
4.1.5.	Turbinas com injeção de vapor	64
4.1.6.	Compressão com resfriamento intermediário	67
4.2.	Ciclo combinado	69
4.2.1.	Ciclo combinado utilizando um ciclo de Rankine simples.....	71
4.2.2.	Avaliação do ciclo combinado utilizando o ciclo de Rankine simples	72
4.2.3.	Ciclo combinado utilizando um ciclo de Rankine regenerativo	75
4.2.4.	Ciclos combinados em operação	76
4.2.5.	Revisão bibliográfica de ciclos combinados	82
4.2.6.	Aplicações na Indústria Siderúrgica	93
4.2.7.	Futuras instalações de ciclo combinado	96
4.3.	Custo de geração de uma usina termoeletrica	98
4.3.1.	Custo anual total	99
4.3.2.	Energia anual produzida	102
5.	TURBINAS A GÁS E CICLOS COMBINADOS UTILIZANDO BAGAÇO DE CANA	104
5.1.	A utilização de turbina a gás com gaseificadores de bagaço de cana	104
5.2.	Avaliação técnicas dos progressos de turbina a gás com gaseificador.....	106
5.3.	Custos de instalação de componentes para processos de gaseificados em turbinas a gás	110
5.4.	Redução na emissão de poluentes pela utilização de biomassa na produção de eletricidade	111
5.5.	Perspectivas finais	113
6.	SELEÇÃO DE CENTRAIS TERMOELÉTRICAS	115
6.1.	Introdução.....	115
6.2.	Configurações.....	115
6.2.1.	Ciclos de potência.....	115
6.2.2.	Plantas de cogeração.....	118
6.3.	Condições de operação.....	118

6.4. Estudo das configurações.....	119
6.5. Análise termoeconômica.....	120
6.5.1. Configurações.....	123
6.5.2. Análise dos resultados.....	137
6.6. Avaliação do custo da energia elétrica e vapor em função do custo do bagaço de cana.....	138
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS	142
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	144
ANEXO A – PROGRAMA CYCLE TEMPO.....	A.1
ANEXO B – RESULTADO DAS SIMULAÇÕES.....	B.1

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Entalpia de Combustão (Feltre, 1985) e poder calorífico em massa (25°C e 1 atm).....	07
Tabela 2.2	Composição do gás natural boliviano (YPFB, 1998).....	08
Tabela 2.3	Propriedades do gás natural boliviano.....	08
Tabela 2.4	Comparação econômica de várias opções de geração de eletricidade (em US\$/MWh).....	12
Tabela 2.5	Reservas, produção e consumo de gás natural no mundo (bilhões de metros cúbicos).....	16
Tabela 2.6	Reservas sul-americanas de gás natural (bilhões de metros cúbicos).....	17
Tabela 2.7	Previsão das termoelétricas para o Brasil 1998-2008.....	21
Tabela 2.8	Mapa dos Estados, 1998 (milhões de metros cúbicos por dia).....	23
Tabela 2.9	Produção Brasileira, 1998 (milhões de metros cúbicos por dia).....	27
Tabela 2.10	Reservas Prováveis Brasileiras, 1998 (bilhões de metros cúbicos).....	27
Tabela 2.11	Sistema de Gás Natural do Nordeste-Petrobrás, 1998 (milhões de metros cúbicos por dia).....	30
Tabela 2.12	Sistema de Gás Natural do Sul/Sudeste-Petrobrás - 1998 (milhões de metros cúbicos por dia).....	32
Tabela 2.13	Acionários do Gasoduto Bolívia-Brasil.....	35
Tabela 2.14	Contrato TCQ (103 metros cúbicos por dia).....	36
Tabela 2.15	Gás Natural do Gasoduto Bolívia-Brasil (milhões de metros cúbicos por dia).....	37
Tabela 3.1	Energia elétrica excedente obtida a partir do bagaço de cana em sistemas de turbina a vapor.....	49
Tabela 4.1	Dados para o cálculo do rendimento térmico.....	72
Tabela 4.2	Características principais da Usina Ambarly.....	76
Tabela 4.3	Características principais da Usina de Korneuburg de ciclo combinado.....	78
Tabela 4.4	Exemplos de Usinas que funcionam em ciclo combinado em vários países do Mundo.....	97
Tabela 4.5	Planilha de custo de geração para uma instalação de ciclo combinado (conforme tabela 4.1).....	103

Tabela 5.1	Geração de excedentes de eletricidade, a partir de bagaço de cana durante a safra	109
Tabela 6.1	Avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.1	124
Tabela 6.2	Avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.2	126
Tabela 6.3	Avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.3	128
Tabela 6.4	Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.4.....	130
Tabela 6.5	Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.5.....	132
Tabela 6.6	Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.6.....	134
Tabela 6.7	Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.7.....	136
Tabela 6.8	Quatro resumo dos custos de geração de eletricidade e vapor	137
Tabela B.1	Relações entre figuras do capítulo 6 e anexo B	B.1

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Sistema Norte-Petrobrás-Projeto Urucu.....	28
Figura 2.2	Gasoduto Nordesteão	31
Figura 2.3	Gasoduto Bolívia-Brasil-Vista Geral	33
Figura 3.1	Fluxograma de fabricação do açúcar e do álcool	40
Figura 3.2	Ciclo a vapor comumente usado em usinas e destilárias	44
Figura 3.3	Ciclo de turbina a vapor com condensação e extração (CEST).....	45
Figura 4.1	Esquema teórico de uma turbina a gás.....	55
Figura 4.2	Representação do ciclo teórico de uma turbina a gás	56
Figura 4.3	Condições reais de funcionamento do compressor e da turbina a gás	64
Figura 4.4	Turbina a gás com caldeira de recuperação e injeção de vapor na câmara de combustão	66
Figura 4.5	Compressor com resfriamento intermediário.....	67
Figura 4.6	Resfriador de ar do compressor.....	68
Figura 4.7	Compressor com resfriamento intermediário, seguido de um pré-aquecedor na saída	69
Figura 4.8	Ciclo combinado com turbina a gás e ciclo de Rankine simples	71
Figura 4.9	Ciclo combinado com turbina a gás e ciclo de Rankine regenerativo	75
Figura 4.10	Vapor do turbo resfriado de baixa pressão é injetado na turbina a gás.....	84
Figura 4.11	O ciclo combinado mostrando as duas turbinas e o sistema de combustível	85
Figura 4.12	Diagrama do sistema de cogeração com um ciclo combinado com a turbina a gás PET-10	93
Figura 4.13	Ciclo combinado soprador-alternador para Usina Siderúrgica	96
Figura 4.14	Custos de Turbinas a Gás.....	101
Figura 5.1	Processo STIG de turbina a gás com injeção de vapor com gaseificador	107
Figura 5.2	Ciclo combinado adaptado ao ciclo existente de turbina a vapor	108
Figura 6.1	Ciclo combinado com gás natural.....	116
Figura 6.2	Ciclo combinado com gás natural e com caldeira de bagaço de cana suplementar	117
Figura 6.3	Ciclo combinado com gás natural e injeção de bagaço	

	de cana na caldeira de recuperação	117
Figura 6.4	Planta de cogeração com gás natural	119
Figura 6.5	Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana suplementar	120
Figura 6.6	Planta de cogeração com gás natural e injeção de bagaço na caldeira de recuperação	121
Figura 6.7	Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana inoperante.....	122
Figura 6.8	Custo de bagaço de cana vs. custo de geração de energia elétrica (ciclo de potência).....	139
Figura 6.9	Custo do bagaço de cana vs. custo de geração de energia elétrica (plantas de cogeração).....	140
Figura 6.10	Custo do bagaço de cana vs. custo do vapor nas plantas de cogeração ..	142
Figura B.1	Ciclo combinado com gás natural, referente figura 6.1.....	B.3
Figura B.2	Ciclo combinado com gás natural e com caldeira de bagaço de cana suplementar, referente figura 6.2	B.5
Figura B.3	Ciclo combinado com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação, referente figura 6.3	B.8
Figura B.4	Planta de cogeração com gás natural, referente figura 6.4	B.10
Figura B.5	Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana suplementar, referente figura 6.5	B.12
Figura B.6	Planta de cogeração com gás natural e injeção de bagaço na caldeira de recuperação, referente figura 6.6.....	B.15
Figura B.7	Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana inoperante, referente figura 6.7	B.17

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
c	Consumo específico, kg/kWh
c	Custo unitário, US\$/MWh, US\$/MJ, US\$/t
C	Calor específico, kJ/kg°C
C	Custo, US\$/s
C	Carbono
C _a	Custo com amortização, US\$/ano
CA	Razão combustível ar, adimensional
C _c	Custo unitário de combustível, US\$/kg
c _{ca}	Custo do combustível anual, US\$/ano
C _{ca}	Custo energético de combustível, US\$/ano
C _{Cald}	Custo da caldeira, US\$/s
C _{Equip}	Custo do equipamento, US\$/s
CG	Custo de geração, US\$/MWh
c _{ia}	Custo de investimento anual, US\$/ano
C _p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg°C
C _{pm}	Calor específico médio, kJ/kg°C
c _{pma}	Custo operacional anual, US\$/ano
c _{ta}	Custo total anual, US\$/ano
C _{TG}	Custo da turbina a gás, US\$/s
C _{TV}	Custo da turbina a vapor, US\$/s
C _v	Calor específico a volume constante, kJ/kg°C
d, D	Diâmetro, m
E	Energia anual produzida, MWh/ano
E _x	Fluxo de exergia, kW
e _x	Exergia específica, kJ/kg
FRC	Fator de retorno de capital, adimensional
FC	Capacidade da instalação, adimensional
g	Aceleração gravitacional, m/s ²
H	Entalpia total, kW
h	Entalpia específica, kJ/kg
H	Hidrogênio
I	Custo do equipamento instalado, US\$

k	Relação entre calores específicos, adimensional
M	Fluxo de massa, kg/s
M	Massa, kg
M_c	Consumo de combustível, kg/h
m_c	Massa de combustível, kg/ano
n	Expoente politrópico, adimensional
O	Oxigênio
p	Pressão, kPa, bar
PCI	Poder calorífico inferior, kJ/kg
PCS	Poder calorífico superior, kJ/kg
Q	Fluxo de calor, kJ/s
Q	Calor, kJ
r_v	Relação de pressão, adimensional
S	Entropia total, kW/K
s	Entropia específica, kJ/kg K
S	Enxofre
T	Temperatura, °C, K
v	Volume específico, m ³ /kg
V	Volume total, m ³
W	Trabalho, kJ, kWh
W	Potência, kW
x	Título de vapor, %

Letras Gregas

η	Rendimento, adimensional
ρ	Massa específica, kg/m ³

RESUMO

O consumo de energia elétrica no Brasil vem crescendo cerca de 4.2% ao ano, de acordo o Plano Decenal da Eletrobrás de 1999. A capacidade de energia elétrica instalada é aproximadamente 50 000 MW, dos quais 75% encontram-se na região Sul/ Sudeste/ Centro-Oeste do País. O índice de crescimento indica a necessidade de um aumento da capacidade instalada de 2100 MW por ano para evitar o risco da falta de energia.

Por outro lado, o potencial hidráulico da região está praticamente esgotado e o governo encontra-se sem recursos para investimentos de grande monta. Diante deste quadro a solução é a construção de novas usinas termoelétricas, com a possibilidade da utilização do gás natural e do bagaço de cana.

O gás natural tem a vantagem de estar disponível em grande quantidade e de ser um combustível menos poluidor. E o bagaço de cana, por ser um subproduto de baixo valor, parte acaba sendo desperdiçado. Estes combustíveis apresentam ainda a vantagem de viabilizar o ciclo combinado, que consiste na associação de turbinas a gás com turbinas a vapor. Este ciclo opera com maiores rendimentos termoelétricos podendo resultar em menores custos de geração.

No presente trabalho são apresentadas várias alternativas de ciclos combinados utilizando-se o gás natural e aproveitando-se também da disponibilidade do bagaço de cana utilizado como energético. O trabalho consiste na determinação da melhor opção considerando critério de mínimo custo por kWh de energia produzida na seleção da central termoelétrica. Para tal foi realizada análise termoeconômica, com avaliação dos custos de produção de vapor e de eletricidade em base exergética, das configurações de ciclos de potência e de plantas de cogeração.

Os resultados mostram que os ciclos de potência e plantas de cogeração que utilizam gás natural e bagaço de cana, são bem mais econômicos que os que usam apenas gás natural, com redução de 48% no custo do vapor, 40% no custo de eletricidade gerada pela turbina a vapor no ciclo de potência e 37% no custo de eletricidade gerada pela turbina a vapor na planta de cogeração, para preços do gás natural e do bagaço de cana a 140 US\$/t e 7 US\$/t, respectivamente.

ABSTRACT

The electric power consumption in Brazil is growing about 4.2% a year, according to Eletrobrás Decenal Plan in 1999. The capacity of installed electrical power is approximately 50 000 MW, of the which 75% are in the Southern, South eastern and Middle western regions of the country. The growth rate indicates the need of an increase of the installed capacity of 2 100 MW a year to avoid the risk of the lack of energy.

On the other hand, the hydraulic potential sources of the region are practically exhausted and the government budget is low for this kind of investment. Therefore the solution would be the construction of new thermoelectric plants, with the possibility using natural gas and cane bagasse.

The natural gas has the advantage of being available in great amount and of being a less pollutant fuel. And the cane bagasse, for being a by-product of low value, part ends being wasted. These fuels still present the advantage of making possible the combined cycle that consists of the association of gas turbines with steam turbines. This cycle operates with larger thermoelectrical efficiencies which could result in smaller generation costs.

In the present work several alternatives of combined cycles are presented being used the natural gas and also taking advantage of the availability of the cane bagasse used as energy source. The work consists of the evaluation of the best option considering criterion of minimum cost for kWh of energy produced for the thermoelectrical plants selection. Thermoeconomic analysis was made evaluating the production costs of steam and electricity in exergetic basis for configurations of power cycles and cogeneration plants.

The results show that the power cycles and cogeneration plants that use natural gas and cane bagasse are much more economical than the ones that just use natural gas, with 48% reduction of steam cost, 40% reduction of electricity cost generated by the steam turbine in the power cycle and 37% reduction of electricity cost generated by the steam turbine in the cogeneration plant, for cane bagasse price at 7 US\$/t and natural gas price at 140 US\$/t.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Preliminares

O Brasil dispõe da maior bacia hidrográfica do mundo, com um incomparável potencial de geração de energia elétrica. Deste fato, vem a natural e histórica opção do Brasil por esta matriz energética. Hoje o Brasil dispõe de um dos maiores parques hidroelétricos do mundo, respondendo por quase 90% do total da energia elétrica gerada no país.

Por muitos anos conviveu-se com a impressão de que as fontes energéticas hidrológicas brasileiras seriam inesgotáveis. Porém, em meados dos anos 90, o sistema hidroelétrico brasileiro começou a dar sinais de esgotamento. Os excedentes de água que davam garantia de abastecimento até 1995, passaram a ser consumidos sem a compensação proporcional que deveria ser assegurada pelos períodos chuvosos.

De 1996 a 2000 abriu-se o mercado energético à iniciativa privada, para que investimentos complementares viessem a assegurar o atendimento de uma demanda em constante crescimento. Porém, os desequilíbrios provocados por sucessivas crises internacionais, como na Rússia, Argentina e outras, frustraram esta expectativa, provocando um recuo temporário dos investidores internacionais.

Finalmente, em 2001, problemas de escassez nos recursos hídricos, falta de gerenciamento adequado e de ampliação e distribuição da energia elétrica, levaram o país à necessidade de racionamento no consumo de energia elétrica, com retração na atividade industrial. Passada a fase de racionamento, a tendência é a volta aos patamares de consumo verificadas anteriormente e, se nenhuma providência for tomada, a possibilidade da ocorrência de um novo racionamento, comprometendo ainda mais o desenvolvimento do país.

Uma das formas de se atacar o problema é aumentar a demanda e a diversidade na geração de energia elétrica. Embora sejam muitas as dificuldades para a expansão do setor elétrico, em consequência da situação econômica do país e dos impactos ambientais provocados pelas usinas termoelétricas e hidroelétricas, é necessário considerar as

restrições existentes no aumento do parque hidroelétrico, responsável pela maior parte da potência instalada no Brasil, e implementar as usinas termoelétricas.

Em maio de 1987, o governo brasileiro instituiu o Plano Nacional do Gás Natural (PNGN), estabelecendo as metas e diretrizes que permitiriam elevar a participação do gás natural na matriz energética nacional. Já naquele período, identificaram-se vários aspectos favoráveis ao gás natural, que ficariam mais evidentes e reconhecidos no Brasil e no exterior, ao longo destes últimos anos.

De fato, o maior uso do gás natural nas indústrias, no transporte e nas residências, contribui grandemente para a melhoria dos padrões ambientais e do setor energético, auxiliando o aumento da qualidade do ar em grandes áreas urbanas. Efeitos semelhantes também ocorrem quando o gás natural substitui o diesel, o óleo combustível ou o carvão na geração de eletricidade. Além do mais, incorporando novas tecnologias e novos conceitos de utilização, o gás natural tem se mostrado um grande agente da maior eficiência dos sistemas de geração, de redução de custos e de racionalização energética em vários setores da atividade econômica.

O gás natural, assim como a eletricidade, constitui uma forma de energia mais nobre. Pode ser utilizado diretamente pelos consumidores finais, sendo facilmente controlável, manipulado através de simples interruptores e de controladores de combustão. O gás natural pode ser utilizado na geração de eletricidade em termoelétricas, seja operando continuamente em grandes sistemas de base ou complementando sistemas hidrotérmicos. Ademais, o gás pode ser utilizado em várias atividades industriais, como na fabricação de diversos produtos, como cerâmica, vidro, e outros, e na geração de vapor, o qual pode ser associado à geração elétrica através do sistema de cogeração.

Ainda que os princípios fundamentais que levaram à elaboração do Plano Nacional do Gás Natural (PNGN) continuem basicamente válidos, o quadro econômico político energético que deverá reger o desenvolvimento futuro da indústria de gás natural brasileira, modificou-se completamente em relação ao inicial.

Com efeito, uma das principais preocupações do PNGN era garantir uma oferta de gás coerente com as necessidades de expansão previstas para a indústria. Dedicava-se muita atenção às possibilidades de ampliação e diversificação das fontes de gás natural brasileiras, até então controladas pela Petrobrás, bem como ao aproveitamento das oportunidades de integração energética com os demais países da América Latina. Dada a

perspectiva de ter-se que conviver com uma indústria de gás reduzida, grande ênfase era dada à definição de prioridades de uso para o gás natural. O objetivo era engrandecer a função do gás como agente do desenvolvimento econômico.

No final dos anos 90 a realidade de oferta de gás alterou-se completamente, transformando-se em situação de excesso, com grandes possibilidades reais de oferta de gás natural. Essa mudança ocorreu principalmente devido à construção do gasoduto entre a Bolívia e o Brasil, disponibilizando grandes quantidades de gás natural boliviano para o mercado brasileiro. Os projetos de grandes zonas gasíferas na Argentina, Bolívia, Peru, Venezuela, também podem resultar na disponibilidade de mais gás natural para os mercados situados nas regiões sul e sudeste do Brasil.

Multiplicam-se as alternativas de oferta de gás natural no Brasil. A atenção agora está voltada para as possibilidades de criação rápida de mercados que possam desenvolver a indústria e absorver à oferta crescente de gás natural.

Em 1998 a participação do gás natural na matriz energética do Brasil era apenas da ordem de 2,7%, enquanto em termos mundiais esta participação era da ordem de 21%. O Brasil deseja alterar essa situação, aumentando a participação do gás na matriz energética nacional para cerca de 12% em 2005 e 25% em 2020, elevando o consumo de gás natural para aproximadamente 48,5 bilhões de m³/ano em 2010 e 99,6 bilhões de m³/ano em 2020. (Santos, 1999)

A situação encontrada no final dos anos 90 parece ter revertido a postura estabelecida pelo PNGN no final da década de 80. A importação de gás natural da Bolívia criou uma expectativa diferente quanto ao papel reservado às termoeletricas no sistema elétrico brasileiro.

A necessidade de absorver imediatamente 5 milhões de m³/dia, e futuramente 18 milhões de m³/dia em 2003, e mais 12 milhões de m³/dia nos anos seguintes do gás boliviano, e as vantagens enumeradas da geração termoeletrica a gás, criaram uma situação favorável ao gás e contrária às fontes hídricas. A excessiva dependência da energia hidroelétrica, um recurso energético renovável, razoavelmente caro e sensível a alterações climáticas, passou a ser analisado como uma debilidade do sistema elétrico brasileiro.

Estudos apresentados pelo Plano Decenal de Expansão da Eletrobrás (Eletrobrás, 1999), afirmam que o crescimento de energia elétrica na Região Sul / Sudeste / Centro

Oeste é 4,2% ao ano, devendo-se concluir que até 2010 haverá necessidade de elevar a capacidade instalada em 21000 MW, com um acréscimo médio anual de 2100 MW. Isto só poderá ser feito se novas usinas geradoras forem instaladas. (Ieno, 1999) Assim, usinas termoelétricas movidas a gás natural, cujo prazo de instalação é relativamente curto, pode vir a reduzir o risco da falta de energia no sistema elétrico da região. O seu custo de instalação está ao redor de 600 US\$/kW. É interessante observar que as usinas hidroelétricas devem ser gradativamente instaladas no futuro, cujos prazos de instalação estão em torno de 5 a 10 anos, com custos de instalação de aproximadamente 2000 US\$/kW.

Na Usina Termoelétrica Piratininga em São Paulo os ciclos a vapor atuais estão sendo convertidos para ciclos combinados. Duas turbinas a gás que isoladamente apresentam 32% de rendimento estão sendo colocadas junto ao ciclo de vapor ali existente. O ciclo combinado apresentará 50% de rendimento com uma potência de 300 MW, sendo que cada turbina nova desenvolverá 100 MW, bem como o ciclo de vapor que deverá apresentar 100 MW. (UTP, 2002)

Em vista da crítica situação do potencial elétrico, é importante também a colaboração das caldeiras das usinas como auxílio na geração de eletricidade do setor de açúcar e álcool. As indústrias de açúcar e álcool podem utilizar o bagaço de cana, resíduo da produção de açúcar e álcool, como combustível nas caldeiras para produção de vapor. Este vapor, além de ser necessário ao processo de fabricação do açúcar e álcool, pode também ser usado para a geração de energia elétrica.

Com a possibilidade de gaseificação do bagaço e sua utilização em turbinas a gás poderá surgir no futuro, uma possibilidade promissora para o setor, em vista da maior eficiência e das vantagens econômicas e ambientais. O excedente de eletricidade gerado pode ser vendido às concessionárias, contribuindo para suprir as crescentes necessidades de expansão do parque de geração brasileiro.

1.2 Objetivos da dissertação

A implantação de centrais termoelétricas requer um estudo detalhado que envolve uma avaliação criteriosa para o estabelecimento da melhor opção para cada tipo de combustível utilizado.

No presente trabalho são avaliadas configurações de plantas termoelétricas utilizando gás natural e bagaço de cana. O trabalho consiste na determinação da melhor opção considerando critério de mínimo custo por kWh de energia produzida na seleção da central termoelétrica.

Nos Capítulos 2 e 3 são apresentadas perspectivas da importância do gás natural e do bagaço de cana para o Brasil, os seus usos potenciais, as vantagens e as dificuldades na sua utilização.

O uso desses combustíveis em usinas de ciclos combinados pode ser viabilizada em plantas apropriadas para produção de energia elétrica e cogeração, conforme apresentado nos Capítulos 4 e 5. É evidenciada a utilização dos ciclos combinados em diversas partes do mundo. Exemplos de cálculos de rendimento térmico e de custo de geração de uma mesma usina termoelétrica são expostos. Também são apresentados exemplos fornecidos a partir de literatura específica de utilização de ciclos combinados para obtenção de energia elétrica e de cogeração em indústria siderúrgica.

No Capítulo 6 são apresentadas instalações de ciclos de potência e as plantas de cogeração baseadas em uma instalação real. A seguir, são apresentados resultados de análise termoeconômica para a determinação da melhor opção considerando critério de mínimo custo por kWh de energia produzida na seleção da central termoelétrica. Avaliação do custo da energia elétrica e vapor em função do custo do bagaço de cana também é apresentada neste capítulo.

Finalmente, no Capítulo 7 são apresentadas as considerações finais da dissertação.

CAPÍTULO 2

GÁS NATURAL

2.1 Gás natural como energia

2.1.1 Gás natural: origem e conceitos gerais

O Gás Natural é encontrado durante as prospeções de petróleo, sob a forma de metano CH_4 comprimido nos poros da rocha que o contém, acompanhado de outros hidrocarbonetos, além de nitrogênio, gás carbônico e hidrogênio sulfuroso. Grandes quantidades de gás são também obtidas, na exploração de jazidas petrolíferas, por estabilização do petróleo bruto.

Do ponto de vista energético, aliás, vêm-se assimilando, cada vez mais, os conceitos de gás e gás natural. A produção deste último progrediu rapidamente após a Segunda Guerra Mundial, atingindo atualmente cerca de 2,5 trilhões de metros cúbicos anuais. A produção norte-americana diminuiu, mas é ainda notável, sendo inferior a um quarto da produção mundial, e a Rússia está em primeiro lugar com perto de 600 bilhões de metros cúbicos anuais.

2.1.2 Características do gás natural

O gás natural forma uma câmara de pressão sobre o petróleo contribuindo para levá-lo para a superfície do solo, e desta forma sai junto com o óleo, passa por um separador e segue para o consumo, ou ainda, é reinjetado para auxiliar na extração do petróleo. Mas também pode estar presente em jazidas, sem o petróleo, sendo assim denominado não associado.

A presença ou não do petróleo junto ao gás natural depende dos hidrocarbonetos presentes nas jazidas. A forma física do hidrocarboneto depende do número de átomos de carbono que fazem parte da sua estrutura molecular. Até quatro átomos em cada molécula, ele se apresenta na forma gasosa, constituindo o gás natural, que é uma mistura de metano, etano, propanos e butanos. Entre cinco e vinte átomos de carbono por

molécula, o hidrocarboneto se apresenta na forma líquida, constituindo o que se conhece como petróleo bruto.

Na composição do gás natural predomina o gás metano, seguido em quantidades menores, pelo etano, por propanos e butanos.

A temperatura de liquefação do metano é -162°C . Quando na mistura gasosa predominam propanos e butanos, os pontos de liquefação são mais elevados, permitindo o seu acondicionamento em bujões sujeitos a pressão pouco maior que a atmosférica. Esta mistura é conhecida como gás liqüefeito de petróleo (GLP).

Como já foi explicado, quando a temperatura do gás natural é reduzida até o seu ponto de liquefação (-162°C) a uma pressão levemente acima da atmosférica, seu volume se reduz em 600 vezes, permitindo o armazenamento em grandes reservatórios isolados termicamente para estocagem e transporte. Nesta condição, é conhecido como gás natural liqüefeito (GNL). O seu transporte é feito em grandes navios fabricados para este fim, que possuem tanques revestidos com isolamento térmico, para manter o GNL no estado líquido, a baixíssima temperatura e pressão pouco acima do ambiente.

2.1.3 Poder calorífico em massa

Na tabela 2.1 são apresentados valores de entalpia de combustão obtidos por bomba calorimétrica.

Tabela 2.1 – Entalpia de combustão (Feltre, 1985) e poder calorífico em massa
25°C e 1 atm.

Substância	Fórmula	Entalpia de Combustão (kcal/kmol)	PCI (kcal/m ³)	Massa Específica (kg/m ³)	PCI (kcal/kg)
Metano	CH ₄	212 800	9 500,0	16 / 22,4	13 300,0
Etano	C ₂ H ₆	372 800	16 642,9	30 / 22,4	12 426,0
Propano	C ₃ H ₈	516 692	23 066,6	44 / 22,4	11 743,0
Butano	C ₄ H ₁₀	670 141	29 917,0	58 / 22,4	11 554,1

Gás Natural Boliviano

O gás natural da Bolívia apresenta elevado teor de metano e etano, atingindo 97% da massa total, sendo assim um gás de alto poder calorífico. Na tabela 2.2 são apresentadas as características deste gás, fornecidas pela empresa boliviana de petróleo YPFB – Yacimientos Petrolíferos Fiscales Bolivianos.

Tabela 2.2 – Composição do gás natural boliviano (YPFB, 1998)

Componente	Fórmula	% Molecular
Metano	CH ₄	91,80
Etano	C ₂ H ₆	5,58
Propano	C ₃ H ₈	0,97
I – Butano	C ₄ H ₁₀	0,03
N – Butano	C ₄ H ₁₀	0,02
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,10
Nitrogênio	N ₂	1,42
Gás Carbônico	CO ₂	0,08
TOTAL		100,00

Outras propriedades conhecidas deste gás, algumas fornecidas pela YPFB, e outras calculadas a partir destas, são as seguintes:

Tabela 2.3 – Propriedades do gás natural boliviano

Peso molecular médio	17,367 gramas/mol
Densidade relativa ao ar	0,600
Densidade absoluta	0,775 kg/metro cúbico normal
Poder calorífico superior	9 269 kcal/metro cúbico normal
Poder calorífico superior	11 960 kcal/kg
Poder calorífico inferior	8 364 kcal/metro cúbico normal
Poder calorífico inferior	10 792 kcal/kg
Viscosidade absoluta	0,0011 centipoise

2.1.4 Vantagens do gás natural

Se o gás natural vem adquirindo importância essencial no mundo todo, é em função de sua abundância e vantagens ambientais. A queima de combustíveis fósseis tem aspectos significativos no meio ambiente. A intensificação das emissões de gases, principalmente de CO₂, conduz ao efeito estufa, que provoca o aquecimento excessivo da terra. Estima-se que o uso de energia fóssil é responsável por 57% do total das emissões de gases que geram o efeito estufa.

O gás natural tem uma vantagem significativa no problema do efeito estufa. Em substituição aos demais combustíveis fósseis, provoca uma redução nas emissões de CO₂, de 20 a 23% a menos que o óleo combustível, e de 40 a 50% a menos que os combustíveis sólidos, como carvão.

No atual estágio tecnológico do uso de combustíveis fósseis, o gás natural é o menos poluente. A sua utilização em equipamentos adequados para queima de gás, também elimina a emissão de óxido de enxofre, fuligem e materiais particulados, enquanto que as emissões de CO e NO_x podem ser bem controladas.

Assim, no aspecto ambiental, o gás natural leva vantagem em relação aos demais energéticos, quanto a qualidade local do ar, chuvas ácidas, efeito estufa, ataque à camada de ozona. Evita também a geração da alta periculosidade da energia nuclear, e obstrução de áreas produtivas, nas hidroelétricas.

O gás natural apresenta outras vantagens em relação aos combustíveis mais tradicionais como o óleo combustível, carvão e biomassa. Sua utilização possibilita elevado rendimento térmico e permite o controle e regulagem simples da combustão, através de uma mistura adequada entre combustível e comburente.

Ao permitir que os gases de combustão entrem em contato direto com o produto produzido, obtém-se redução no consumo de energia. As características físico-químicas do gás natural proporcionam um controle muito preciso de temperatura, que aliado à inexistência de impurezas, faz com que os produtos finais fabricados em indústrias que operam com gás natural, tenham melhor qualidade.

O gás natural é menos inflamável que a gasolina e o querosene, apresentando riscos de explosão muito menores em caso de choque, no transporte e manipulação. Isto contribui para que o gás sustente a imagem de energia confiável e segura. Na verdade, o

gás natural representa a alternativa mais simples e imediata para redução da dependência do petróleo.

O gás ainda proporciona economia na manutenção e instalação dos equipamentos. O fato de não provocar deposição de impurezas nas superfícies de troca térmica evita a corrosão e prolonga a vida útil dos equipamentos. O sistema de canalização utilizado para o suprimento do gás, poupa o espaço destinado à estocagem de combustíveis líquidos ou sólidos no local de consumo.

Enfim, a expansão da demanda de gás natural, é explicada pelas dificuldades encontradas pelas energéticas concorrentes. Os combustíveis sólidos apresentam fraco desempenho, custos elevados para o controle das emissões e pressões crescentes por parte dos ambientalistas. A energia nuclear ainda não conseguiu reverter as opiniões públicas negativas, no que se refere à segurança das usinas, nem ao problema dos rejeitos radioativos. O petróleo, por sua vez, mostra-se incapaz de superar as suas variações de preço e parece estar sempre presente em um aspecto de crise. (Santos – 1999)

2.1.5 Sistemas de geração de eletricidade com gás natural

No capítulo 4 do presente trabalho, verifica-se que a utilização do gás natural na geração de eletricidade, dando origem a uso racional da energia, pode ser realizada através de turbinas a gás associadas com turbinas a vapor. Esta associação constitui o ciclo combinado, que apresenta rendimentos termodinâmicos acima de 55%.

Para efeito de geração de eletricidade, também é possível obtê-la através de caldeiras acopladas a turbinas de vapor, utilizando carvão ou óleo combustível. Outro modo é a instalação de turbinas a gás, utilizando gás natural.

Também é possível a obtenção de eletricidade, usando o gás natural indiretamente, queimando-o em grandes caldeiras, gerando vapor para movimentar grandes turbinas. Neste caso, o gás é apenas mais um combustível. De um modo geral, os rendimentos termodinâmicos aqui apresentados, são inferiores ao do ciclo combinado.

A tecnologia das turbinas a gás derivou da indústria aeronáutica. Atualmente, as turbinas a gás para geração termoelétrica evoluíram tanto, podendo-se obter níveis de eficiência que superam os 40%, em operação isolada. Isto foi possível, adaptando as temperaturas na entrada da turbina para os limites fixados pela resistência do material a

elevadas temperaturas no caminho do gás quente e melhorando a tecnologia de resfriamento para a seção aquecida. (Najjar e Akyurt, 1993)

A turbina a gás pode operar um ciclo combinado, sendo acoplada a um sistema de recuperação de calor, para a geração de vapor para alimentar uma turbina. Obtém-se elevados níveis de eficiência, acima de 55%, muito melhor do que os 35% dos ciclos convencionais a vapor (Santos, 1999).

Mesmo em unidades termoelétricas convencionais, a introdução do gás natural como combustível complementar ao carvão ou ao óleo, proporciona ganhos em função das emissões gasosas. Nestas utilizações, o gás contribui com cerca de 20% do total do combustível queimado, enquanto carvão ou óleo continuam sendo os combustíveis principais.

Uma primeira possibilidade de utilizar o gás é denominada queima conjunta (“cofiring”). Os queimadores de gás são colocados na zona de combustão do combustível primário, havendo queima conjunta que reduz as emissões de SO_2 , NO_x e particulados. A segunda possibilidade é a re-queima (“reburning”). Os queimadores de gás são instalados acima da zona de combustão primária, e realizam uma segunda queima dos produtos da combustão. São reduzidas as emissões de NO_x em aproximadamente 50%. Nestes dois casos, o gás natural pode ser visto como tecnologia avançada para o controle ambiental em usinas termoelétricas convencionais. Contudo, é no seu uso direto que o gás natural permite grande transformação no modelo tecnológico da geração termoelétrica.

Durante a segunda metade dos anos 90, vê-se uma ampla aceitação das turbinas a gás, por produtores independentes, bem como pelas empresas de energia elétrica. Essas novas vantagens não se encontram nas tecnologias convencionais de carvão ou nuclear, as quais são muito maiores, pelo menos duas vezes mais caras e três a seis vezes mais demoradas para serem construídas.

No mundo, o gás natural é visto como o combustível da vez utilizado em novos projetos de geração de eletricidade.

Na América do Sul, o gás natural deverá complementar a forte base hidroelétrica da região.

Partindo de 16% na matriz de geração elétrica mundial em 1996, o gás natural deverá aumentar a sua participação para algo em torno de 25% em 2020. Justifica-se essa expansão pelas vantagens do gás em termos de disponibilidade de recursos, melhoras

contínuas na tecnologia de turbinas a gás, impactos ambientais menos severos e amplas vantagens econômicas das centrais a gás, em relação às tecnologias convencionais de geração termoelétricas.

A tabela 2.4 mostra claramente as vantagens econômicas de unidades a gás em relação a usinas termoelétricas a carvão ou nuclear. Não é de se admirar que exista grande tendência para usar o gás natural no mundo todo, para expansão da demanda da eletricidade. (Santos, 1999)

**Tabela 2.4 – Comparação econômica de várias opções de geração de Eletricidade
(em US\$/MWh)**

Fonte: ICF Resources – 1993

	GÁS NATURAL EM CICLO COMBINADO	USINA A CARVAO TRADICIONAL	USINA NUCLEAR
Custo de Capital (em US\$/kW)	680	1 800	1 980
Custo de Capital	18,6	49,5	54
Custo de Combustível	36,5	23,3	14,5
Custo de O & M	8,1	21,8	22,9
TOTAL	63,2	94,6	91,4
Sobrecusto (Custo Total) em relação a opção a Gás Natural:	-	33%	31%
Sobrecusto (Custo de Capital) em relação a opção a Gás Natural:	-	265%	290%
Obs.: Supõe-se um fator de carga de 65%			

Cogeração

A cogeração é a produção combinada de energia elétrica, mecânica e calor, a partir de uma única fonte de combustível, que é aquele normalmente usado no processo industrial da empresa, como o gás natural, óleo combustível, óleo diesel ou biomassa.

Dessa forma, empresas que possuem caldeiras para a geração do vapor a ser utilizado em seus processos industriais, ao contrário de desligar a caldeira quando o vapor não estiver sendo utilizado, podem manter a caldeira em operação e dirigir o vapor para turbinas que gerarão eletricidade. Essa eletricidade poderá ser utilizada pela

empresa, que reduzirá o seu consumo da rede elétrica, processo denominado de autoprodução de eletricidade. Eventualmente, a eletricidade poderá ser vendida para a concessionária de eletricidade que a revenderá para outros consumidores.

Forma-se, assim, uma geração distribuída de energia elétrica. Algumas empresas que operam grandes caldeiras, podem gerar grandes quantidades de eletricidade. É um processo que proporciona elevados ganhos termodinâmicos. Exemplificando, quando se produz vapor e energia elétrica a partir do mesmo combustível, é possível operar a usina com cerca de 90% de eficiência, devido ao calor residual, enquanto que centrais elétricas convencionais operam com 30% a 40% de eficiência. Portanto, cogeração é mais eficiente do que geração termoelétrica convencional.

Os grandes consumidores industriais de gás natural, foram os que iniciaram na instalação de unidade de cogeração. Instalando-se unidades a gás de ciclo-combinado, com extração parcial do vapor para as suas necessidades industriais. Atualmente, outras oportunidades tecnológicas de cogeração já estão disponíveis no mercado. Como exemplo, motores a gás com capacidades inferiores a 5 MW, são utilizados para a geração de eletricidade, podendo o calor residual ser recuperado na exaustão do motor, caracterizando um sistema de cogeração de pequeno porte, utilizado no aquecimento de piscinas, na geração de água quente para lavanderias ou aquecimento central, ou para sistemas de ar condicionado.

As indústrias de papel e celulose, cerâmica, usinas de açúcar e álcool, siderúrgicas, são locais para cogeração de grande porte. Porém, com novas tecnologias, esse critério pode ser utilizado em shopping centers, condomínios residenciais, hospitais, aeroportos e empresas de ar condicionado (Santos, 1999).

2.2 Reservas de gás natural

2.2.1 Reservas mundiais de gás natural

As reservas mundiais recuperáveis ultrapassam 140 trilhões de metros cúbicos, equivalentes a mais de meio século de exploração ao ritmo atual, com uma concentração de cerca de um terço na Rússia e menos de um vigésimo nos E.U.A. Embora com pequena produção, o Oriente Próximo possui reservas avaliadas em cerca de 40 trilhões de metros cúbicos, sendo quase a metade no Irã.

Quanto à Europa Ocidental, possui aproximadamente quase cinco trilhões, excetuando a Rússia. A localização destas reservas permite prever a evolução da produção: a Rússia supera os E.U.A. e por outro lado, a dependência energética do mundo ocidental industrializado deverá acentuar-se com o desenvolvimento do fluxo proveniente do Oriente Próximo e da África do Norte. As pesquisas para aumentar os recursos em gás natural nos E.U.A. e no Japão, onde é praticamente nula, atêm-se à gaseificação do carvão mineral e ao transporte do gás natural liquefeito sob forma de metanol sintetizado. Como a natureza situou as jazidas de gás natural a milhares de quilômetros dos consumidores, o problema fundamental é o do transporte por gasoduto. Os E.U.A. são cortados por uma rede de gasodutos bem densa, assim como a Rússia, que possui uma rede de gasodutos para a Europa Ocidental e Oriental. A armazenagem do gás, indispensável para controlar as flutuações horárias e sazonais do consumo, pode ser feita em gasômetros clássicos, em jazidas subterrâneas, rocha porosa, ou no estado líquido (o metano e o etano condensam-se a -162°C e a -89°C respectivamente em pressão levemente acima da atmosférica, reduzindo o seu volume 600 vezes). A primeira usina de gás natural liquefeito (GNL) foi construída em 1964, perto de Oran, na Argélia. A liquefação é usada no gás do Alasca, Líbia e outros.

O gás natural líquido é transportado em navios para diversos portos, dotados de terminais específicos, constituídos por cubas de armazenagem a frio e usinas de regaseificação ligadas à rede distribuidora.

As reservas mundiais de gás natural economicamente recuperáveis atingem 141,33 trilhões de metros cúbicos e a sua produção em 1993 foi de 2,48 trilhões de metros cúbicos, de acordo com dados da WEC – Survey of Energy Resources – 1998 (Ieno, 1999). Desta forma pode-se estimar em aproximadamente 55 anos, que pode ser ampliado com novas descobertas, o tempo de consumo das reservas atuais. Na Rússia encontra-se a maior jazida, com 34% das reservas mundiais, ou seja 48,16 trilhões de metros cúbicos (tab. 2.5).

Na América do Sul que contém 3,8% das reservas mundiais, a Venezuela aparece em primeiro lugar com 4,02 trilhões de metros cúbicos, o que representa 2,8% do total do planeta. A reserva da Venezuela representa 74% das reservas sul-americanas.

A Bolívia, com as jazidas descobertas em 1999 atingem 673 bilhões de metros cúbicos, ocupa o segundo lugar na América do Sul.

A Argentina coloca-se em terceiro lugar com reservas recuperáveis de 670 bilhões de metros cúbicos. A Colômbia está em quarto lugar, com 212 bilhões de metros cúbicos e o Peru coloca-se em quinto, chegando perto dos 200 bilhões de metros cúbicos.

O Brasil apresenta a sexta reserva de gás natural apresentando 154 bilhões de metros cúbicos, sendo a maior parte na Bacia de Campos, no Estado do Rio de Janeiro. Como o governo brasileiro deseja aumentar a participação do gás natural na matriz energética brasileira, nos próximos 10 anos, conclui-se que o Brasil vai depender da oferta deste gás do mercado sul-americano. A tabela 2.5 mostra as maiores reservas mundiais de gás natural, a produção e o consumo dos diversos países.

Tabela 2.5 – Reservas, produção e consumo de gás natural no mundo

Fonte: WEC – Survey of Energy Resources – 1998

País	Reservas Recuperáveis (bilhões de m ³)	Reservas Comprovadas (bilhões de m ³)	Produção anual (bilhões de m ³)	Consumo (bilhões de m ³)
Rússia	48 160	48 160	603,74	434,32
Irã	20 659	20 659	57,50	26,57
Quatar	7 079	7 079	18,40	13,50
Arábia Saudita	5 260	5 260	67,30	35,90
Estados Unidos	4 599	4 599	525,14	592,55
Venezuela	4 020	8 570	42,10	26,80
Argélia	3 700	3 700	133,73	19,19
Nigéria	3 451	5 054	33,83	3,84
Iraque	3 100	3 100	2,75	2,55
Turkmenistão	2 860	2 860	56,85	9,87
Canadá	2 232	7 618	140,60	70,30
Malásia	2 150	2 150	24,92	12,95
Noruega	2 028	3 205	41,32	4,40
Indonésia	2 000	2 728	33,44	23,87
México	1 951	1 951	40,80	28,30
Holanda	1 875	3 941	86,62	43,60
Uzbekistão	1 870	1 870	39,18	37,95
Kazakstão	1 841	1 841	5,81	11,88
China	1 670	1 670	15,81	15,81
Kwait	1 498	1 498	5,17	4,47
Líbia	1 296	1 296	12,41	4,76
Ucrânia	1 172	2 261	19,30	95,50
Outros	16 864	56 182	418,28	612,12
Total Mundial	141 335	197 252	2 485,0	2131,0

2.2.2 Reservas de gás natural na América do Sul

Venezuela : 4 020 x 10⁹ m³

A Venezuela é a que detém a maior quantidade de gás natural na América do Sul. Concentra em seu território 74% do total das reservas (tab. 2.6). Em termos mundiais, embora seja a sexta melhor colocada, se forem contabilizadas as reservas comprovadas, da ordem de 8,57 trilhões de metros cúbicos, ela passa a ocupar o terceiro lugar .

Tabela 2.6 – Reservas sul-americanas de gás natural

Fonte: WEC – Survey of Energy Resources – 1998

País	Reservas Recuperáveis (bilhões de m³)	Produção (bilhões de m³/ano)	Consumo (bilhões de m³/ano)
Venezuela	4 020	42,10	26,80
Bolívia	673	5,59	0,60
Argentina	670	26,60	24,60
Colômbia	212	5,47	4,76
Peru	200	1,42	1,02
Brasil	154	7,30	4,70
Chile	110	4,15	1,69
Equador	108	0,67	0,10
TOTAL	5 600	93,30	64,27

Bolívia : 673 x 10⁹ m³

O gás natural da Bolívia tem no Brasil o seu maior mercado consumidor. As reservas da Bolívia encontram-se na região de Santa Cruz de la Sierra (126 bilhões de metros cúbicos) e na região do sul da Bolívia (547 bilhões de metros cúbicos). O total é de 673 x 10⁹ de metros cúbicos. Recentemente, a Petrobrás assinou um contrato de compra de gás de 9,0 milhões de metros cúbicos (take or pay), no primeiro ano, podendo atingir 18,0 milhões no oitavo ano. Este foi denominado o contrato TCQ. Os doze milhões que faltam para atingir o limite de capacidade de Gasoduto Bolívia – Brasil, serão negociados através de dois outros contratos (segundo informações da Publicação do Chase Manhattan – 1999): o contrato TCO – Transport Capacity Option , que estabelece um fluxo diário de 6,0 milhões de metros cúbicos para utilização em termoeletricas e outro contrato TCX – Transport Capacity Excess, que equivale a uma média entre os dois contratos anteriores.

Se o Brasil se compromete a comprar o gás boliviano pelo contrato “take or pay” por um lado, por outro, fica liberado a comprar de outras fontes, caso a produção boliviana não seja suficiente para atender às necessidades brasileiras.

Argentina : 670 x 10⁹ m³

As reservas da Argentina estão em 5 jazidas localizadas, uma ao norte argentino, duas na região central e duas no sul e apresentam uma quantidade comprovada de gás natural de 670 bilhões de metros cúbicos. Porém, nestas jazidas há reservas prováveis de gás natural que somadas à quantidade acima, seriam avaliadas em 1,3 trilhões de metros cúbicos. Essa quantidade se fosse recuperada e 50% fosse exportada para o Brasil, com um fluxo contínuo de 15 milhões de metros cúbicos por dia, haveria um limite a 118 anos.

A produção argentina de gás natural destina-se quase que exclusivamente ao mercado doméstico. Em 1998, dos 38,6 bilhões de metros cúbicos produzidos (105,8 milhões de metros cúbicos por dia), apenas 1,7% (1,8 milhões de m³ por dia) foram destinados ao exterior, Chile e Uruguai. Até o ano 2006 a Argentina espera elevar as

exportações de gás natural para 18,3%, representando um fluxo de 157,2 milhões de metros cúbicos por dia (Chase Manhattan, 1999).

O custo do gás natural na boca do poço da Argentina nos anos de 1994 a 1998 tem sido da ordem de 0,978 US\$/MM Btu, 1,10 a 1,20 US\$/MM Btu e de 1,18 a 1,37 US\$/MM Btu respectivamente nas jazidas do Sul, Noroeste e Centro. (Ieno, 1999).

Colômbia : 212 x 109 m³

As reservas de gás natural da Colômbia estão 87% no norte do país. Em 1986 o Governo Colombiano instituiu o Programa de Massificação do Gás Natural, visando a substituição do GLP, até então largamente utilizado na cocção, pelo gás natural.

Peru : 200 x 109 m³

Para operação por gasodutos estima-se em 200 bilhões de metros cúbicos do gás natural seco, onde a participação do metano e etano representam 97% da mistura gasosa.

Brasil : 154 x 109 m³

As maiores reservas de gás natural do Brasil encontram-se na Bacia de Campos no litoral do Estado do Rio de Janeiro, contendo cerca de 82 bilhões de metros cúbicos, e na Bacia de Solimões, na Amazônia, que contém cerca de 24,6 bilhões de metros cúbicos. Porém, a Petrobrás admite que nesta bacia a existência de reservas maiores, exploráveis, próximas de 72 bilhões de metros cúbicos.

As demais bacias do Nordeste, São Paulo, Paraná e outras, completam os 154 bilhões de metros cúbicos.

Chile : 110 x 109 m³

As reservas chilenas de gás natural encontram-se no sul, próximas da Argentina. O Chile tem utilizado o gás natural da Argentina, e prevê um aumento de 1,98 milhões de metros cúbicos por dia para 3,9 milhões de metros cúbicos por dia, no ano de 2004.

2.2.3 Potencial de consumo do gás natural no Brasil

Este potencial será analisado em função das termoeletricas em desenvolvimento no Brasil e em função de fatores adicionais, como a determinação da substituição de energia em 64 municípios do Estado de São Paulo, a conversão de Usina Termoeletrica Piratininga para gás natural, também no Estado de São Paulo, a colocação da Usina de Repar no Estado do Paraná e a incorporação do Estado do Espírito Santo.

Os estados das regiões Sul/Sudeste/Centro-Oeste são os que irão receber a maior parte das termoeletricas previstas, consomem 70% de todos os derivados de petróleo e 75% de toda a energia elétrica do país.

No projeto com gasodutos, as instalações termoeletricas com turbinas a gás são a base para a colocação do gás natural no Brasil. As mesmas podem produzir energia elétrica, são mais baratas que as hidráulicas, ou as térmicas convencionais e a sua instalação pode levar até dois anos, ao contrário de uma hidroelétrica, que demandaria mais de cinco anos. As termoeletricas são grandes consumidoras de gás natural, cuja combustão proporciona menos problemas que uma térmica convencional.

Na tabela 2.7, de acordo com a Chase Manhattan (1999), verifica-se que para as regiões Sul/Sudeste/Centro-Oeste encontram-se a maior parte das termoeletricas previstas. Observe-se que nessa estimativa foram considerados projetos muito próximos de serem realizados, bem como aqueles cujos projetos não dependem de gasodutos internacionais. O objetivo é identificar a demanda do gás natural no país. Não foram contabilizadas a conversão de termoeletricas de óleo combustível para gás natural, como a repotenciação da Usina Termoeletrica Piratininga.

Tabela 2.7 – Previsão das termoeletricas para o Brasil 1998-2008

Fonte: Eletrobrás e Chase Manhattan S.A.

Projeto	MW	Início	Consumo Milhões m ³ /dia	Consórcio
Região Sul				
Uruguaiana (RS)	600	1999	2,4	AES
Porto Alegre (RS)	500	ND	2,0	Sulgás e outros
Triunfo (RS)	750	ND	3,0	AES
Joinville (SC)	550	ND	2,2	Celes e Petrobrás
São Mateus (SC)	150	Jul/02	0,6	Escelsa e Petrobrás
Araucária (PR)	480	Jul/00	1,9	BTB, Copel e BR Dist.
Western Paraná (PR)	500	ND	2,0	British Gás
Região Sudeste				
Juiz de Fora (MG)	800	ND	3,2	Marubeni
Macaé (RJ)	480	2002	1,9	BTB, Furnas, Lightpar e Petrobrás
Rio das Ostras (RJ)	720	2000	2,9	Cataguases Leopoldina, Light, etc
Cabiúnas (RJ)	120	1999	0,5	Cach. Dourada, Petrobrás, etc
Rio – CEG (RJ)	900	ND	3,6	Light e Enron
Eletropaulo (SP)	450	2001	1,8	VBC, Energen e Shell
Paulínea (SP)	630	2002	2,5	Ultra, OPP, Cesp e Petrobrás
Santa Branca (SP)	1000	ND	4,0	Eletropaulo e Light
Centro-Oeste				
Cuiabá (MT)	480	1999	1,9	Enron
Campo Grande (MS)	300	ND	1,2	Enersul
Corumbá (MS)	150	ND	0,6	Enersul / Gerasul
Goiânia (GO)	500	ND	2,0	CEB e outros
Região Nordeste				
Pecém (CE)	480	2003	1,90	Petrobrás, CSN e Texaco
Termobahia (BA)	460	2002	1,90	Petrobrás e ABB
Macau (RN)	330	2002	1,20	Cosern, Coteminas e Petrobrás
Suape (PE)	480	DEC-03	1,90	Shell e Petrobrás
Sergipe (SE)	190	2002	0,70	Petrobrás, Sergipe, etc
TOTAL				
	12000		47,8	

A região Sul/Sudeste/Centro-Oeste conta com 85 milhões de habitantes, tem uma área de 1,5 milhão de quilômetros quadrados, sendo responsável por 73% da produção econômica do país. (Silva, 1997) Consome 70% de todos os derivados de petróleo e 75% de toda a energia elétrica do país. Entretanto, a matriz energética da região registra um consumo diário de apenas 4,5 milhões de Nm^3 de gás natural, com perspectivas importantes de aumento neste consumo. Cerca de 40% da demanda deverá estar concentrada no Estado de São Paulo, sendo a maior parte na Grande São Paulo, Campinas, no Vale do Paraíba e ao longo do Gasoduto Bolívia-Brasil. O sistema elétrico da região é basicamente de origem hidráulica, sendo a maior parte proveniente da Usina Hidroelétrica de Itaipu. O programa de expansão hidroelétrica prevê investimento de US\$ 63 bilhões, para instalar mais 16500 MW, com custo unitário de 3750 US\$/kW, e um prazo relativamente longo para a execução do projeto. É talvez por este motivo, além da intenção de obter a participação de investidores privados a curto prazo, que o Ministério de Minas e Energia propôs o programa de termoeletricas, visando a complementação termoeletrica, para garantir o nível de confiabilidade nas horas de pico e, em situações mais críticas (CENBIO, 2000).

O gasoduto Bolívia-Brasil, passando pelos Estados de Mato Grosso do Sul, São Paulo, Paraná, Santa Catarina e Rio Grande do Sul, tem capacidade para transportar até 30 milhões de Nm^3/dia , mas no início opera com um fluxo bem menor. Era esperado que o gasoduto permitiria a substituição de combustíveis fósseis ao longo de seu trajeto, com benefícios econômicos e ambientais, porém a construção das grandes termoeletricas, com elevado consumo de gás, deixam dúvidas a respeito da disponibilidade do gás para estas situações.

Baseados na tabela 2.7 e em fatores adicionais já mencionados, elaborou-se a tabela 2.8, onde os Estados de São Paulo e Paraná sofreram alterações, e foi incorporado o Estado do Espírito Santo e, desta forma, obtido o consumo de combustível de gás natural no Brasil, até 2008.

Tabela 2.8 – Mapa dos Estados

Fonte: Desenvolvida pelo Autor

Estado	Tabela 2.7	Fatores Adicionais	Total
	Milhões m ³ /dia	Milhões m ³ /dia	Milhões m ³ /dia
São Paulo	8,3	9,5	17,8
Mato Grosso	1,9	-	1,9
Mato Grosso do Sul	1,8	-	1,8
Paraná	3,9	2,4	6,3
Santa Catarina	2,8	-	2,8
Rio Grande do Sul	7,4	-	7,4
Rio de Janeiro	8,9	-	8,9
Espírito Santo	-	3,4	3,4
Minas Gerais	3,2	-	3,2
Goiás	2,0	-	2,0
		Parcial	55,5
Ceará	1,9	-	1,9
Bahia	1,9	-	1,9
Rio Grande do Norte	1,2	-	1,2
Pernambuco	1,9	-	1,9
Sergipe	0,7	-	0,7
		Parcial	7,6
		Total	63,1

Desenvolvimento:

São Paulo: 17,8 x 10⁶ m³/dia

O Estado de São Paulo consome o gás natural da Bacia de Campos, desde 1989, e posteriormente da Bacia de Santos, atingindo 1,77 milhões m³/dia, em 1994.

A Comgás solicitou a Pipeline Engineering um estudo, em 1994, para determinar o potencial de substituição da energia de 64 municípios, agrupados em torno das cidades de Limeira, Ribeirão Preto, Matão, Campinas e Osasco, pelo gás natural. Resultou um fluxo de 5,2 milhões de metros cúbicos por dia, suficiente para acionar uma termoelétrica de ciclo combinado que produziria 1453 MW, com 55% de rendimento e 85% de fator de carga. (Mendes, 1996)

A conversão das unidades 1 e 2 de 100 MW da Usina Termoelétrica Piratininga para ciclo combinado, utilizaria um consumo de 2,5 milhões de metros cúbicos por dia. A cada turbina de 100 MW seriam associadas duas turbinas a gás de 105 MW, totalizando 620 MW para as duas unidades. (Ieno, 1993)

A conversão em execução das unidades 3 e 4 da Usina Termoelétrica Piratininga para ciclo combinado, que utilizará um consumo de 1,8 milhões de metros cúbicos por dia, para converter 270 MW para 450 MW. Estes três itens anteriores somados resultam em 9,5 milhões de metros cúbicos por dia, que é o fator adicional para o Estado de São Paulo.

As novas termoelétricas anunciadas pela Eletrobrás para o Estado de São Paulo, poderão viabilizar outros setores da economia. As usinas de Eletropaulo de 450 MW, a de Paulínia de 630 MW e de Santa Branca de 1000 MW deverão consumir 8,3 milhões de metros cúbicos por dia. Desta forma, a soma dos resultados resulta 17 800 000 m³/dia.

Mato Grosso: $1,90 \times 10^6$ m³/dia

A cidade de Cuiabá por meio de um ramal, será a primeira a receber o gás do Gasoduto Bolívia-Brasil, após a construção da usina termoelétrica de ciclo combinado, com capacidade de 480 MW. Deverá consumir $1,9 \times 10^6$ m³/dia.

Mato Grosso do Sul: $1,80 \times 10^6$ m³/dia

As novas usinas termoelétricas anunciadas pela Eletrobrás para o Estado do Mato Grosso do Sul são a de Campo Grande de 300 MW e a de Corumbá de 150 MW que, funcionando em ciclo combinado, deverão consumir, juntas 1 800 000 metros cúbicos por dia.

Paraná: $6,3 \times 10^6$ m³/dia

As centrais termoelétricas que deverão entrar em operação até 2008, são: Araucária de 480 MW, Western Paraná de 500 MW, e a de Repar de 616 MW, que deverão consumir cerca de 6 300 000 metros cúbicos por dia.

Santa Catarina: $2,8 \times 10^6$ m³/dia

A construção de duas termoeletricas de gás natural vai provocar a demanda de 2 800 000 metros cúbicos por dia, sendo a primeira em Joinville, com 550 MW e a segunda em São Mateus, com capacidade de 150 MW. Desta forma, haverá um aumento de 700 MW para os próximos 8 anos. (Silva, 1997)

Rio Grande do Sul: $7,40 \times 10^6$ m³/dia

A Eletrobrás já anunciou a construção das termoeletricas de Uruguaiana de 600 MW, de Porto Alegre de 500 MW e de Triunfo de 750 MW, para as quais será necessário um consumo de 7 400 000 metros cúbicos por dia.

Rio de Janeiro: $8,9 \times 10^6$ m³/dia

Para o Estado do Rio de Janeiro estão previstas quatro centrais termoeletricas: Macaé de 480 MW, Rio das Ostras de 720 MW, Cabiúnas de 120 MW e Rio-CEG de 900 MW. As quatro usinas deverão apresentar uma demanda de 8 900 000 de metros cúbicos por dia.

Espírito Santo: $3,4 \times 10^6$ m³/dia

O Estado do Espírito Santo conta com produção própria de gás natural. É aquele que apresenta o maior consumo per capita do país. Em relação ao sistema elétrico, sua situação não é muito confortável. Diante disto, é importante a participação no gás natural importado.

As reservas de gás natural atuais são da ordem de 2 bilhões de metros cúbicos e sua produção é 700 000 m³/dia, dos quais 600 000 m³/dia são comercializados internamente para diversas companhias. Pretende-se construir a Usina Termoeletrica de Vitória, que deverá consumir 2 000 000 de metros cúbicos por dia. Estima-se portanto, para os próximos 10 anos uma demanda de 3 380 000 metros cúbicos por dia do gás importado.

Minas Gerais: $3,20 \times 10^6$ m³/dia

A Usina Termoelétrica de Juiz de Fora, recentemente anunciada pela Eletrobrás, deverá consumir 3 200 000 metros cúbicos por dia, para uma capacidade de 800 MW.

Goiás: $2,00 \times 10^6$ m³/dia

Para o Estado de Goiás está prevista a Usina Termoelétrica de Goiania de 500 MW que vai consumir 2 000 000 metros cúbicos por ano.

Nordeste: $7,60 \times 10^6$ m³/dia

Para a região do Nordeste serão utilizados 7 600 000 m³/dia para uma potência de 1940 MW conforme tabelas 2.7 e 2.8.

2.3 Gasodutos**2.3.1 Produção brasileira**

Até 1995, a Petrobrás era oficialmente a exploradora monopolística e produtora de gás natural no Brasil. De novembro de 1995 a agosto de 1997, as autoridades brasileiras trabalharam para a criação de um setor para regulamentar a indústria de óleo brasileiro. Neste relatório, focaliza-se a produção de gás natural proporcionada pela Petrobrás, como uma área da ANP (Agência Nacional de Petróleo), como investidora, sendo que a Petrobrás e novos sócios, deverão prestar significativa contribuição para produção de gás natural, no mínimo dentro de cinco anos.

Correntemente, como não existe uma produção significativa de gás natural no país, de outra empresa, as estatísticas da Petrobrás devem ser semelhantes às estatísticas nacionais. A Petrobrás atingiu em 1998 a média de 28,5 milhões de metros cúbicos por dia. Entretanto, somente 10,9 de milhões de metros cúbicos por dia (38,2%) foram vendidos para distribuidores de gás. O balanço de 17,6 milhões de metros cúbicos por dia, foi utilizado para re-injeção nos poços de petróleo, para manter a pressão de bombeamento e consumido também como fonte de energia nas plataformas da Petrobrás,

para acionamento de compressores, turbinas e geradores de energia elétrica. (Chase Manhattan, 1999)

A tabela 2.9 indica a produção de gás brasileiro em 1998, por estados. A análise geográfica da produção de gás natural no Brasil é importante porque não existem gasodutos atravessando as reservas de gás natural. A produção de gás natural da Petrobrás permite um horizonte de 100,4 anos para o sistema Norte, 13,3 anos para o sistema Nordeste e 19,7 anos para o sistema Sul/Sudeste. É muito interessante que a maioria do aumento de consumo estará concentrada no sistema Sul/Sudeste, que também deverá utilizar o gás natural importado da Bolívia e da Argentina.

Tabela 2.9 – Produção Brasileira, 1998 – (milhões de metros cúbicos por dia)

Fonte: Chase Manhattan S.A. – 1999.

REGIÃO	SISTEMA	ESTADO	1997 PRODUÇÃO	1998 PRODUÇÃO	VARIAÇÃO
Solimões	Norte	AM	1,44	1,64	13,7%
Recôncavo	Nordeste	BA	4,70	5,08	8,10%
CE/Potiguar	Nordeste	CE/RN	2,77	2,83	2,40%
SE/Alagoas	Nordeste	SE/AL	3,87	3,89	0,40%
Campos	Sul/Sudeste	RJ	10,49	12,00	14,40%
Espírito Santo	Sul/Sudeste	ES	0,72	0,79	9,40%
Sul	Sul/Sudeste	SP	2,44	2,30	-5,70%
			26,43%	28,52%	7,9%

No total, o gás natural brasileiro tem reserva provada de 226 bilhões de metros cúbicos, de acordo com a Sociedade de Engenheiros do Petróleo, referente a 22 anos de trabalho. Entretanto, segundo informações fornecidas pelo WEC, as reservas brasileiras economicamente recuperáveis, em 1996, eram de 154 bilhões de metros cúbicos.

Tabela 2.10 – Reservas Prováveis Brasileiras, 1998 – (bilhões de metros cúbicos)

Fonte: Chase Manhattan S.A. – 1999.

REGIAO	SISTEMA	ESTADO	PROVADA	PROVAVEL	TOTAL
Solimões	Norte	AM	60,0	36,8	96,8
Recôncavo	Nordeste	BA	24,8	19,1	43,9
CE/Potiguar	Nordeste	CE/RN	18,4	7,8	26,2
SE/Alagoas	Nordeste	SE/AL	14,2	5,5	19,7

Campos	Sul/Sudeste	RJ	94,4	111,4	205,9
Espírito Santo	Sul/Sudeste	ES	5,8	3,0	8,8
Sul	Sul/Sudeste	SP	8,3	0,4	8,7
TOTAL			226,0	183,9	409,9

Sistema de gás natural no Norte

A Petrobrás e a Eletrobrás elaboraram um projeto que garantirá energia do gás natural para a região Norte e permitirá a descontinuidade do diesel e outros combustíveis para geração de energia, cujo preço, é no momento, um dos mais caros do país. O sistema de gás natural no Norte, principalmente em Urucú e Juruá, campos de gás natural, são isolados, e necessitam de investimentos. O principal projeto traz a exploração e a infraestrutura. (Petrobrás, 1991)

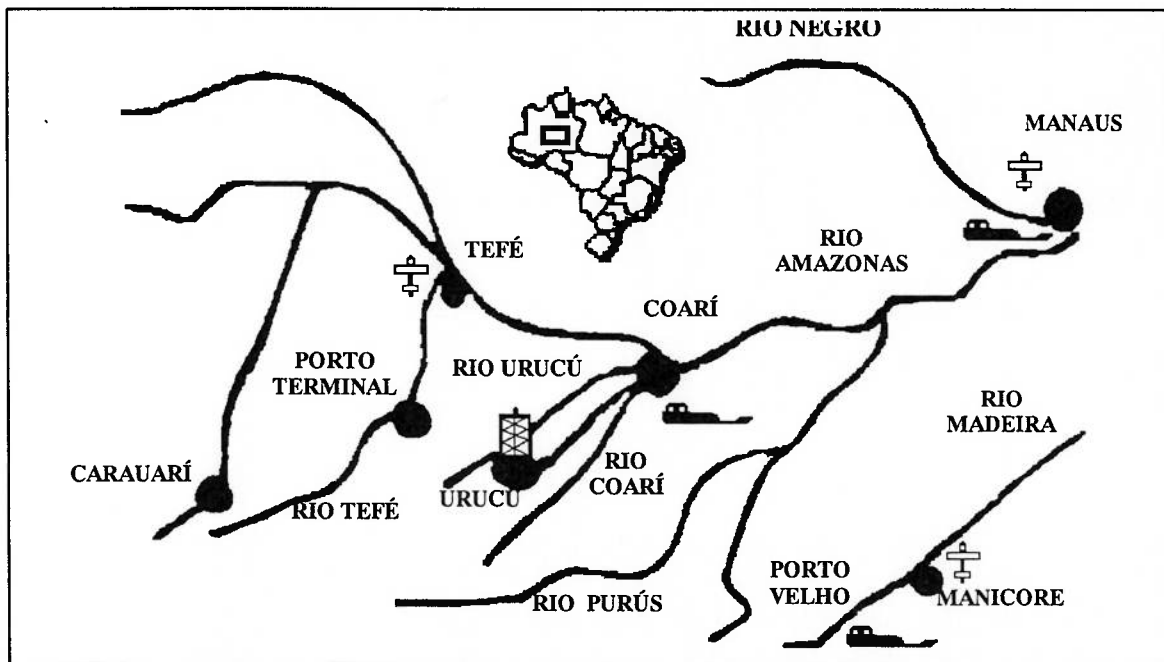


Figura 2.1 – Sistema Norte – Petrobrás – Projeto Urucú
Fonte: Petrobrás

Investimentos em exploração e produção poderiam atingir US\$380 de milhões. Os campos de Juruá e Urucú, estão distantes de 150 km, interligados por gasodutos. As reservas são estimadas em 97 bilhões de metros cúbicos (60 bilhões de metros cúbicos provadas) de gás natural, sendo o segundo campo do Brasil. O desenvolvimento de Juruá e Urucú visa um aumento de produção de 1,6 milhões por dia para 6,0 milhões por dia.

O sistema de gás natural do Norte apresentava através da Petrobrás em 1998, em Solimões no Amazonas, a reserva provada de 60 bilhões de metros cúbicos, com a produção de 1,64 milhões de metros cúbicos por dia, com um horizonte a 100,4 anos.

Existem duas possibilidades para trazer as reservas de Gás Natural de Urucú/Juruá para os mercados consumidores. Inicialmente a construção de gasodutos já efetuada, sem uso, de 276 km ligando Urucú (AM) a Coari (AM), porque, no momento a Petrobrás ainda não comercializa o gás natural de Urucú. (O Estado de São Paulo 13/08/2001). Em seguida, será necessário ligar Coari a Manaus (AM), com o potencial de 2,5 milhões de metros cúbicos por dia. O gás natural poderá ser transportado por outro gasoduto (420 km), ou colocado em tanques para liquefação. Por outro lado, também pode-se considerar, os mercados potenciais de Belém (PA) e Macapá (AP) com os quais respectivamente, adicionar um potencial 1,1 milhão de metros cúbicos por dia e 0,4 milhão de metros cúbicos por dia. Os equipamentos para embalagem, e eventualmente a usina de liquefação, e outros, devem permanecer em Coari (AM). Em seguida, a construção de 500 quilômetros de gasoduto ligando Urucú (AM) a Porto Velho (RO). O mercado de Porto Velho, de acordo com a Gaspetro, é considerado de 1 milhão de metros cúbicos por dia. O investimento é de US\$ 175 milhões. (Eletrobrás, 1995)

Sistema de gás natural do Nordeste

O sistema de gás natural do Nordeste é geograficamente disperso. Começa no estado da Bahia (BA) e termina no estado do Ceará (CE). Não é esperado que a produção de gás natural nesta região aumente significativamente, tendo em vista a atitude da Petrobrás para esta área. Esta região é focalizada como uma descoberta para o futuro.

Tabela 2.11 – Sistema de Gás Natural do Nordeste–Petrobrás ,1998

(milhões de metros cúbicos por dia)

Fonte: Chase Manhattan S.A.

			1998	1998		
REGIAO	SISTEMA	ESTADO	RESERVA PROVADA	PRODUÇÃO	PARTICIPAÇÃO NA PRODUÇÃO	HORIZONTE EM ANOS
Recôncavo	Nordeste	BA	24,82	5,08	43,0%	13,4
CE/Potiguar	Nordeste	CE/RN	18,41	2,83	24,0%	17,8
SE/Alagoas	Nordeste	SE/AL	14,23	3,89	33,0%	10,0
TOTAL			57,46	11,8	100,0%	13,3

A completa integração do Nordeste era esperada para 1999 quando os gasodutos de Pilar - Cabo e de Guamaré - Fortaleza estivessem prontos, o que já ocorreu. O sistema é mostrado na fig. 2.2.

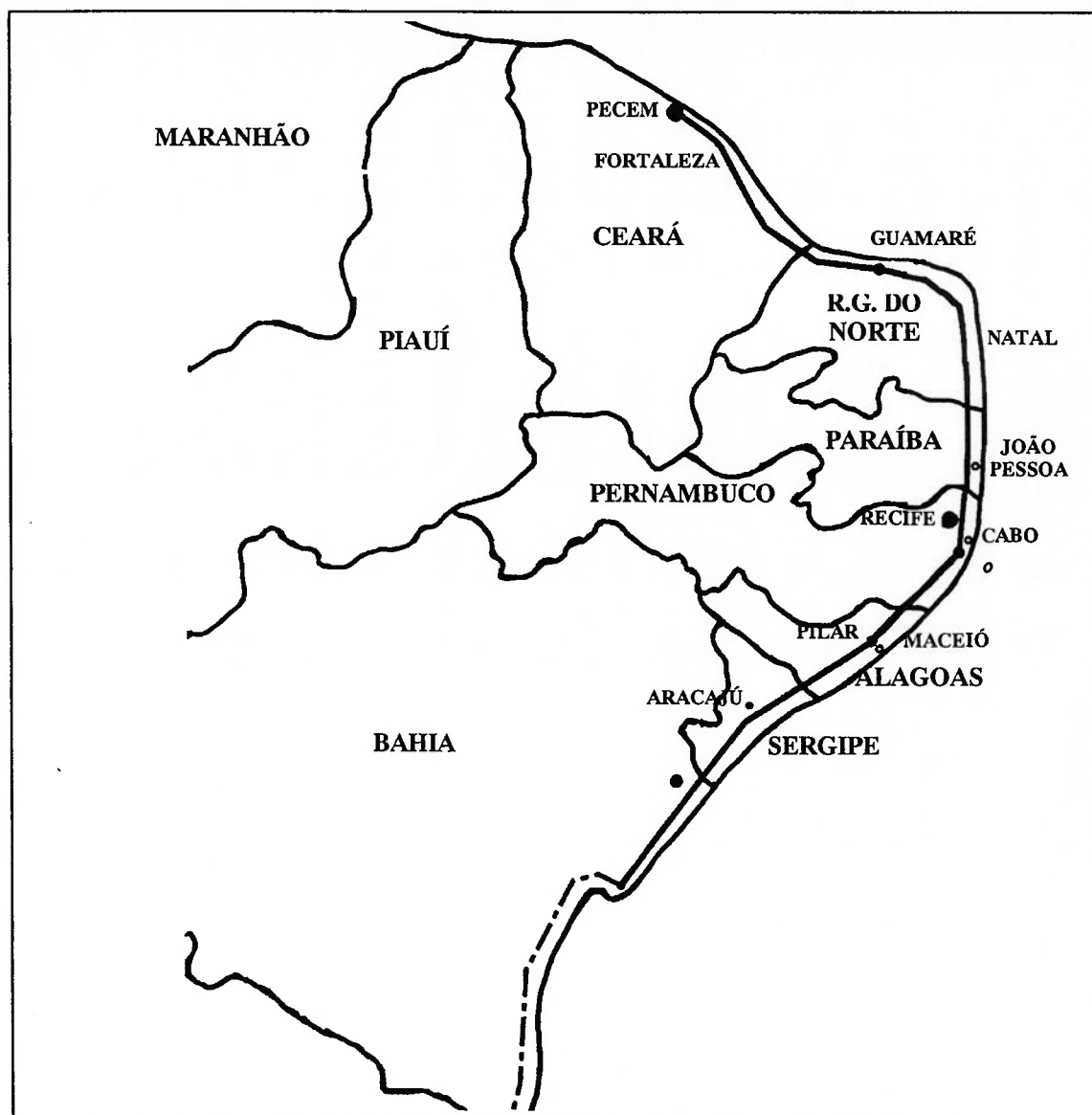


Figura 2.2 – Gasoduto Nordeste
Fonte: Pan American Energy

Olhando para o futuro, o fornecimento de gás natural para o Nordeste poderia facilitar o fornecimento de gás natural do Espírito Santo, desde que fosse feito o gasoduto de 700 quilômetros do Espírito Santo para a Bahia, e ao mesmo tempo, em utilizar gás liquefeito do petróleo importado, para possibilitar o funcionamento das termoeletricas e complexos industriais.

Sistema de gás natural Sul/Sudeste

O sistema de Gás Natural do Sul/Sudeste é melhor posicionado geograficamente em termos de fornecimento de gás natural, porque ele pode ser suprido por quatro diferentes fontes: Brasileira, Boliviana, Argentina e produtores de gás natural liquefeito.

De acordo com estudos da Petrobrás para aumentar a disponibilidade da produção de gás natural no futuro, deixando de lado a importação do mesmo, no período de 1998-2001, a produção de gás natural no Sul/Sudeste deverá aumentar de 28,5 milhões de metros cúbicos por dia em 1998, para 52,3 milhões de metros cúbicos por dia em 2001.

Tabela 2.12 – Sistema de Gás Natural do Sul/Sudeste – Petrobrás – 1998
(milhões de metros cúbicos por dia)

Fonte: Chase Manhattan S.A.

			1998	1998		
REGIÃO	SISTEMA	ESTADO	RESERVA PROVADA	PRODUÇÃO	PARTICIPAÇÃO NA PRODUÇÃO	HORIZONTE EM ANOS
Campos	Sul/Sudeste	RJ	94,43	12,00	79,5%	21,6
Espírito Santo	Sul/Sudeste	ES	5,80	0,79	5,2%	20,1
Sul	Sul/Sudeste	SP	8,30	2,30	15,3%	9,9
TOTAL			108,53	15,09	100,0%	19,7

2.3.2 Gasoduto internacional Bolívia – Brasil

O gasoduto Bolívia - Brasil começa em Campo Grande (Bolívia) e termina em Canoas (RS) no Brasil. O projeto irá transportar gás boliviano para o Sul, Sudeste e Central - Oeste do Brasil. A construção do gasoduto foi planejada em duas etapas: a primeira etapa (1970 km), iniciado em 1998, é o caminho norte dos gasoduto, começa na Bolívia, chega em Paulínia (SP) e segue por um ramal até Guararema (SP), no Brasil; a segunda etapa (1180 km), começa em Paulínia (SP) e segue para Canoas (RS).

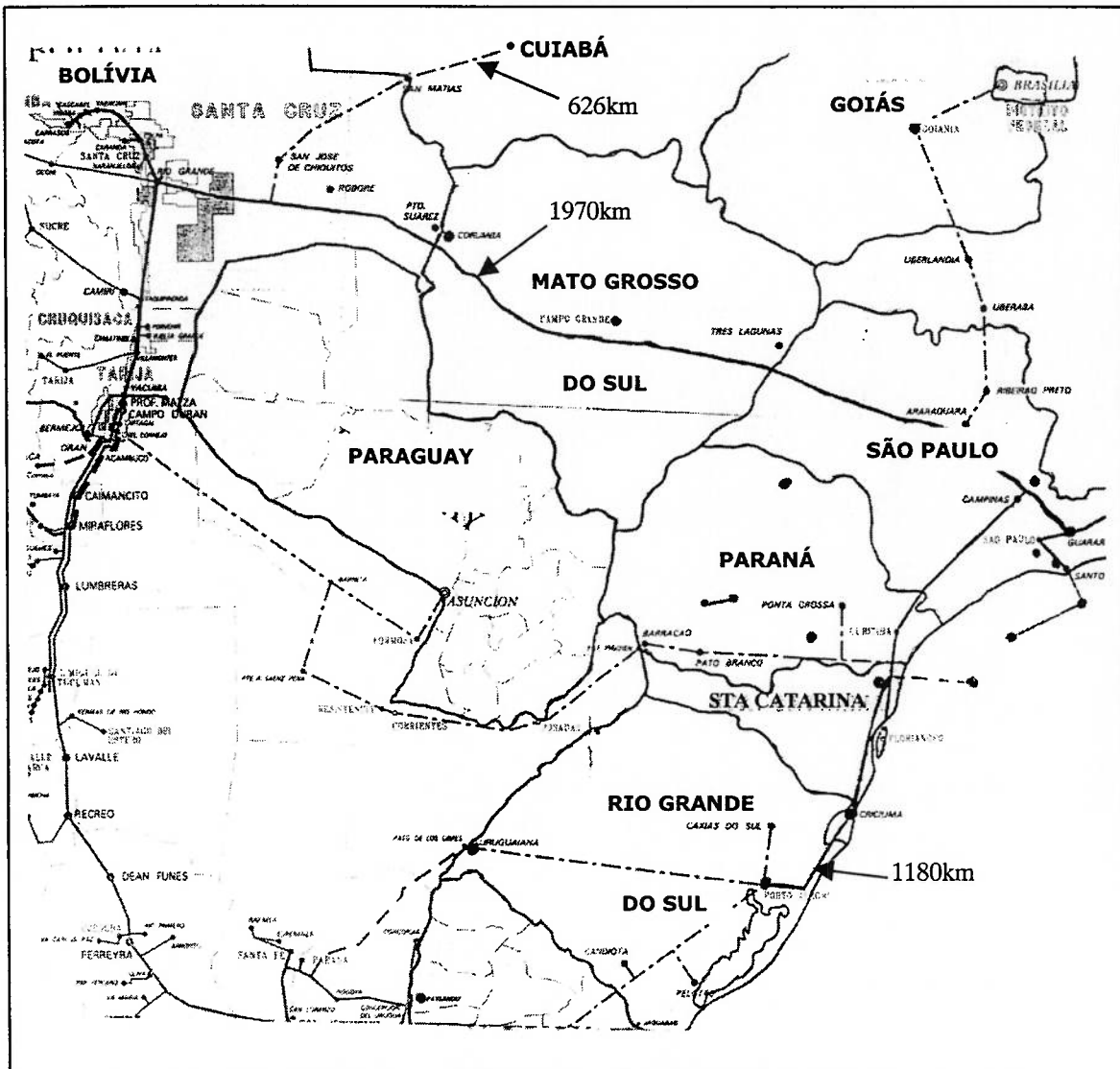


Figura 2.3 Gasoduto Bolívia – Brasil – Vista Geral
Fonte: Pan American Energy

A origem do gasoduto é na cidade de Campo Grande onde há uma conexão com o gasoduto Argentino - Boliviano, em operação há 24 anos. Desta forma, o gasoduto Bolívia- Brasil vai permitir o comércio de gás, tanto com a Bolívia quanto com a Argentina, pois ambos têm grandes reservas, que poderão ser disponibilizadas para o Brasil. O gasoduto passa por São Paulo, onde o gás boliviano já faz parte do consumo dos principais pólos industriais do Estado. A caminho do Rio Grande do Sul, o gasoduto passa pelos Estados do Paraná e de Santa Catarina, para terminar em Canoas.

O gasoduto, a partir da cidade de Campo Grande, percorre 557 km com 32” de diâmetro em território boliviano, com estações de medição em Campo Grande e Mutum. O gasoduto chega na cidade de Puerto Soares e atravessa a fronteira brasileira junto a cidade de Corumbá. No território brasileiro, a partir de Corumbá, percorre 1258 km com o mesmo diâmetro, para chegar à cidade de Paulínia, no Estado de São Paulo. Neste trecho tem estações de medição em Corumbá, Paulínia e em 27 city - gates. A partir de Paulínia inicia-se um ramal de 155 km e 24” até Guararema, onde faz a conexão com o gasoduto de Campos a São Paulo.

O gasoduto continua, a partir de Paulínia com 24” de diâmetro, para atingir o Estado do Paraná na cidade de Araucária, percorrendo 469 km. Em seguida, segue para Santa Catarina, com 20” de diâmetro, para atingir a cidade de Tijucas, após percorrer 281 km. Em Santa Catarina, com mais um trecho de 178 km, com 18” de diâmetro, o gasoduto irá atingir a cidade de Criciúma. O trecho final deste gasoduto possui 252 km com 16”, para o Estado do Rio Grande do Sul, e atingirá a cidade de Canoas, próxima de Porto Alegre. O comprimento total deste gasoduto será de 3 150 km. Se for adicionado o ramal de Cuiabá, resultará um comprimento de 3 776 km.

Desde julho de 1999, a Bolívia exporta cerca de 2,2 milhões de metros cúbicos por dia de gás natural para o mercado da região Sudeste do Brasil. Até 2002, o Brasil deveria estar importando cerca de 12 milhões de metros cúbicos por dia de gás boliviano. A partir de 2003, outros 18 milhões de metros cúbicos por dia (da Bolívia ou Argentina) deverão somar-se para totalizar os 30 milhões de metros cúbicos por dia que constituem a capacidade máxima de transporte contratada para o gasoduto. (Santos, 1999)

Ramal de Cuiabá

Através de um ramal de 626 km de extensão, entre Rio San Miguel, na Bolívia, e a cidade de Cuiabá, no Mato Grosso, Brasil, um consórcio de empresas pretende importar cerca de 2,5 milhões de metros cúbicos por dia de gás natural, para abastecer a termelétrica de Cuiabá (480 MW). O gasoduto terá 18” de diâmetro, e poderá fornecer cerca de 1,90 milhões de metros cúbicos por dia, suficientes para o funcionamento da usina que operará com ciclo combinado. (Santos, 1999)

Projeto do Gasoduto

O gasoduto Bolívia - Brasil deverá permitir um transporte de 8 milhões de metros cúbicos por dia na fase inicial, podendo com a adição de algumas estações de compressão permitir um fluxo de 30 milhões de metros cúbicos por dia. As vantagens do gasoduto Brasil - Bolívia, além dos aspectos comerciais, são a possibilidade de substituição energética, com menores impactos ambientais e a geração termoelétrica com gás natural, tornando viável a instalação de centrais de ciclo combinado que apresentam grande rendimento energético.

Estuda-se também a possibilidade de conversão de usinas termoelétricas convencionais, que hoje operam com óleo combustível, para ciclo combinado, utilizando uma nova turbina a gás com a turbina a vapor existente. O gás natural boliviano complementa o fornecimento doméstico para regiões do Brasil, ausentes do fornecimento de energia, como o estado do Mato Grosso do Sul, ou regiões que requeiram o fornecimento de energia intensiva de alta qualidade, como os estados do sul do país.

O projeto do gasoduto Bolívia - Brasil foi realizado por duas companhias: uma brasileira (Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia - Brasil S.A. – TBG) e uma boliviana (Gás Transboliviano S.A. – GTB). (Zamalloa, 1998)

As duas companhias de transporte foram constituídas com a participação de capitais dos dois países. Os recursos financeiros foram de US\$2,06 bilhões, sendo 78% de responsabilidade do Brasil e 22% da Bolívia. A Petrobrás e os acionistas da empresa brasileira entraram com US\$ 610 milhões e os financiamentos do BIRD, BID, BNDES, CAF e Exinibank's de 1,0 bilhão, completaram a participação brasileira. A Companhia Boliviana entrou na sociedade com US\$450 milhões.

Tabela 2.13 – Acionários do Gasoduto Bolívia - Brasil

Fonte: Chase Manhattan S.A.

ACIONISTAS	COMPANHIA TBG BRASILEIRA	COMPANHIA GTB BOLIVIANA
Gaspetro	51,0%	9,0%
Consórcio BTB	29,0%	6,0%
Transredes	10,0%	42,5%
Shell	5,0%	21,3%

Enron	5,0%	21,3%
Fundo de pensão boliviana	0,0%	0,0%
TOTAL	100,0%	100,0%

Contratos efetuados

A Petrobrás e a YPFB assinaram contratos por vinte anos para a compra de gás natural. Repetindo, a Petrobrás assumiu a obrigação de comprar (take or pay) 9,0 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia no primeiro ano, com o aumento de 18,0 milhões de metros cúbicos por dia, no oitavo ano. Este foi denominado contato TCQ. Petrobrás também assinou outros contratos com os distribuidores de gás natural, conforme tabela 2.14.

Tabela 2.14 – Contrato TCQ (10³ metros cúbicos por dia)

Fonte: Petrobrás, Magazine Brasil Energia

	CONGÁS	COMPAGÁS	SC GAS	SULGÁS	MSGÁS	TOTAL
Ano 1 – 1999	4000	1000	1800	1200	100	8100
Ano 2	4600	1100	1850	1380	150	9080
Ano 3	5200	1200	1900	1500	250	10050
Ano 4	5760	1300	2000	1580	350	10990
Ano 5	6350	1450	2050	1650	450	11950
Ano 6	5930	1600	2150	1750	550	12980
Ano 7	7520	1750	2200	1850	700	14020
Anos 8 a 20	8100	1900	2300	1950	700	14950

Adicionalmente, Brasil e Bolívia concordaram com o aumento de 12 milhões de metros cúbicos por dia de gás natural, através de outros dois contratos:

Contrato TCO (Opção de Capacidade de Transporte), estabelece que 6,0 milhões de metros cúbicos por dia de gás natural, serão entregues para os contratos de usinas de energia termoeletricas.

Contrato TCX (Excesso de Capacidade de Transporte), negocia o balanço entre a capacidade de transporte (30 milhões de metros cúbicos por dia) e os contratos TCQ e TCO.

A tabela 2.15 indica o esperado transporte do gasoduto em 1999, e também um tempo indicativo para a ativação dos contratos TCO e TCX.

a TCO é a designação especial que garantirá gás natural nas Usinas Termoelétricas

b TCX é a designação especial que negocia a capacidade em excesso.

Tabela 2.15 – Gás Natural do Gasoduto Bolívia - Brasil
(milhões de metros cúbicos por dia).

Fonte: Abegás, Petrobrás.

	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
TCQ	8355	9295	10175	11090	12015	12950	13850	14870
TCO a	-	-	3000	4500	6000	6000	6000	6000
TCX b	-	-	-	-	-	3683	7367	9220
	8355	9295	13175	15590	18015	22633	27217	30000

Conforme já mencionado, a Petrobrás contratou a YPFB para o fornecimento de gás natural. Se a Bolívia não for suficiente para o fornecimento de gás, o Brasil poderá pelo contrato, comprar o gás na Argentina ou no Peru.

2.3.3 Gasodutos Argentina – Brasil

Existem gasodutos planejados para ligar reservas da Argentina e o mercado brasileiro. São importantes também as demais opções de investimento que já estão em curso, ou em fases distintas de estudo. A primeira delas denomina-se Conexão Uruguaiana e consiste em duas etapas: na fase inicial, a empresa argentina Transportadora Gás Del Norte vai construir um trecho de gasoduto de 275 km dentro da Argentina, da cidade de Aldeia Brasileira, na província de Entre Rios, até a fronteira do Brasil; em seguida, serão construídos mais 10 km até uma usina termoelétrica da empresa norte-americana AES, em Uruguaiana, Rio Grande do Sul, Brasil. O duto transportará cerca de 3,8 milhões de metros cúbicos por dia, alimentando uma termoelétrica de 600MW, a partir das reservas gasíferas da empresa Repsol-YPF na bacia de Neuquém, Argentina. A energia gerada será vendida às três distribuidoras do estado do Rio Grande do Sul: CEE, AES Sul e RGE.

Em uma segunda etapa, prevê-se a construção de um duto de cerca de 615 km entre as cidades de Uruguaiana e Porto Alegre. Trata-se de uma obra de cerca de US\$ 265 milhões, desenvolvida por um consórcio constituído pela Petrobrás (através da Gaspetro) e grandes multinacionais do Canadá, Brasil e Argentina. Objetiva-se transportar entre 8 e 14 milhões de metros cúbicos por dia de gás natural argentino para a capital gaúcha.

A interligação dos sistemas de gás natural do Brasil e da Argentina também viabiliza a chegada do gás ao mercado uruguaio, através do projeto denominado Cruz del Sur. Esse projeto já foi iniciado pelo consórcio formado pelas empresas British Gás, Pan American Energy e a Ancap (Uruguaia). Encontra-se em fase de construção um gasoduto de 216 km de extensão ligando Buenos Aires a Montevideu (cruzando 50 km sob o Rio da Prata). Uma obra de cerca de US\$135 milhões que visa suprir entre 3 e 6 milhões de metros cúbicos por dia o mercado uruguaio. Com esse projeto, o consórcio pretende estender o gasoduto em mais 700km, para transportar cerca de 15 a 17 milhões de metros cúbicos por dia até Porto Alegre, ligando-se ao ramo sul do gasoduto Bolívia - Brasil.

Outros autores descrevem com detalhes as várias outras opções de gasoduto que, no futuro, permitirão a entrada de quantidades ainda maiores de gás natural argentino, boliviano e mesmo peruano nos mercados uruguaio, brasileiro, chileno e paraguaio (Santos, 1999).

É interessante lembrar que, se o gás natural utilizado pela região Centro-Oeste do Brasil for maior do que o fornecido pelo gasoduto Bolívia – Brasil, existe a possibilidade de reverter o fluxo no gasoduto Bolívia – Argentina, que passa a 530 km do primeiro, ligando Rio Grande a Salta, com a capacidade de 8 milhões de metros cúbicos por dia, em tubos com 24” de diâmetro. Originalmente, o gasoduto Bolívia – Argentina foi desenvolvido para fornecer ao mercado argentino, o gás boliviano. Uma possível reversão no fluxo poderia permitir projetos no Brasil com o gás natural argentino e, desta forma, a usina termoeletrica de Corumbá poderia utilizar a demanda de 2,0 milhões de metros cúbicos por dia.

2.3.4 Gás natural liquefeito

Como foi dito anteriormente, talvez seja necessário importar GNL para auxiliar o sistema de gás natural do Nordeste Brasileiro, para funcionamento das termoelétricas e complexos industriais. O Nordeste não será beneficiado com o gás importado da Bolívia e da Argentina. Projetos de GNL também podem ser feitos para suprir termoelétricas nos estados do Espírito Santo e Rio de Janeiro.

O GNL importado usualmente requer investimentos intensivos devidos à logística envolvida no transporte do gás. O exportador de GNL tem que construir uma usina criogênica para liquefazer o gás natural à temperatura de -160°C , no sentido de reduzir o volume do gás 600 vezes. Então, o gás natural liquefeito deve ser bombeado para os tanques de metano. Na chegada, o GNL é dirigido para uma usina para re-gaseificação e, em seguida, bombeado para os tubos de gás para distribuição. Assim, esta fonte de suprimento é somente competitiva para consumidores de alta escala, como usinas termoelétricas. Usualmente, os navios metaneiros de entrega de GNL possuem de 7,0 milhões de metros cúbicos até 11,0 milhões de metros cúbicos de capacidade.

Assim, a possibilidade de importar GNL, está na quantidade das usinas termoelétricas de Pernambuco e do Ceará, solicitarem este tipo de gás. Estudos preliminares indicam que GNL para o Brasil custará de US\$ 3,2 por milhão de BTU a US\$ 3,5 por milhão de BTU. (Chase Manhattan, 1999)

CAPÍTULO 3

BAGAÇO DE CANA

3.1 O aproveitamento do bagaço de cana como combustível para geração de eletricidade

Tanto na produção de açúcar como na de álcool o bagaço é um subproduto permanente, e obtido em grandes quantidades, verifique a figura 3.1.

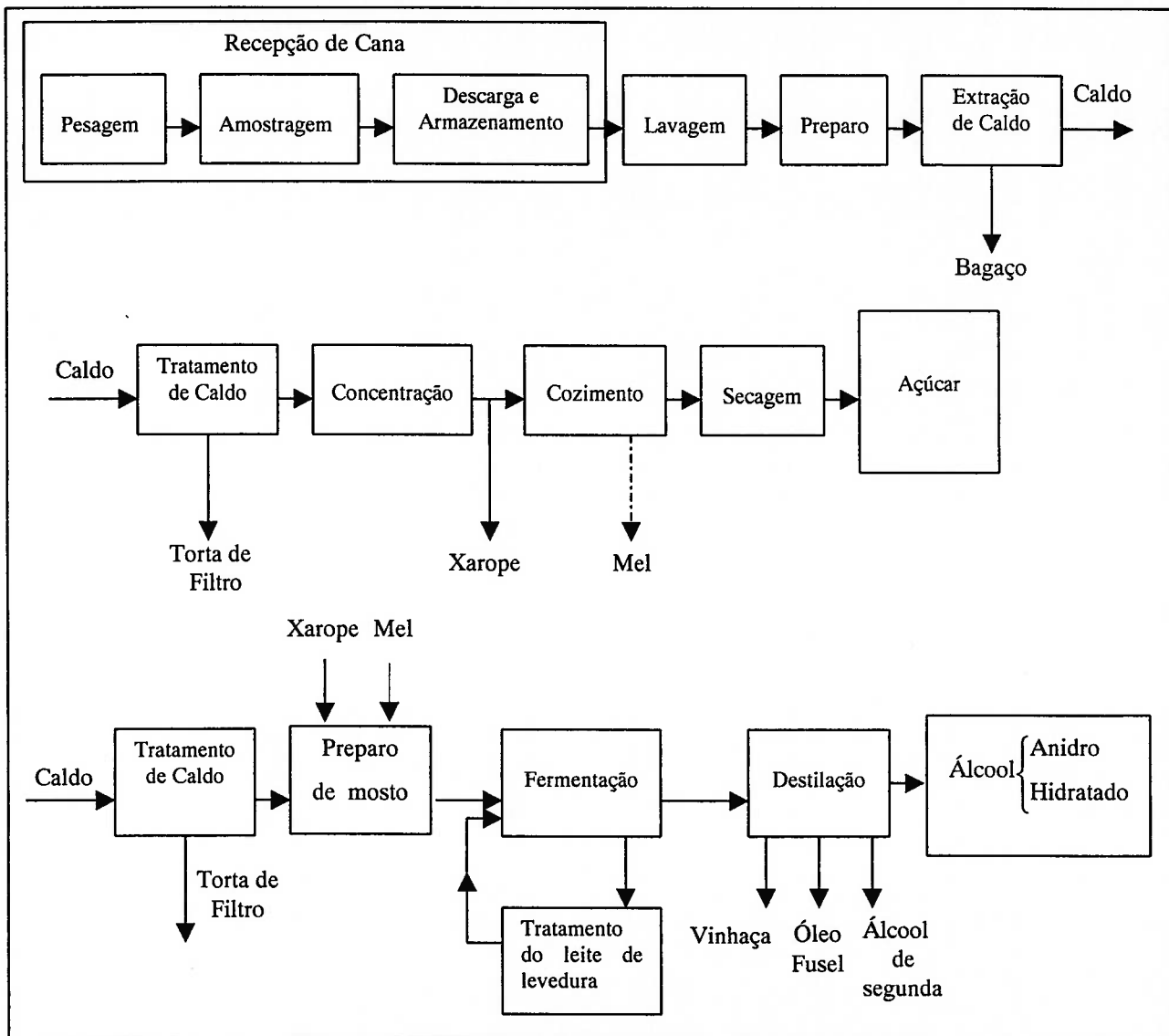


Figura 3.1 : Fluxograma de fabricação do açúcar e do álcool

Fonte : Camargo, 1990

A cana de açúcar após a colheita, é preparada e, em seguida, colocada em moendas, extraindo-se o caldo que será utilizado no processo. Da ação de moagem sai o bagaço, na proporção de 30% em peso. Isto é, uma tonelada de cana produz, em média, 300 kg de bagaço com 50% de umidade e poder calorífico de 2280 kcal/kg de bagaço por tonelada de cana processada. (Coelho, 1992)

O bagaço de cana em grandes quantidades, se não for bem aproveitado, poderá proporcionar problemas no armazenamento. O bagaço natural, nos meses de produção, ou safra, não proporciona problemas, mas nos demais meses do ano, pode gerar despesas. Estes custos são reduzidos, e ocorrem com a movimentação e o armazenamento ao ar livre.

Neste período pode-se perder uma parte de sua qualidade, em consequência de reações bioquímicas e das chuvas. O bagaço, quando compactado, precisa de armazenamento e de proteção contra as intempéries. Mas a compactação, a secagem e o armazenamento, exigem custos adicionais, e por isto não são utilizados.

A partir do bagaço de cana, o potencial de produção de eletricidade, é considerável. Na safra 91/92, foram colhidas no Brasil 232×10^6 toneladas de cana, e delas foram produzidas 70×10^6 toneladas de bagaço, com 50% de umidade. Admitindo-se um rendimento energético teórico de 30% de uma usina termoelétrica convencional a óleo combustível, valor este conservativo com os rendimentos hoje obtidos, a energia elétrica possível de ser gerada com a safra de 1991/1992, seria igual a $(70 \times 10^6 \text{ t}) \times (2,28 \times 10^6 \text{ kcal/t}) \times (0,30) / (860 \text{ kcal/kWh}) = 54\,942 \times 10^6 \text{ kWh} = 54\,942 \text{ GWh}$, valor correspondente a 25,3% do consumo brasileiro em 1990, de aproximadamente 21 7100 GWh. (Coelho, 1992)

Para um fator de carga de 50%, referente a energia elétrica gerada apenas na safra, a potência instalada seria de $54\,942 \text{ GWh} / 4380 \text{ horas/ano} = 12,54 \text{ GW} = 12\,540 \text{ MW}$, aproximadamente a 27% da capacidade instalada, ou o equivalente à potência instalada em Itaipu. Os valores acima referem-se a utilização apenas do bagaço de cana. Com o uso de palhas e pontas haveria um aumento de 80%, de modo conservador, obtendo uma geração total de eletricidade de 98895 GWh, correspondendo a cerca de 45,5 % do consumo de energia elétrica no país em 1990. Desta forma, teríamos produção de eletricidade durante todo o ano.

No caso do Estado de São Paulo que produz 60% da produção de cana do Brasil, teríamos $0,60 \times 54942 = 32965,4$ GWh, durante a safra. Observando a geração da safra, obteríamos uma potência de 7526 MW, referentes a 75,26% do total instalado no Estado, que foi 10000 MW. (Coelho, 1992)

Em 1992, nove usinas de açúcar e álcool do Estado de São Paulo, forneceram cerca de 30×10^6 de kWh/ano na safra, à rede estadual de energia elétrica, através de contratos com a CPFL (Companhia Paulista de Força e Luz). Essa energia é suficiente para abastecer uma cidade de 200 000 habitantes por um mês (Coelho, 1992). Outras duas usinas também forneceram para a CESP (Companhia Energética de São Paulo), mostrando que o caminho de geração de excedentes de eletricidade é importante.

A maioria das usinas de álcool e de açúcar não aproveita totalmente o bagaço reproduzido, vendendo-o a terceiros. Em 1992, o bagaço era vendido a empresas interessadas, como as indústrias de suco de laranja, a um preço médio de US\$ 4,5/t.

A geração de eletricidade aumentou de tal forma que o setor já é praticamente auto-suficiente em relação à energia elétrica produzida com o bagaço. Nas usinas associadas da Copersucar, o grau de auto-suficiência já era de 95%, em 1992. É possível que haja sobra de bagaço, o que viabiliza a geração de excedentes de eletricidade, na safra. Mesmo usinas não associadas, 80% são auto-suficientes. Observe-se que a geração de excedentes de eletricidade na safra, já é possível tecnologicamente, só não ocorrendo em larga escala por razões econômicas. O preço pago pelas concessionárias para o excedente de eletricidade (US\$ 13,00/MWh a US\$ 24,00/MWh), em 1992, não era considerado satisfatório pelo setor. A partir de 1993 através de Protocolo assinado entre o Governo Estadual, as concessionárias de energia elétrica e o setor sucro-alcooleiro, a eletricidade deverá ser comprada a US\$ 48,00/MWh, como custo de expansão do setor.

Observe-se que o rendimento atual do processo de cogeração é reduzido, igual a 22 kWh/tc, com 0,5 kWh/tc excedente, podendo ser aumentado com as tecnologias disponíveis, para 60 kWh/tc (Copersucar, 1991), ou para 100 kWh/tc (Ogden *et alii*, 1990), excedentes. Utilizando tecnologias mais avançadas, ainda em fase de comercialização, a produção de excedentes deverá ocorrer em 670 kWh/tc. (Coelho, 1992)

3.2 Instalações de cogeração com bagaço de cana utilizando o ciclo de Rankine

A produção simultânea de energia mecânica e ou elétrica e de vapor para o processo é denominada de cogeração. No processo, o combustível é queimado na caldeira, produzindo vapor de água superaquecido que é fornecido a turbina de vapor, gerando potência mecânica. Na turbina pode estar acoplado um gerador elétrico para converter a energia mecânica em energia elétrica. O vapor na saída da turbina em baixa pressão é enviado ao processo. Neste caso, a turbina é de contrapressão. A figura 3.2 apresenta o esquema geral do ciclo a vapor mais usado em usinas e destilarias.

De um modo geral, a produção de eletricidade em um ciclo a vapor, é efetuada através de um ciclo de Rankine.

No caso de geração apenas de energia elétrica, usa-se uma turbina de condensação: o vapor na saída da turbina vai para o condensador onde é totalmente condensado e através do sistema de acionamento retorna para a caldeira.

Porém, para a produção simultânea de eletricidade e vapor, pode-se usar a turbina de contrapressão, que é a mais utilizada no Brasil, ou uma turbina de condensação e extração, no processo denominado CEST - "Condensing Extraction Steam Turbine", conforme figura 3.3. Deste modo, parte do vapor é extraído da turbina numa pressão intermediária, seguindo para o processo. A parte restante do vapor expande na turbina até a pressão do condensador, condensa e retorna à caldeira em conjunto com o condensado do processo. Este é o processo com turbina a vapor que apresenta os melhores resultados na produção de energia elétrica.

A Copersucar em 1991 divulgou que uma usina de açúcar e álcool, tem necessidade de energia mecânica para o preparo da cana e do movimento das moendas (em média 12,23 kWh/tc), de energia elétrica para outros equipamentos e para administração (10,11 kWh/tc), e de vapor de água para a produção de açúcar e álcool, em média 480 kg de vapor/tc moída. (Coelho, 1992).

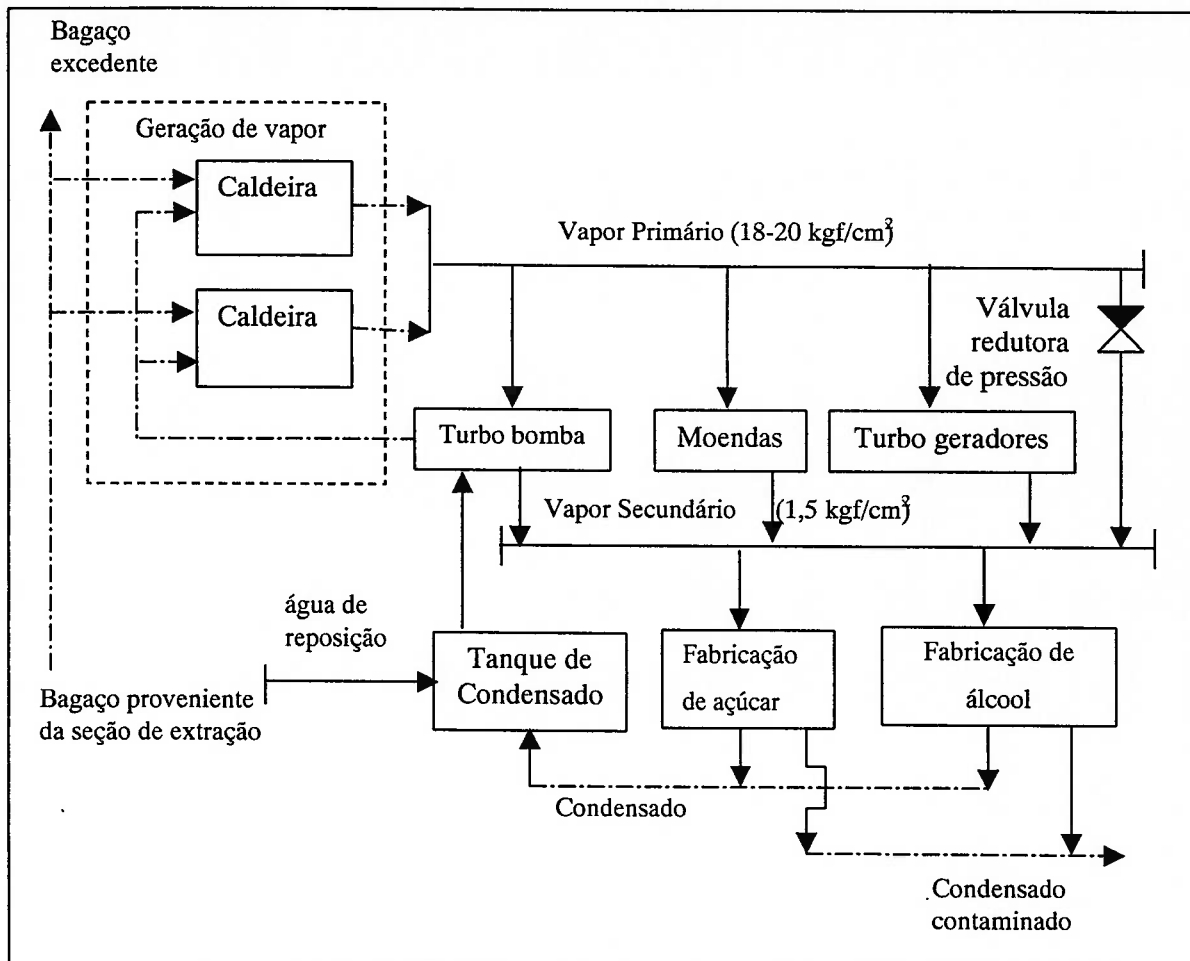


Figura 3.2: Ciclo a vapor comumente usado em usinas e destilarias.

Fonte: Coelho, 1992.

O vapor produzido na caldeira (21 kgf/cm², 220°C) é então fornecido para as turbinas acionadoras das moendas e aos turbo-geradores, para produção de energia mecânica e elétrica. Na saída, a 1,5 kgf/cm² de pressão, o vapor vai para o processo e o condensado que retorna é enviado a caldeira.

Para uma usina média que processa 300 tc/h, produzindo 400 m³/d de álcool e 6500 t/d de açúcar, são produzidas $300 \times 480 = 144\,000$ t/h de vapor de alta pressão a ser fornecida para a turbina. Cerca de 50% correspondem à geração de energia mecânica e os restantes 50% vão para produção de energia elétrica. (Coelho, 1992).

De acordo com a Copersucar em 1991, levando-se em consideração que a produção de bagaço é de 265 kg/tc, uma usina média consome $265 \times 300 = 79\,500$ kg/h de bagaço, com 50% de umidade.

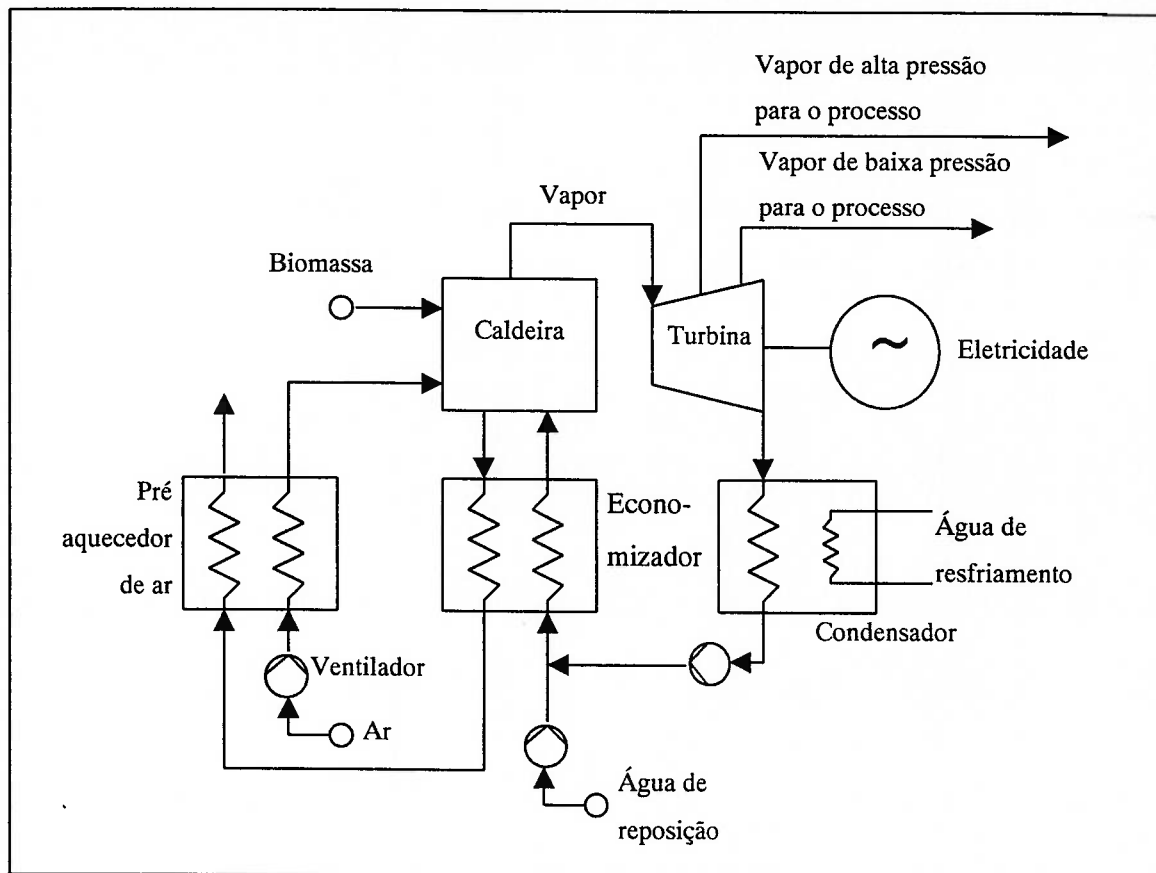


Figura 3.3: Ciclo de turbina a vapor com condensação e extração (CEST)
Fonte: Coelho, 1992.

Para a produção em média, de energia elétrica de 22,34 kWh/tc para consumo e 0,5 kWh/tc excedente, temos uma geração total de 22,84 kWh/tc moída. (Copersucar, 1991) A partir desta informação, pode-se calcular o rendimento termodinâmico do processo, que é definido como sendo a relação entre a energia produzida e a energia disponível no combustível, que é função do poder calorífico e do consumo de combustível.

Como uma tonelada de cana produz 265 kg de bagaço com 50% de umidade, com poder calorífico de 2280 kcal/kg, o rendimento termodinâmico será:

$$\text{Rendimento} = \frac{\text{energia elétrica total gerada}}{\text{energia disponível no bagaço}}$$

$$\begin{aligned} \text{Rendimento} &= 22,84 \frac{\text{kWh}}{\text{t}} = 22,84 \frac{\text{kW}}{265 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ de bagaço}} = \\ &= 22,84 \frac{\text{kW}}{\left(0,265 \frac{\text{t}}{\text{h}} \times 2,28 \times 10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{t}}\right)} = 3,83 \times 10^{-5} \frac{\text{kWh}}{\text{kcal}} \times 860 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}} = 0,0325 = 3,25\% \end{aligned}$$

Para comparação, um ciclo a vapor comum para produção de energia elétrica apresenta, em média, rendimento da ordem de 30%, podendo atingir até 45 ou 50% com a introdução de novas tecnologias.

O rendimento de um ciclo a vapor é função da temperatura do vapor produzida caldeira. Quanto maior for esta temperatura, maior é o rendimento (2º Princípio da Termodinâmica).

No caso das usinas termoelétricas comuns, a temperatura do vapor é de cerca de 500°C a 600°C, bem superior à temperatura de trabalho nas indústrias de açúcar e álcool (230°C), o que justifica o maior rendimento. Mesmo em outros países onde já existem ciclos mais eficientes para produção de eletricidade a partir de madeira, o rendimento atinge cerca de 15%, mesmo assim superior aos valores do Brasil. (Maiuri, 2001)

O objetivo principal do setor sucro-alcooleiro é a geração de vapor para consumo no processo de fabricação de açúcar e álcool. Entretanto, é na melhoria do rendimento da cogeração de eletricidade é que se analisa a possibilidade de geração de excedentes pelo setor.

Os custos de capital dos ciclos a vapor são muito influenciados pela escala, razão por que as termoelétricas tradicionais são de grande porte. No caso da biomassa em particular, e o bagaço de cana para o Brasil, unidades de maior porte e de menor custo de capital seriam impossíveis de operar, devido aos problemas decorrentes da grande quantidade de bagaço, e a dificuldade no manuseio e no transporte. Para reduzir os custos de instalação, foram construídos ciclos mais simples, operando com temperaturas e

pressões mais baixas, e, portanto menos eficientes. Como o custo de combustível neste caso é reduzido, a baixa eficiência não chegou a apresentar maiores problemas, até agora.

No esquema atual de cogeração no setor sucro-alcooleiro, figura 3.2, não é usado o ciclo de vapor tradicional, pois não há condensador para o vapor que sai da turbina, como é nas usinas termoelétricas. Se fosse mantida a mesma pressão de saída da turbina (1,5 kgf/cm²), o processo de condensação apenas introduziria perdas adicionais devido ao calor rejeitado para a água ou o ar de resfriamento. Por isso, nos ciclos que operam com condensador, trabalha-se com pressões mais baixas na saída da turbina, geralmente vácuo, para aumentar a potência da turbina. No sistema em uso nas usinas de açúcar e álcool, o vapor na saída das turbinas de contrapressão vai para o processo, de onde retorna o condensado para a caldeira. Este processo de produção de energia na turbina de contrapressão, com 3% de rendimento é ineficiente por causa da ausência de condensador, que reduziria a pressão na saída, e também pelos baixos rendimentos dos equipamentos utilizados.

Desde que exista a possibilidade econômica para a venda de eletricidade, aparece o interesse das usinas pela geração de excedentes. Surge então a intenção de melhorar o processo de cogeração a partir do bagaço de cana, principalmente no Estado de São Paulo, em vista do interesse das concessionárias em comprar a energia elétrica excedentes, conforme protocolo assinado em 1992.

Desta forma, existem estudos que pretendem melhorar o desempenho da cogeração de eletricidade, através de duas possibilidades:

- a) A implantação de normas de conservação de energia no processo de produção de açúcar e álcool, propostas pela Copersucar em 1991, e também por outras indústrias, que pode reduzir o consumo de vapor no processo de 480 até 332 kg de vapor/tc e, desta forma, diminuir o consumo de bagaço. Assim o bagaço excedente pode ser usado para a produção de vapor através da turbina, gerando eletricidade.

Atualmente, se fosse consumido todo o bagaço produzido, o consumo de bagaço seria, em média, igual a:

$$\frac{265(\text{kg bag}/\text{tc})}{480(\text{kg vapor}/\text{tc})} = 0,55 \left(\frac{\text{kg bag}}{\text{kg vapor}} \right), \text{ ou } 1,8 \left(\frac{\text{kg vapor}}{\text{kg bag}} \right).$$

Reduzindo-se o consumo de vapor para $332 \left(\frac{\text{kg vapor}}{\text{tc}} \right)$, o consumo de bagaço se reduziria a

$$332 \times 0,55 = 182,6 \left(\frac{\text{kg bag}}{\text{tc}} \right),$$

correspondendo a um excedente de bagaço (50% umidade) de $82,4 \left(\frac{\text{kg bag}}{\text{tc}} \right)$.

b) O aumento no rendimento do processo de cogeração permite uma maior produção de energia elétrica. Este rendimento mais elevado pode ser obtido de duas formas:

b.1) elevação da pressão nas caldeiras, aumentando a potência produzida na turbina a vapor. Estudos existentes pela Copersucar em 1991 analisam a substituição de caldeiras antigas (21 kgf/cm^2) por novas unidades, com pressões de trabalho de 60 ou 80 kgf/cm^2 .

b.2) modificações no ciclo de vapor introduzindo turbinas de extração – condensação, pela Copersucar em 1991, bem como por outros fabricantes: parte do vapor é extraído da turbina em pressões intermediárias, indo para o processo e o restante expande na turbina até a pressão do condensador, que opera a pressões baixas, em geral vácuo, em um ciclo CEST, como o da figura 3.3.

A tabela 3.1 apresenta os resultados a estas modificações, com os investimentos correspondentes. Verifica-se que a maior pressão de trabalho nas caldeiras, bem como a introdução do condensador, que opera com pressões abaixo da atmosférica, nos processos CEST, aumentam o rendimento do processo.

Tabela 3.1 – Energia elétrica excedente obtida a partir do bagaço de cana em sistemas de turbina a vapor (Coelho, 1992).

Processo	Consumo de vapor kgv/tc	Consumo de energia kWh/tc	Excedente gerado kWh/tc	Investimento US\$/kw
c	d	e	a	b
Atual [1]	479,30	22,34	0,5	---
A [1]	425,80	24,20	2,9	1000
B [1]	425,80	24,20	21,2	1236
C – CEST [1]	368,00	25,20	41,7	1160
D – CEST [1]	332,00	25,80	60,7	1341
CEST [2]	350,00	20,00	100,0	1520

Notas:

[1]. Copersucar, 1991 e [2]. Ogden et alii, 1990

- Nos casos ATUAL e A: geração é possível apenas na safra, pois não há condensador. Nos demais processos, há também geração na entressafra, com compra de bagaço (Copersucar, 1991).
- O investimento prevê as modificações necessárias no processo para redução do consumo de vapor, nos processos propostos pela Copersucar, 1991, de A a D. No processo CEST proposto por Ogden et alii, 1990, o investimento se refere a uma nova instalação para produção de eletricidade.
- Os processos C e D correspondem a maiores pressões de trabalho (60 a 80 kgf/cm², respectivamente), além de ser utilizado o condensador (0,3 kgf/cm²), enquanto que os processos ATUAL, A e B operam a pressões mais baixas (aproximadamente 21 kgf/cm²).
- Este é o consumo de vapor no processo de produção de açúcar e álcool, obtido com a introdução de normas de conservação; o excedente gerado de energia elétrica na turbina a vapor é avaliado em consequência deste consumo de vapor no processo.
- Consumo de energia no processo de produção de açúcar e álcool: é a energia total, mecânica e elétrica, consumida no processo.

O maior rendimento obtido no processo CEST (Ogden et alii, 1990) é devido, possivelmente, ao fato de se tratar de uma instalação nova enquanto que os outros (C e D, Copersucar, 1991) correspondem a adaptações efetuadas na planta. Comparando-se os resultados, verifica-se que todos os processos – em particular o último, com 100 kWh/tc

excedentes – representam uma melhoria considerável quando comparadas com o atual (22,84 kWh/tc total, apenas 0,5 kWh/tc excedente). (Coelho, 1992)

Do ponto de vista termodinâmico, estes rendimentos não podem ser comparados entre si, pois as condições de trabalho, a pressão e temperatura do vapor na entrada da turbina são diferentes, assim como as instalações.

O processo CEST, proposto por Ogden et alii, 1990 é o que apresenta melhor desempenho. Portanto, o consumo de vapor no processo de produção do álcool deveria ser no máximo igual a 350 kg/tc, bem como os processos C e D, com um máximo de 368 e 332 kgv/tc, o que não ocorre na indústria brasileira, que consome mais, ou seja, 479 kgv/tc (Copersucar, 1991). Também seria necessário modificar as instalações para geração de vapor, o que não é interessante economicamente.

3.3 Aspectos econômicos da cogeração em usinas e destilárias

O preço de venda em 1992 (US\$ 13 a 24/MWh) da energia elétrica às concessionárias estaduais não proporcionava economicamente a geração de excedentes pelas usinas de açúcar e álcool. Poucas usinas vendiam excedentes à CPFL (nove unidades) e à CESP (duas unidades), experimentalmente.

Para a maioria das usinas não havia interesse em gerar e comercializar excedentes de energia elétrica, devido ao baixo preço de venda. As usinas preferiam manter um processo ineficiente, ou mesmo vender o bagaço que sobrava, do que gerar eletricidade. Por essa razão, muitas usinas não se tornaram auto-suficientes em energia, preferindo comprar parte da energia elétrica das concessionárias.

Estudos da Eletrobrás em 1991, analisaram a viabilidade econômica dos assuntos considerados, com os investimentos necessários. Chegou-se a conclusão que isto ocorre para um preço de compra igual ao custo marginal de expansão do sistema da região sudeste (US\$ 48/MWh), mais o custo de transmissão (US\$ 7/MWh), atingindo o valor de US\$ 55/MWh. No entanto, mesmo com as melhorias estudadas, ainda restaram dificuldades:

- na entressafra, a Copersucar em 1991, teve a necessidade de comprar o bagaço para garantir o fator de carga de 90%, mantendo o suprimento de

energia o ano todo. No caso de todas as usinas participarem do processo de cogeração, seriam poucas as possibilidades de haver bagaço excedente para ser comprado na entressafra.

- o investimento nas modificações era elevado (até US\$ 1520/kW instalado), e o rendimento obtido não atingia valores competitivos (100 kWh/tc excedente). Assim, o custo de capital persistiu em níveis elevados.

CAPÍTULO 4

GERAÇÃO ELÉTRICA DO GÁS NATURAL: TURBINAS A GÁS E CICLO COMBINADO

4.1 Turbinas a gás

Uma turbina a gás é um motor de combustão interna onde a compressão e expansão ocorrem em uma máquina rotativa. Necessita de um fluido gasoso com elevado poder energético, representado pela pressão e pela temperatura, para movimentá-la. Na turbina a gás o fluido na saída não pode retornar ao sistema, entretanto pode ser aproveitado no pré-aquecimento do ar na entrada da câmara de combustão, ou ainda na produção de vapor para cogeração.

O uso da turbina a gás apresenta a grande vantagem de possibilitar a formação do ciclo combinado, reduzindo-se, desta forma, as perdas inevitáveis determinadas pela Segunda Lei da Termodinâmica. (ASME, 1985)

4.1.1 Desenvolvimento histórico

As primeiras turbinas a gás que se tem notícia datam do início do século passado. A primeira turbina a gás economicamente viável é creditada à Holzworth em 1911. (ASME, 1985) Na década de 1930, ingleses e alemães utilizaram com sucesso as turbinas a gás em aeronaves. No entanto, o grande impulso em seu desenvolvimento foi dado pelos Estados Unidos, durante a Segunda Guerra Mundial. De 1940 a 1980, muitos recursos financeiros foram aplicados em programas de pesquisa, visando elevar o rendimento energético dos ciclos de turbinas a gás. Neste período, elevou-se a durabilidade da turbina a gás e a temperatura de entrada dos gases. Este fato objetiva o aumento do rendimento termodinâmico e está relacionado com a resistência dos materiais a elevadas temperaturas, quando sujeitos a grandes esforços. O desenvolvimento da ciência permitiu a elevação da temperatura na entrada da turbina de 540°C, na década de 1940 para 1425°C, em 1998. Este aumento foi possível pelo desenvolvimento de novos materiais, e pela técnica de resfriamento inovativo às palhetas

do compressor. Para os componentes críticos, como o revestimento das lâminas da turbina, o mesmo pode ser efetuado com materiais cerâmicos e o seu resfriamento através de descarga de ar do compressor. (Çengel e Boles, 1998)

Durante muito tempo, o uso da turbina a gás destinou-se à propulsão das aeronaves e neste processo ocorreram os maiores progressos no aumento de sua eficiência térmica. Com o aumento da demanda de energia elétrica, nos anos próximos a 1980, passou-se a usar 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 de instalação de turbinas a gás nos Estados Unidos aumentou extraordinariamente, devido às vantagens acima mencionadas e à possibilidade de utilizar o gás natural. No entanto, o choque do petróleo de 1973, reduziu o interesse pela geração termoelétrica, provocando uma estagnação nos investimentos em turbinas a gás. Apenas as turbinas aeroderivativas prosseguiram, por razões militares. Desta forma, a capacidade instalada permaneceu estável até 1985, quando foram retomados os investimentos. Atualmente, existe um grande interesse pelas turbinas a gás pequenas, para cogeração e de grande porte, para o uso em ciclos combinados, que dominam o interesse mundial. (Ieno, 1993)

4.1.2 Modo de operar da turbina a gás

Uma máquina térmica transforma calor em trabalho, utilizando-se de um fluido gasoso. O vapor, o ar atmosférico ou, uma mistura gasosa constituída pelo ar e produtos da combustão, podem constituir o fluido gasoso. A eficiência da transformação, depende das temperaturas de entrada e de saída dos gases que passam pela turbina, de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica. Em uma turbina a gás, a mistura se expande dentro dela, realizando um trabalho, saindo com pressão mais baixa e, evidentemente, com temperatura mais baixa. Na saída, a pressão é a atmosférica, o que define o campo de ação das turbinas a gás, e define também a temperatura da fonte fria. Portanto, o rendimento de uma turbina a gás, está ligado diretamente à temperatura dos gases na entrada e à pressão de saída, pois esta influi diretamente na temperatura.

É importante lembrar sobre a importância da pressão na saída da turbina a gás,

pois quanto menor for o seu valor, maior é o aproveitamento dos gases dentro dela, no sentido de produzir maior potência. A maior parte da literatura sobre turbinas a gás utiliza a norma ISO, que prevê a expansão da mistura gasosa até as condições de pressão no nível do mar. De qualquer modo, pode verificar-se pequena diferença de potência e de rendimento de uma mesma turbina operando nas condições ISO ou em outra norma.

A grande preocupação dos centros de pesquisas de turbinas a gás é referente às ligas metálicas que resistam a elevadas temperaturas, e aos esforços solicitantes. A descoberta de novas ligas tem permitido avanços no rendimento térmico, com temperaturas chegando na casa dos 1300°C, com boa durabilidade. Por isto, as palhetas dos primeiros estágios têm merecido maiores preocupações, porque é por elas que passa o gás de exaustão da câmara de combustão, com as temperaturas mais elevadas. Para as palhetas seguintes, o problema é menor 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 o peso das palhetas.

O rendimento térmico de uma turbina a gás, devido aos avanços da tecnologia, hoje ultrapassa a casa dos 40%, por exemplo a turbina a gás da General Electric WR-21, equipada com resfriamento intermediário e regeneração apresenta a eficiência térmica de 43%, e produz 21,6 MW. (Çenzel e Boles, 1998)

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 e, em ambos os casos, proporcionando vantagens no rendimento térmico.

4.1.3 O ciclo teórico de uma turbina a gás

Uma turbina a gás é constituída de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. O compressor recebe o ar atmosférico e eleva a sua pressão até o valor especificado para entrar na turbina. Este ar, em alta pressão, penetra em uma câmara de combustão na qual se mistura com o combustível gasoso e fornece o oxigênio necessário para a combustão. A mistura gasosa, dentro da câmara, tem a sua temperatura elevada até o ponto necessário para a sua entrada na turbina. Então o ar se encontra em alta pressão e

alta temperatura, com elevada disponibilidade de energia. Assim, o ar entra na turbina e cede parte da sua energia para as palhetas, provocando o movimento do rotor. Ao passar 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, e assim a disponibilidade energética para realizar trabalho dentro da turbina, termina. Observe-se que a temperatura da mistura gasosa ainda é elevada, podendo ser utilizada no pré-aquecimento do ar antes da câmara de combustão melhorando, desta forma, a eficiência térmica da turbina. A figura 4.1, mostra o esquema teórico de uma turbina a gás, contendo o compressor, uma câmara de combustão e uma turbina a gás. A figura 4.2 mostra, no diagrama p,v, os trabalhos da turbina e do compressor e o trabalho útil do sistema.

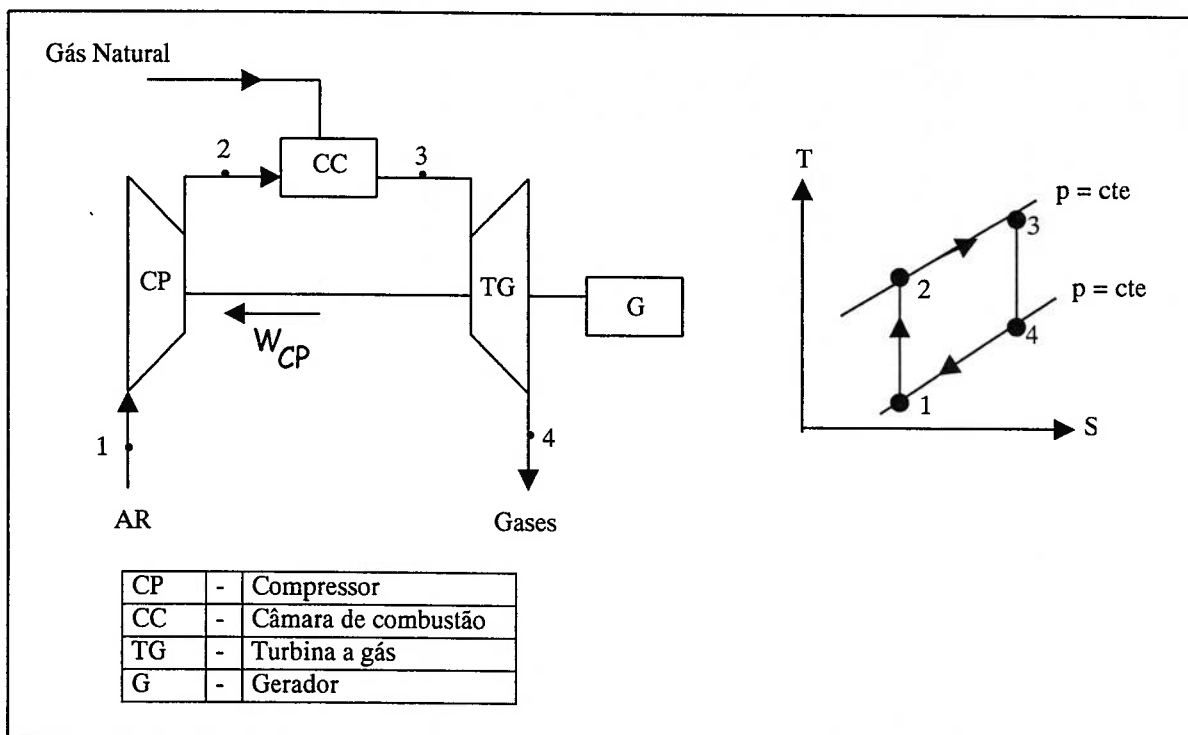


Figura 4.1 - Esquema teórico de uma turbina a gás

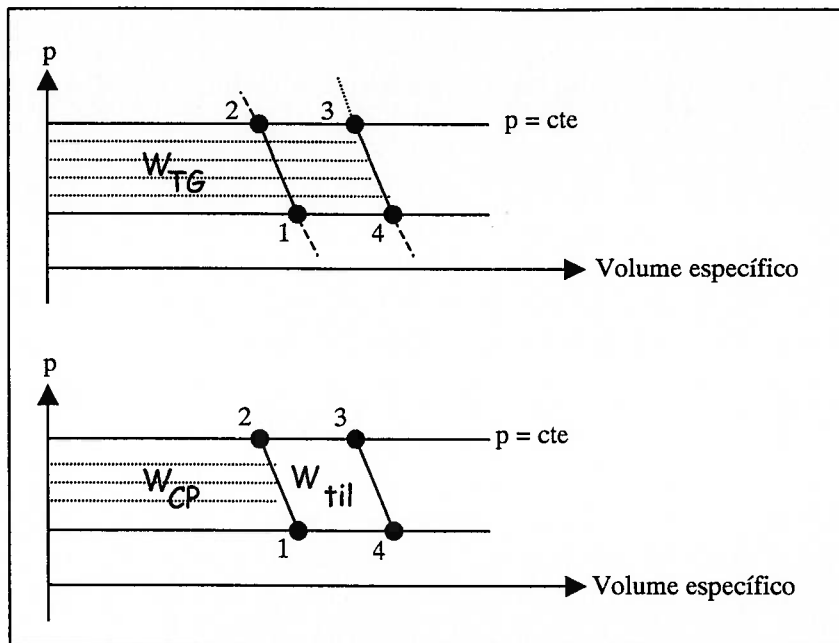


Fig. 4.2 – Representação do ciclo teórico de uma turbina a gás

Para o estudo e compreensão de uma turbina a gás, algumas hipóteses iniciais foram adotadas, no sentido de facilitar o seu equacionamento. Posteriormente, outros conceitos foram admitidos para aproximar os estudos das condições reais. As hipóteses iniciais são as seguintes:

- 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.
- b- Em toda a instalação não se verifica perda de calor para o ambiente.
- c- Despreza-se o efeito do atrito provocado pelo movimento do ar, indicando que o processo é reversível.

Portanto, de acordo com as hipóteses anteriores, o ar passando pelo compressor e pela turbina sofre um processo isoentrópico, por ser adiabático e reversível. O sistema todo funciona em regime permanente, e assim, todas as propriedades do ar ficam inalteradas no tempo, embora variem de um ponto a outro do sistema.

Admite-se que o calor específico do ar tenha um valor médio em torno de 0,24 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 pela American

Society of Mechanical Engineers (ASME), através da publicação Basic Gas Turbine Engine Technology, em 1985, como sendo: “a variação de entalpia do ar depende da variação de temperatura através da equação:

$$h - h_0 = c_p \cdot (T - T_0) \quad (4.1)$$

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”.

Equações básicas

As hipóteses acima indicadas nos levam a equações que definem o funcionamento do ciclo de uma turbina a gás, usando a Primeira Lei de Termodinâmica, que estabelece o princípio da conservação da energia. Em todos os componentes do ciclo fica 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 do ar multiplicada pela sua entalpia.

Compressor

De acordo com as hipóteses anteriores, o ar ao passar pelo compressor sofre um processo isoentrópico, por não haver atrito nem troca de calor com o ambiente. Na figura 4.1 o ar entra no compressor no estado “1” definido pelas condições atmosféricas, passa por um processo de compressão isoentrópica e sai no estado “2”, valendo entre estes dois estados a seguinte equação:

$$p_1 \cdot v_1^k = p_2 \cdot v_2^k \quad (4.2)$$

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

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} \quad (4.3)$$

Nas duas equações acima, eliminando o volume específico, pode-se obter uma relação entre as temperaturas absolutas e as pressões, na entrada e na saída do compressor.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1 - \frac{1}{k}} \quad (4.4)$$

A Primeira Lei da Termodinâmica em regime permanente, 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 do ar, iguala-se ao fluxo de massa multiplicado pela entalpia do ar na saída. Esta lei permite uma avaliação da potência teórica do compressor, cuja equação é a seguinte:

$$\begin{aligned} M_{\text{ar}} \cdot h_1 + W_{\text{cp}} &= M_{\text{ar}} \cdot h_2 \\ W_{\text{cp}} &= M_{\text{ar}} (h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Resulta:

$$W_{\text{cp}} = M_{\text{ar}} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.6)$$

É possível então, obter a equação da potência teórica do compressor, em função do fluxo de massa de ar que passa por ele, do calor específico a pressão constante do ar, da temperatura e da relação de pressões. A relação 2/7 é calculada a partir da constante isoentrópica do ar: $K = 1,4$.

$$W_{\text{cp}} = M_{\text{ar}} \cdot c_p \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{7}} - 1 \right] \quad (4.7)$$

Câmara de combustão

O ar comprimido quando sai do compressor encontra-se com temperatura mais elevada, porque a compressão provoca um aquecimento do ar. Neste estado, o ar deve receber mais energia, agora sob forma de calor, para atingir as condições necessárias para movimentar a turbina. A câmara de combustão tem a função de elevar mais a temperatura do ar, mantendo a pressão de saída do compressor. Assim, o ar atinge a turbina com elevado poder energético, representado pela sua entalpia que é função da pressão, da temperatura e do volume específico.

De acordo com a primeira hipótese, apesar da reação com o gás na câmara de combustão, considera-se apenas a presença do ar na entrada e saída da câmara de combustão. O ar foi aquecido em um processo de pressão constante, cujo fluxo de calor pode ser determinado pela seguinte equação:

$$Q_c = M_{\text{ar}} c_p (T_3 - T_2) \quad (4.8)$$

Turbina

A conversão de energia em trabalho em uma turbina, é efetuada pela expansão do ar através de suas palhetas. Com as mesmas hipóteses admitidas para o compressor, pode-se afirmar que o ar que passa por ela sofre um processo isoentrópico por ser adiabático e reversível. Entre os pontos “3” e “4” o ar obedece a equação isoentrópica do gás perfeito:

$$p_3 \cdot v_3^k = p_4 \cdot v_4^k \quad (4.9)$$

A equação geral do gás perfeito, pode ser aplicada entre os pontos de entrada e saída da turbina, do mesmo modo como foi aplicada ao compressor.

$$\frac{p_3 \cdot v_3}{T_3} = \frac{p_4 \cdot v_4}{T_4} \quad (4.10)$$

Nas duas equações acima, eliminando-se o volume específico, pode-se obter uma relação entre as temperaturas absolutas e as pressões, na entrada e na saída da turbina:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1-\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{2}{7}} \quad (4.11)$$

A aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica resulta na equação 4.12, na qual aparece a energia entrando na turbina, igual ao fluxo de massa multiplicado pela entalpia, e na saída, o mesmo fluxo de massa multiplicado pela entalpia, somando ao trabalho produzido pela turbina.

$$M_{ar} h_3 = M_{ar} h_4 + W_t \Rightarrow W_t = M_{ar} \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.12)$$

Sendo que a entalpia do ar é igual ao produto do calor específico pela temperatura absoluta, a fórmula da potência teórica fica definida pela equação 4.13.

$$W_t = M_{ar} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.13)$$

Podemos também obter a equação da potência teórica da turbina, em função do fluxo de massa que passa por ela, do calor específico, da temperatura e da relação de pressões, pela equação seguinte.

$$W_t = M_{ar} \cdot c_p \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{7}} \right] \quad (4.14)$$

4.1.4 Condições reais de funcionamento da turbina a gás

As equações anteriores foram deduzidas para uma instalação em condições ideais, para a qual não foram consideradas as perdas de calor para o ambiente, as perdas no processo de combustão e o atrito. Para o sistema real, pode-se aplicar um isolante térmico envolvendo o sistema, de modo que as perdas de calor para o ambiente sejam desprezíveis em relação ao total envolvido. Porém, as demais perdas não podem ser

evitadas, principalmente as devidas ao movimento do ar em altas velocidades no compressor e na turbina. Definem-se então, os rendimentos do compressor, e da turbina. O rendimento da câmara de combustão está relacionado com a queima do combustível incompleta e a perda de calor para o ambiente.

Rendimento da turbina

Uma turbina nas condições reais desenvolve menor potência, porque uma parte da energia desenvolvida perde-se por atrito. Pode-se definir o rendimento de uma turbina como uma fração da potência ideal que é aproveitada. O rendimento da turbina pode ser obtido, dividindo-se a potência real pela ideal.

$$\begin{cases} n_t = \frac{W_{tr}}{W_t} = \frac{(h_3 - h_{4r})}{(h_3 - h_4)} \\ n_t = \frac{(T_3 - T_{4r})}{(T_3 - T_4)} \end{cases} ; c_p = \text{constante} \quad (4.15)$$

A potência da turbina em termos reais é a seguinte:

$$W_{tr} = M_{ar} \cdot c_p \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \right] n_t \quad (4.14.a)$$

A temperatura do ar na saída da turbina (T_4) é calculada através da equação 4.11. Nas condições reais, é calculada pela equação 4.15.a, desde que se conheça o rendimento da turbina.

$$T_{4r} = T_3 - n_t \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.15.a)$$

Rendimento do compressor

O compressor necessita de maior potência para ser acionado nas condições reais. Uma parte da energia que ele recebe é dissipada internamente por atrito. Neste caso, a

potência real é maior do que a ideal. O rendimento do compressor é a fração da potência real que é necessária para o seu funcionamento sem atrito. Pode-se também definir o rendimento do compressor, como sendo a relação entre a potência ideal e a real. Neste caso, a relação é inversa daquela utilizada para o rendimento da turbina.

$$\begin{cases} n_{cp} = \frac{W_{cp}}{W_{cpr}} = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_{2r} - h_1)} \\ n_{cp} = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_{2r} - T_1)} \end{cases} \quad (4.16)$$

A potência real do compressor é apresentada pela equação 4.7. dividida pelo rendimento.

$$W_{cpr} = M_{ar} \cdot c_p \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{n_{cp}} \quad (4.7.a)$$

A temperatura de saída do compressor (T_2) é obtida pela equação 4.4. Nas condições reais, a temperatura do ar é obtida por meio do rendimento do compressor, através da equação 4.16.a.

$$T_{2r} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{n_{cp}} \quad (4.16.a)$$

Rendimento da câmara de combustão

Devido ao elevado valor da relação ar/combustível, a combustão do gás natural utilizado em turbinas a gás é muito importante. Nas câmaras de combustão, a quantidade de ar chega a ser três vezes maior do que a calculada estequiometricamente. A quantidade real de combustível é maior do que a teórica. Na avaliação dos desempenhos dos processos reais de combustão, o objetivo é aumentar a temperatura dos produtos até uma determinada temperatura, comumente a temperatura máxima que os metais utilizados nas turbinas a gás podem suportar. Se tivéssemos um processo de combustão

no qual ocorresse a combustão completa e que fosse adiabático, a temperatura dos produtos seria a temperatura adiabática da chama. A relação combustível-ar necessária para alcançar essa temperatura é denominada como a relação combustível-ar ideal. Na câmara de combustão real, a combustão é incompleta e ocorre troca de calor com o meio; portanto é necessário mais combustível para alcançar a temperatura considerada e nós designaremos esta relação combustível-ar como relação real.

Nesse caso, a eficiência de rendimento da combustão é definida como:

$$\eta'_c = \frac{CA(\text{ideal})}{CA(\text{real})} \quad (4.17) (1)$$

CA = razão combustível-ar. (Van Wylen, 1976).

O procedimento para cálculo de CA ideal utiliza equações estequiométricas.

Por outro lado, podemos utilizar, para cálculo do rendimento da combustão por outra expressão que é mais fácil de ser utilizada. O rendimento da combustão pode ser calculado pela relação entre o calor utilizado e o correspondente à quantidade de combustível consumido (Giacosa, 1980), de acordo com procedimento do ciclo padrão a Ar, que é o seguinte:

$$\eta_c = \frac{Q_c}{M_c \cdot pci} \quad (4.17) (2)$$

A figura 4.3 mostra a diagrama p, v de um ciclo de turbina a gás funcionando em condições reais.

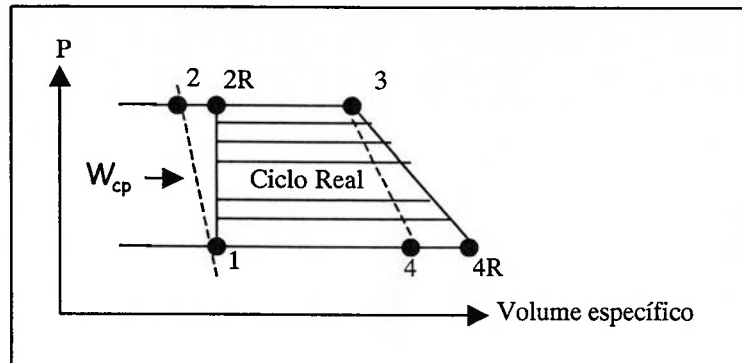


Figura 4.3 – Condições reais de funcionamento do compressor e da turbina a gás

4.1.5 Turbinas com injeção de vapor

Uma turbina a gás pode ter sua eficiência elevada pela injeção de vapor na câmara de combustão. Os gases de exaustão descarregados pela turbina, passando por uma caldeira de recuperação, transferem calor para a água líquida que se transforma em vapor, conforme mostra a figura 4.4. Desta forma, o vapor formado pode ter duas ou mais funções:

- a) movimentar uma outra turbina, segundo o ciclo de Rankine, cuja potência somada à original, resulta em um ciclo combinado de eficiência energética mais alta.
- b) 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:

2.1. – Pela equação 4.14.a, consta-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, tal que potência final fica acrescida na mesma proporção do acréscimo de massa.

2.2 – Pela mesma equação se constata que o calor específico a pressão constante também interfere no valor da potência. O calor específico

do vapor de água é maior do que o de ar, resultando para a mistura um valor intermediário, determinado pela média ponderada entre os calores específicos dos componentes da mistura. (Ieno e Negro, 1999)

$$c_{pm} = \frac{(0,24.M_{ar} + 0,50M_v)}{(M_{ar} + M_v)} \quad (4.18)$$

$$c_p \text{ ar} = 0,25\text{kcal/kg} \text{ (valores médios entre } 20^\circ\text{C e } 1000^\circ\text{C)}$$

$$c_p \text{ v} = 0,50\text{kcal/kg} \text{ (valores médios entre } 20^\circ\text{C e } 1000^\circ\text{C)}$$

A equação da potência da turbina fica alterada nos valores do fluxo de massa e do calor específico da mistura, resultando a equação:

$$W_{tr} = (M_{ar} + M_v).c_{pm}.T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \right] \eta_t \quad (4.19)$$

A figura 4.4 mostra a instalação de uma turbina a gás, tendo em sua saída uma caldeira de recuperação. Na caldeira de recuperação, os gases de exaustão da turbina a gás trocam calor com a água dando origem à formação do vapor. A temperatura dos gases na entrada da caldeira de recuperação de calor é suficientemente elevada para vaporizar a água a 274°C e pressão de 60 ata por exemplo, e superaquecer o vapor até perto de 500°C . A temperatura dos gases descarregados na atmosfera é suficientemente elevada para facilitar a sua saída. Estes gases são perdidos com bastante energia, sem condições de aproveitamento no sistema. O balanço energético da caldeira de recuperação em regime permanente, está na equação 4.20, com referência à figura 4.4.

$$(M_{ar} + M_v).c_{pm}.(T_{4r} - T_5) = M_v.(h_7 - h_6) \quad (4.20)$$

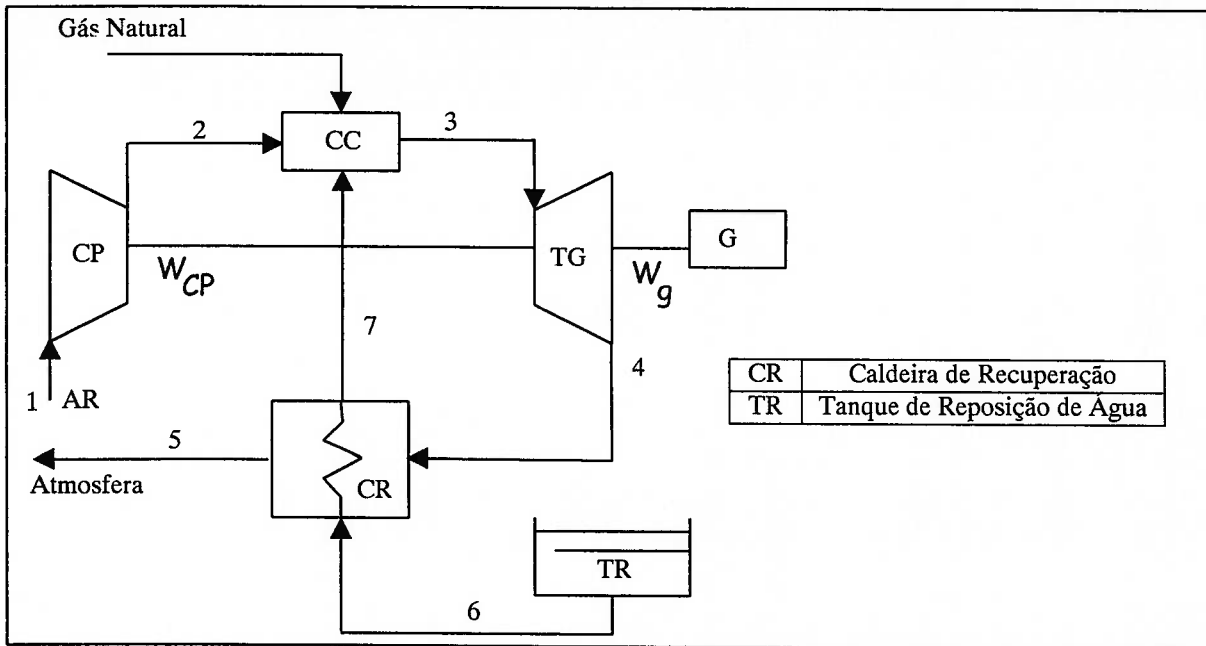


Figura 4.4 – Turbina a gás com caldeira de recuperação e injeção de vapor na câmara de combustão

Na equação 4.20, h_6 e h_7 representam as entalpias da água na temperatura ambiente e do vapor superaquecido, cujos valores encontram-se tabelados, em função da pressão e da temperatura. As entalpias estão à mesma pressão.

Na câmara de combustão a equação fica modificada, devido à presença do vapor que requer quantidade adicional de combustível. O calor necessário para o aquecimento das massas de ar e de vapor, aqui representado por Q_c , envolve o calor específico de cada componente, conforme equação 4.21. (Ieno e Negro, 1999)

$$Q_c = M_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (T_3 - T_{2r}) + M_v c_{pv} \cdot (T_3 - T_7) \quad (4.21)$$

O consumo de combustível, levando-se em conta o rendimento da câmara de combustão, calcula-se pela equação 4.22, na qual o calor Q_c leva em consideração tanto o fluxo de ar quanto o fluxo de vapor.

$$n_c = \frac{Q_c}{M_c \cdot pci} \quad (4.22)$$

Experiências realizadas com uma turbina a gás Detroit Diesel 501 KB indicaram que o ciclo que tem maior eficiência térmica possui a relação vapor/ar próxima a 17%. (Ieno, 1993). Além deste valor, a quantidade adicional de combustível provocaria em princípio, redução no rendimento do ciclo. Entretanto, a quantidade adicional de vapor, tem utilidade no próprio sistema, quando se efetua a compressão do ar com resfriamento intermediário. Assim, o ar chega mais frio na saída do compressor e o vapor restante ajuda a recuperar a temperatura que o ar teria sem o resfriamento.

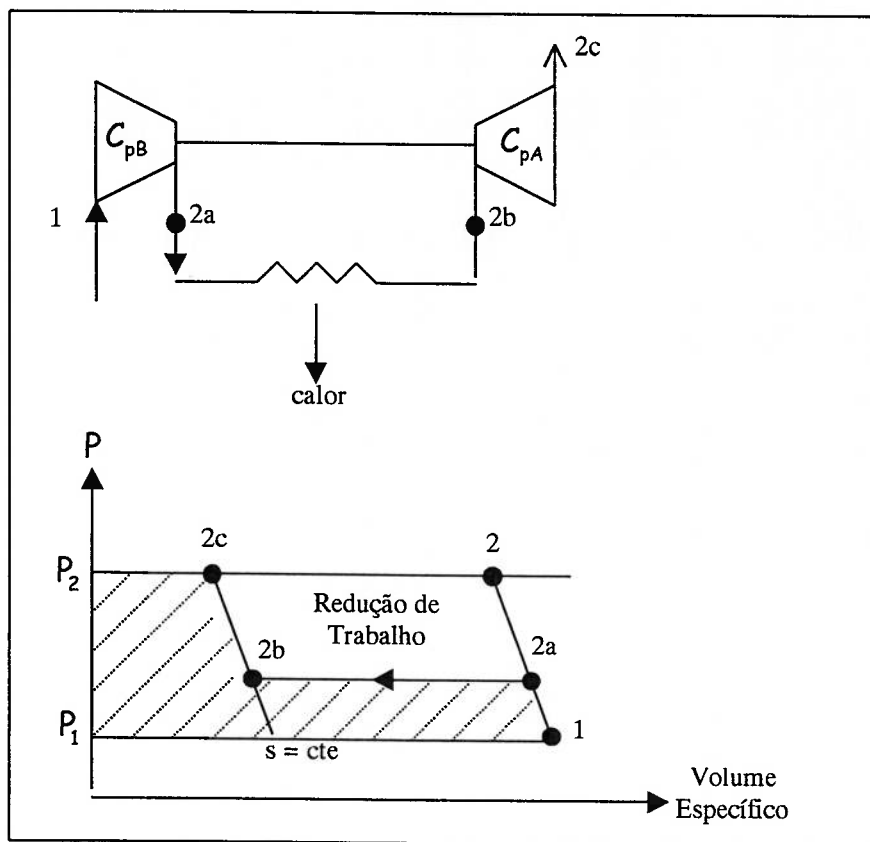


Figura 4.5 - Compressor com resfriamento intermediário

4.1.6 Compressão com resfriamento intermediário

Um compressor dividido em duas etapas é mostrado na figura 4.5. Entre as etapas é instalado um trocador de calor com a finalidade de resfriar o ar. O resfriamento é justificado porque 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 diminuir, conforme mostram os diagramas da figura 4.5 e a instalação da figura 4.6.

Na figura 4.5, 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 $(P_1 - 1 - 2a - 2b - 2c - P_2)$ evidencia que o novo trabalho na nova situação é menor, devido ao resfriamento intermediário. As novas temperaturas após o resfriamento são T_{2a} e T_{2b} , ambas mais próximas da temperatura inicial T_1 .

Ainda no diagrama p,v, com resfriamento intermediário, verifica-se a redução do trabalho representado pela área $(2a - 2b - 2c - 2)$. Verifica-se também que a temperatura final do ar fica reduzida para T_{2c} , menor que T_2 . Com este procedimento, economiza-se energia no compressor, mas gasta-se mais na câmara de combustão. É para este caso que se aproveita o calor dos gases de exaustão da turbina a gás. A figura 4.6 mostra um sistema de turbina a gás com resfriamento intermediário na compressão.

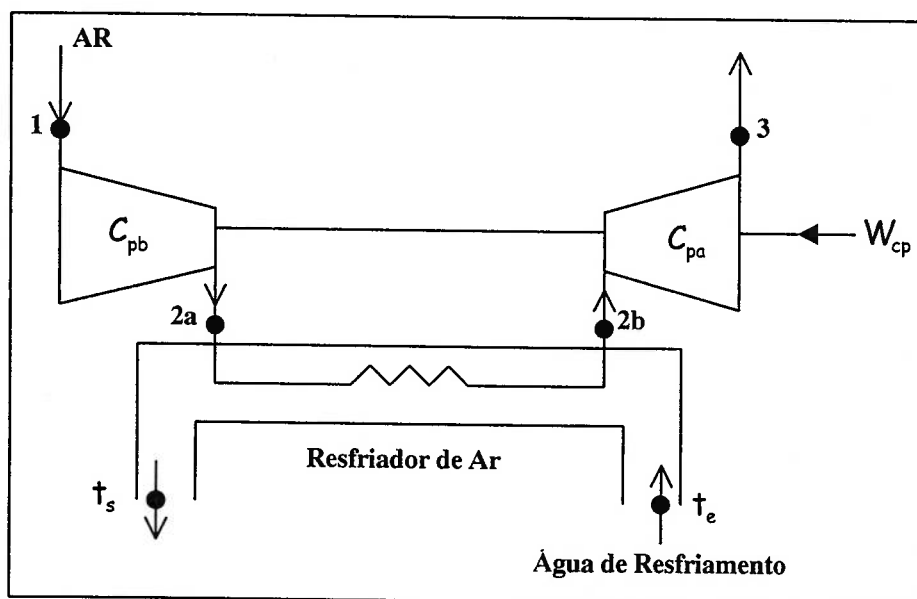


Figura 4.6 – Resfriador de ar do compressor

As equações seguintes representam as trocas de calor nesta nova situação do compressor, utilizando a Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7.

$$\text{Resfriador intermediário: } M_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{2a} - T_{2b}) = M_a \cdot c_a \cdot (T_s - T_e) \quad (4.23)$$

$$\text{Aquecedor: } M_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{2e} - T_{2c}) = M_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_4 - T_5) \quad (4.24)$$

Potência do compressor:

$$\left\{ \begin{aligned} W_{cp} &= M_{ar} [(h_{2a} - h_1) + (h_{2c} - h_{2b})] \\ W_{cp} &= M_{ar} \cdot c_{par} [(T_{2a} - T_1) + (T_{2c} - T_{2b})] \\ W_{cp} &= M_{ar} \cdot c_{par} \left\{ T_1 \left[\left(\frac{p_{2a}}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - 1 \right] + T_{2b} \left[\left(\frac{p_2}{p_{2b}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \end{aligned} \right. \quad (4.25)$$

Considerações sobre o resfriamento intermediário

O compressor com resfriamento intermediário apresenta dois lados opostos em relação ao rendimento do sistema. Por um lado, a redução da potência do compressor proporciona elevação do rendimento, mas pelo outro lado, determina maior consumo de combustível para o aquecimento do ar. Este ar pode ser pré-aquecido usando os gases de exaustão da turbina, conforme indica a figura 4.7 e a equação 4.24. (Ieno, 1993)

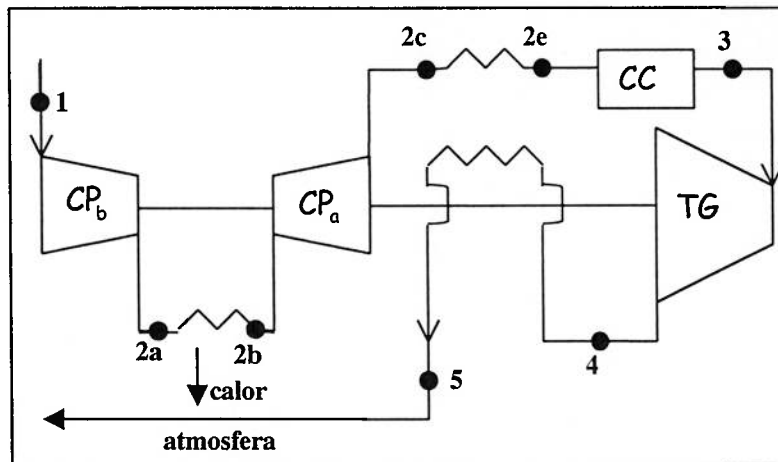


Figura 4.7 – Compressor com resfriamento intermediário, seguido de um pré-aquecedor na saída

4.2 Ciclo combinado

A intenção de conseguir eficiências térmicas mais elevadas resultou em modificações inovatórias nas usinas de energia convencionais. A modificação mais comum envolve um ciclo de energia a gás fornecendo energia para um ciclo de energia a vapor. Este novo ciclo é denominado de ciclo combinado.

O ciclo combinado de maior interesse é o ciclo de turbina a gás acionando o ciclo de Rankine de turbina a vapor, que apresenta eficiência térmica mais elevada que qualquer um dos últimos ciclos agindo individualmente.

Os ciclos de turbinas a gás operam a temperaturas mais elevadas do que os ciclos a vapor. A temperatura interna da turbina a gás acima de 1150°C, e a temperatura da turbina a vapor no máximo é de 620°C. Por esse motivo, no ciclo de turbina a gás, a temperatura na exaustão da turbina é elevada, usualmente acima de 500°C. O aproveitamento desta característica é que permite que a turbina a gás forneça energia para o ciclo a vapor.

A figura 4.8 mostra um ciclo combinado. Neste ciclo, a energia é recuperada dos gases na exaustão da turbina a gás, sendo transferida para o vapor em um trocador de calor que serve como uma caldeira. Em geral, mais do que uma turbina a gás de mesma potência da turbina a vapor, são necessárias para suprir o calor necessário para a produção do vapor. O ciclo a vapor pode também envolver regeneração.

Desenvolvimentos recentes na tecnologia da turbina a gás, tem feito o ciclo combinado economicamente atraente. O ciclo combinado aumenta a eficiência, sem apreciavelmente aumentar o custo inicial em relação ao ciclo de Rankine. Conseqüentemente, muitas novas usinas operam em ciclos combinados e muito mais usinas a vapor, ou usinas de turbinas a gás, estão sendo convertidas para usinas de ciclo combinado. Eficiências térmicas acima de 40% são reportadas como resultados da conversão.

Um dos exemplos a ser fornecido, é da Usina de Ciclo Combinado de Ambarli, na Turquia, que opera com 1350 MW. Esta usina foi construída em 1988, pela Siemens da Alemanha, e é a primeira usina térmica operando consideravelmente no mundo, com um nível de eficiência térmica elevada de 52,5%, nas condições de projeto. Esta usina tem seis turbinas de 138,8 MW e três turbinas a vapor de 172,4 MW. Algumas usinas de ciclo combinado recentes tem atingido eficiências próximas de 60%. (Çengel e Boles, 1998)

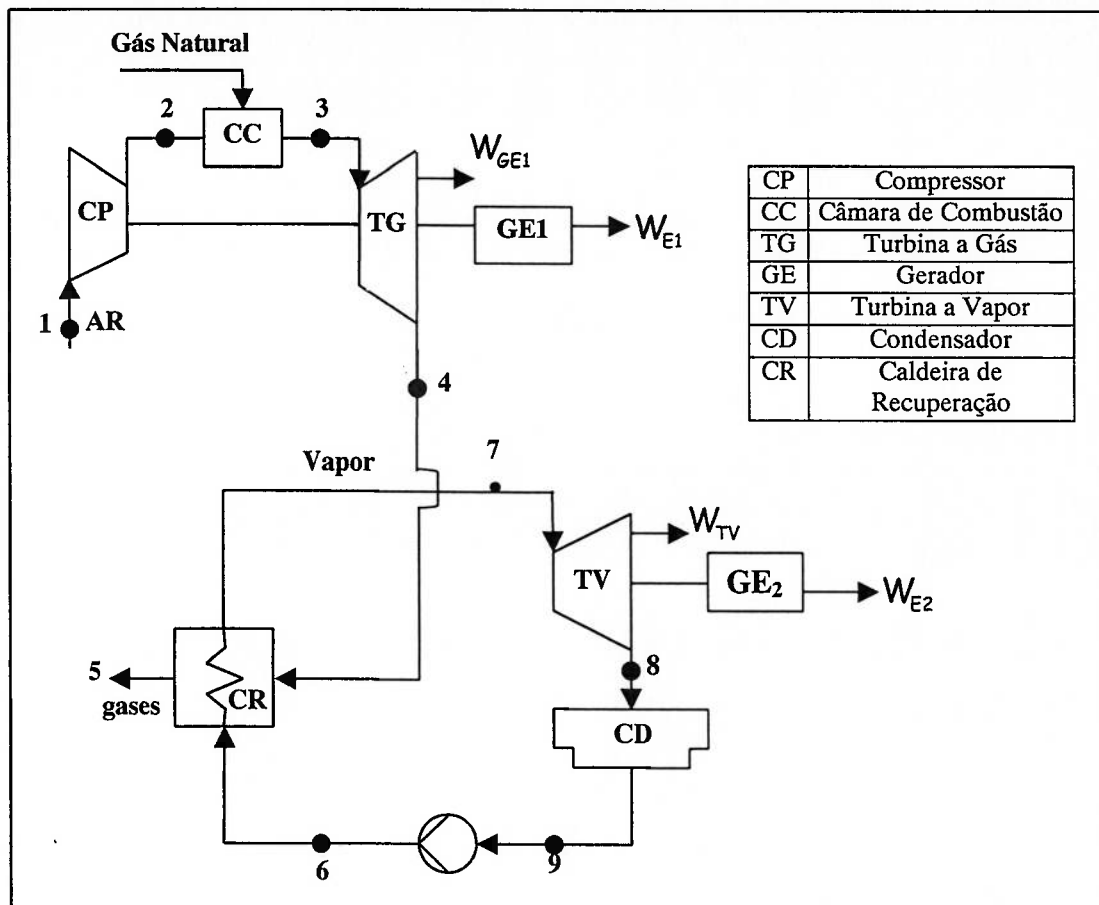


Figura 4.8 – Ciclo combinado com turbina a gás e ciclo de Rankine simples

4.2.1 Ciclo combinado utilizando um ciclo de Rankine simples

O modelo para os ciclos a vapor é o Ciclo de Rankine, pois o ciclo de Carnot não pode ser utilizado na prática.

O ciclo de Rankine é composto de quatro processos internamente reversíveis: adição de calor a pressão constante em uma caldeira, expansão isoentrópica em uma turbina, rejeição de calor a pressão constante em um condensador e compressão isoentrópica em uma bomba. O vapor deixa o condensador como líquido saturado na pressão do condensador. Na sua forma irreversível, deve-se considerar os rendimentos da turbina, da bomba e da caldeira.

A figura 4.8 representa a instalação de um ciclo combinado, com uma turbina a gás e um ciclo de Rankine, sem o pré-aquecimento de água antes da caldeira. A eficiência térmica do ciclo de Rankine pode ser melhorada aumentando a temperatura

média à qual o calor é adicionado ao fluido de trabalho, ou reduzindo a temperatura média a qual o calor é rejeitado ao meio frio.

A temperatura média de rejeição de calor pode ser abaixada, se for reduzida a pressão de saída da turbina, e conseqüentemente, a pressão do condensador. A pressão do condensador, como na maioria das usinas de energia de vapor, ficará abaixo da pressão atmosférica.

A temperatura média durante a adição de calor pode ser aumentada, elevando a pressão da caldeira ou superaquecendo o fluido a altas temperaturas. Existe um limite ao grau de superaquecimento, limitado pela segurança metalúrgica.

Estes são os procedimentos usuais par aumentar a eficiência térmica do ciclo de Rankine simples.

4.2.2 Avaliação de ciclo combinado utilizando o ciclo de Rankine simples

Neste item, deverá ser efetivado o cálculo do rendimento de um ciclo combinado utilizando um ciclo de Rankine simples. Serão utilizados os seguintes valores, da tabela 4.1 de acordo com a figura 4.8. Neste estudo considera-se o ciclo padrão a Ar, pois na mistura gasosa prevalece a massa de ar.

Tabela 4.1 – Dados para o cálculo do rendimento térmico

Turbina a Gás	
Relação de pressão ($r_v = p_1/p_2$)	16,8
Rendimento do compressor (n_{cp})	83%
Rendimento da turbina a gás (n_{TG})	87%
Rendimento da combustão (n_{cc})	94%
Rendimento dos geradores (1 e 2) (n_{GE})	96%
Temperatura do ar (t_1)	20°C
Temperatura do ar aquecido (t_3)	1170°C
Temperatura do ar para o ambiente (t_5)	100°C
Calor específico do ar (C_p)	1 kJ/kg.K
Potência elétrica (W_{EI})	150 000kW
Poder calorífico inferior (pc_i)	47 731,8 kJ/kg
Ciclo de Rankine	

Pressão do vapor (p_7)	6 000 kPa
Pressão do condensador (p_8)	10 kPa
Rendimento da turbina a vapor (η_{TV})	90%
Temperatura de superaquecimento (t_7)	440°C
Rendimento da combustão (η_{CR})	94%

Desenvolvimento:

- Inicialmente determina-se a vazão de ar pela turbina:

$$W_{TG} - W_{cp} = \frac{W_{E1}}{\eta_{GE1}} \quad (4.26)$$

Utilizando as equações 4.14.a e 4.7.a e com os valores da tabela 4.1, obtém-se:

$$M_{ar} = 608,3 \text{ kg/s}$$

- Calor fornecido na caldeira de recuperação (CR)

$$Q_{disp} = M_{ar} \cdot c_p \cdot (t_{4R} - t_5) \quad (4.27)$$

Equação 4.11 $\rightarrow t_4 = 371,4 \text{ }^\circ\text{C}$

Equação 4.15.a $\rightarrow t_{4R} = 475,2 \text{ }^\circ\text{C}$ obtém-se:

$$Q_{disp} = 228\,234,16 \text{ (kJ/s)}$$

- Vazão de vapor na caldeira de recuperação (CR). Resolvendo o ciclo ideal de Rankine, obtemos:

$$h_7 = 3279,3 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_9 = 191,83 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_8 = 2085,96 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_6 = 197,88 \text{ (kJ/kg)}$$

$$n_{CR} = \frac{M_v (h_7 - h_6)}{Q_{disp}} \quad (4.28)$$

Resolvendo:

$$M_v = 69,6 \text{ kg/s}$$

- Potência Elétrica no gerador GER:

$$W_{E2} = W_{TV} \times n_{GE2} \quad (4.29)$$

$$W_{E2} = [M_v \cdot (h_7 - h_6) \cdot n_{TV}] \cdot n_{GE2} \quad (4.30)$$

$$W_{E2} = 71760,4 \text{ kW}$$

- Vazão de Gás Natural (M_{GN})

$$M_{GN} \cdot pc_i \cdot n_{CC} = Mar \cdot c_{par} \cdot (t_3 - t_{2r}) \quad (4.31)$$

Equação 4.4 $\rightarrow t_2 = 385,8 \text{ }^\circ\text{C}$

Equação 4.16.a $\rightarrow t_{2r} = 460,0 \text{ }^\circ\text{C}$, obtém-se:

$$M_{GN} = 9,63 \text{ kg/s}$$

- Rendimento Térmico do Ciclo combinado

$$n = \frac{(W_{E1} + W_{E2})}{(M_{GN} \cdot pc_i)} \quad (4.32)$$

$$n = \frac{(150000 + 71760,4) \text{ kW}}{(9,63 \times 47731,8) \text{ kW}} = 0,483: \quad (48,3\%)$$

4.2.3 Ciclo combinado utilizando um ciclo de Rankine regenerativo

O ciclo termodinâmico da figura 4.9 é constituído por uma turbina a gás e um ciclo de Rankine com pré aquecimento da água antes da caldeira, isto é, regenerativo.

Esses pré-aquecedores são alimentados pelas extrações de vapor da turbina. Com esse sistema, a eficiência térmica é maior, em função do aumento da temperatura da fonte quente.

No ciclo regenerativo, a água entra mais quente na caldeira, possibilitando uma troca de calor a uma temperatura média mais elevada.

As grandes centrais termoelétricas são equipadas com muitos pré-aquecedores. A figura 4.9 possui um único pré-aquecedor.

Em ambos os casos, a pressão e a temperatura do vapor dependem somente do estado dos gases descarregados pela turbina a gás.

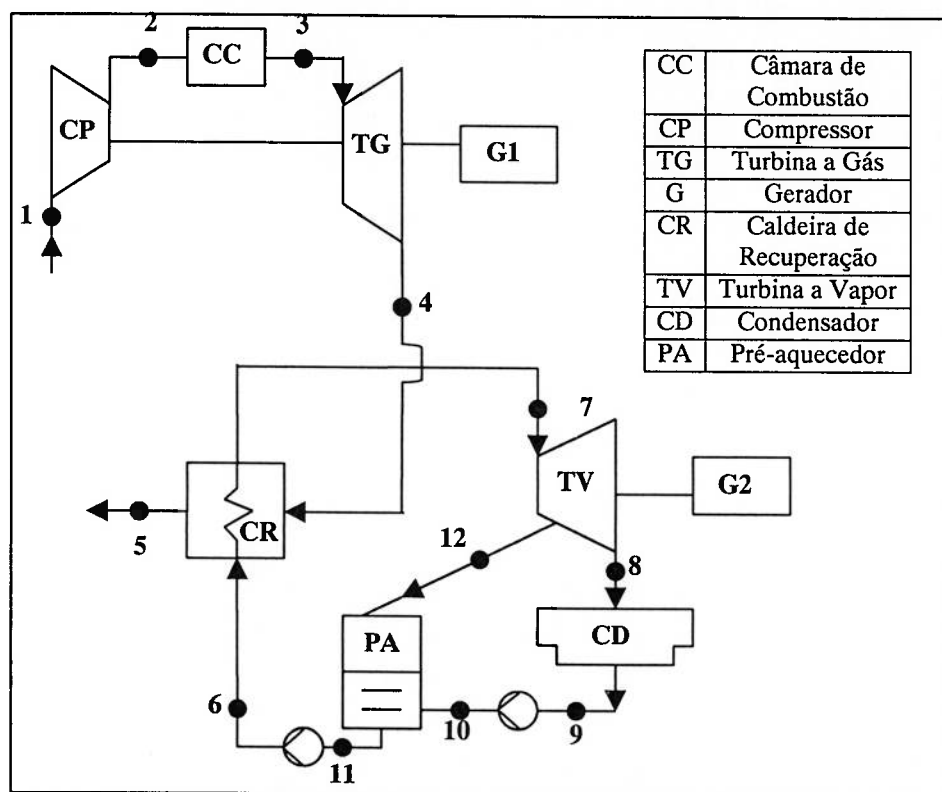


Figura 4.9 – Ciclo combinado com turbina a gás e ciclo de Rankine regenerativo

A pressão de extração do vapor da turbina, é função da temperatura de pré-aquecimento adotada. Cada etapa de pré-aquecimento é igual à diferença total de temperatura da fase líquida do ciclo, dividida pelo número de pré-aquecedores, mais um.

A diferença total, é a diferença entre a temperatura de vaporização da água dentro da caldeira, e a temperatura de condensação do vapor, no condensador.

4.2.4 Ciclos combinados em operação

Em seguida são apresentadas algumas usinas de ciclo combinado.

Usina Ambarly de ciclo combinado

Em 1984 a URSS e a Turquia assinaram um acordo para o fornecimento de gás natural, durante 25 anos, para a Turquia. O suprimento anual deveria estar entre 750 milhões a 6 bilhões de metros cúbicos. Iniciou-se então, um gasoduto até a Turquia. Em 1988 foi construída a Usina de Ambarly, pela Siemens da Alemanha, que operaria com 1350 MW.

Em 1989 quase todo o gás importado era utilizado na geração de energia elétrica. A usina operaria com 3 unidades iguais de 450 MW em ciclo combinado. Cada unidade deveria ter duas turbinas a gás de 138,8MW e uma turbina a vapor de 172,4 MW. A primeira turbina a gás entrou em operação em 1988 e a última turbina a vapor, em 1990 . As seis turbinas a gás operaram individualmente até a instalação das três turbinas a vapor.

O rendimento térmico é de 52,5%, e Ambarly está localizada a 40 km de Istanbul. É gerenciada pela “Turkye Elektrik Kurumi” (TEK). Observe-se que as escavações para as tubulações de água, de 2,5 metros de diâmetro e aproximadamente 1 km de extensão, para o resfriamento dos condensadores, apresentaram dificuldades na sua execução.

Tabela 4.2 - Características principais da Usina Ambarly

Potência de cada unidade	450MW
Potência da turbina a gás	2 x 138,8 MW
Potência da turbina a vapor	172,4 MW
Turbogeradores modelo V94	Siemens
Eficiência térmica	52,5%

TURBINA DE ALTA PRESSAO	
Fluxo de vapor	462 460 kg/h
Temperatura de entrada	524 °C
Pressão de entrada	74,6 bar
TURBINA DE BAIXA PRESSAO	
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, 1988

Central Korneuburg de ciclo combinado

A capacidade desta central 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 está localizada na cidade de Korneuburg, situada ao norte de Viena, nas margens do rio Danúbio, de onde é retirada a água de resfriamento dos condensadores.

A central de Korneuburg foi concebida para atender o suprimento de eletricidade nos picos de carga e como operação durante longos períodos de seca, suprimindo as deficiências do sistema de geração hidráulica. As duas turbinas a gás começaram a operar em novembro de 1959 e janeiro de 1960. A turbina a vapor foi instalada em 1960, depois da turbina a gás. 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 abaixo das modernas instalações, devido a baixa temperatura de entrada dos gases na turbina, 625 °C, em lugar das temperaturas atuais, acima de 1000 °C.

Tabela 4.3 – 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 °C
Temperatura na saída (TAP)	404 °C
Temperatura na saída (TBP)	310 °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 de vapor	15,5 ata
Temperatura de vapor	450 °C
Temperatura de água	56 °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 °C
Pressão na entrada	14,5 ata
Pressão na saída	0,021 ata
Rotação	3 000 rpm
PRÉ-AQUECEDOR DE ÁGUA	
Temperatura de entrada	18 °C
Temperatura de saída	56 °C
Pressão do vapor	2 ata

Fonte: Brown Boveri, 1985

Central Gersteinwerk de ciclo combinado

As turbinas a gás funcionavam com temperaturas máximas de 750 °C na entrada e de 420 °C na saída, no início da década de 1960. A Central de Gersteinwerk, foi planejada para trabalhar em ciclo combinado, com caldeiras de recuperação com suplementação de combustível. Neste caso, se associa uma turbina a gás de pequena potência, com uma turbina a vapor de grande potência. Uma caldeira do tipo convencional, produz o vapor necessário, aproveitando os gases de exaustão de uma turbina a gás. Estes gases fornecem parte do oxigênio utilizado na combustão e pré-aquecem a água de alimentação da caldeira.

O combustível utilizado nas caldeiras é o carvão e nas turbinas, o gás natural. Note-se que nesta usina não existem caldeiras de recuperação, como nos demais ciclos combinados. Apresentam uma caldeira a carvão que utiliza a energia dos gases de exaustão das turbinas a gás. A central de Gersteinwerk foi planejada no início, para seis unidades iguais de 420 MW, sendo 360 MW produzidos pela turbina a vapor e 60 MW pela turbina a gás. Cada unidade terá 420 MW e no total resultam 2520 MW. Posteriormente, a central recebeu mais uma unidade de ciclo combinado, com 656 MW da turbina a vapor e 114 MW da turbina a gás, o que totaliza 770 MW, elevando a capacidade total para 3290 MW.

Obviamente, a relação entre as potências das turbinas a gás com a de vapor, diverge muito das instalações modernas de ciclo combinado, em que, esta relação é de aproximadamente dois para um.

Nas instalações modernas, somente se utiliza o combustível na câmara de combustão, porém 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 a central se assemelha mais com um ciclo de Rankine convencional, do que com um ciclo combinado, devido à pequena participação das turbinas a gás.

Central de Bang Pakong de ciclo combinado

Em Bang Pakong, na Tailândia, foi instalada uma central operando com duas unidades de ciclo combinado. Cada unidade possui quatro turbinas a gás de 62 MW e uma turbina a vapor de 130 MW, apresentando 378 MW. Portanto, a capacidade total é de 756 MW. O ciclo apresenta o rendimento de 42,3% operando com gás natural, e todas as turbinas foram fabricadas pela Siemens.

Associado a cada turbina a gás, encontra-se uma caldeira de recuperação, que produz o vapor que alimenta a turbina a vapor. Estas caldeiras de recuperação não apresentam suplementação de combustível, em razão da temperatura que apresentam. A partir de 1970, as caldeiras de recuperação não necessitavam mais de suplementação de combustível, porque a temperatura interna das turbinas a gás ultrapassava 900 °C e, nestas condições, a temperatura nas caldeiras de recuperação já era satisfatória.

Nesta mesma cidade existe uma central termoeletrica com duas unidades de 550 MW de turbina a vapor e duas unidades de ciclo combinado de 360 MW cada uma.

Um financiamento do Banco Mundial em 1989, permitiria a instalação de mais de duas unidades de ciclo combinado de 300 MW cada uma. O custo de cada unidade seria de 616 US\$/kW. Cada unidade teria duas unidades de turbina a vapor de 100 MW e uma turbina a vapor de 100 MW. O conjunto foi projetado para rendimento de 42 a 45%.

Central Killingholme de ciclo combinado

Até que grandes quantidades de gás natural começassem a suprir o seu parque industrial, a geração elétrica na Inglaterra e no País de Gales era feita através do carvão e do óleo combustível.

A partir daí, muitas instalações de turbinas a gás passaram a operar com vantagens ambientais e econômicas, em relação ao carvão e óleo combustível. A Power Gen em 1990, decidiu instalar uma central de 900 MW, utilizando duas unidades 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 a operar em outubro de 1992, e a segunda unidade a operar 4 meses depois.

Os condensadores são resfriados com água do rio Humbert, em cujas margens está situada a Central de Killingholme. O gás natural deverá vir de Arco British Ltda., que transporta um gás por um gasoduto de 50 km, ligando o terminal com a nova usina.

A Power Gen baseou-se na experiência mundial de grande sucesso, para providenciar a primeira instalação moderna de ciclo combinado na Inglaterra. Nessa ocasião, ciclos combinados de grande porte, tecnologia de turbinas a gás, turbinas a vapor e caldeiras de recuperação, já eram utilizados normalmente.

As turbinas a gás da central foram fabricadas pela Siemens e são do tipo V94, funcionando com gás natural. As caldeiras de recuperação utilizavam somente os gases provenientes das duas turbinas e produzem o vapor para a unidade de turbina a vapor.

As seguintes vantagens foram conseguidas com a instalação do ciclo combinado, no lugar de uma central convencional que seria instalada, de acordo com o 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 equivalente.
- As emissões de NOx estão abaixo do nível estabelecido pela legislação britânica. Nestas condições, a emissão de NOx de 410 mg/kW.h, fica aquém das instalações de carvão que emitem aproximadamente 2300 mg/kW.h.
- A central de carvão emitiria cerca de 60g de cinzas por kilowatt gerado, correspondentes a 16% de cinzas contida no carvão.

Central Midland de ciclo combinado

Em 1960 decidiu-se instalar na cidade de Midland em Michigan, uma central nuclear com duas unidades de 1357 MW. A geração de energia elétrica seria utilizada pela Consumer Power Co. e o vapor de processo pela Dow Chemical Co. A empresa já havia gasto cerca de US\$ 4 bilhões quando o projeto foi abandonado. Estavam 85% das obras terminadas.

Em 1986 começou-se um segundo projeto, no sentido do aproveitamento de duas turbinas a vapor de 350 MW, adquiridas no projeto inicial, para utilização em ciclos combinados. Foram solicitadas à Asea Brown Boveri doze turbinas a gás de 85 MW

cada, cujos gases de exaustão passariam pelas doze caldeiras de recuperação. Estas produziriam o vapor para as turbinas e vapor para a Dow Chemical Co.

A Central de Ciclo combinado de Midland ficou equipada com duas unidades de 690 MW, que contém uma turbina a vapor de 350 MW, quatro turbinas a gás de 85 MW, e respectivas caldeiras de recuperação. O total será de 1380 MW. Ainda são destinados 60 MW de vapor de processo para a Dow Chemical Co.

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

Usina de Tohoku de ciclo combinado

A usina de ciclos combinados de Tohoku de 1090 MW foi colocada em operação comercial em 1985, em Niigata, Japão. Possui dois ciclos combinados de 545 MW, tendo cada um três turbinas a gás de 118 MW e uma turbina a vapor de 191 MW. É relatado que a usina opera com eficiência térmica de 44%.

Os gases quentes de combustão entram na turbina a gás a 1154°C e o vapor entra na turbina a vapor a 500°C. O vapor é resfriado no condensador por refrigeração a água a uma temperatura média de 15°C. Os compressores têm relação de pressão de 14, e o fluxo de massa de ar através dos compressores é de 443 kg/s.

4.2.5 Revisão bibliográfica de ciclos combinados

Este item descreve resumos de artigos que foram levantados na Biblioteca da Universidade de São Paulo, e que foram úteis na elaboração deste trabalho.

- O primeiro resumo refere-se a um Artigo de Revisão, denominado “Ciclos combinados Com Motores De Turbinas A Gás”.

No início, os autores descrevem as possibilidades das turbinas a gás informando as suas vantagens ambientais com relação à poluição do ar e redução do efeito estufa. Descrevem que outras utilidades devem ser adicionadas, com eficiência, para evitar a dominância resultante dos custos do combustível. Informam que a única possibilidade

para melhorar a eficiência do motor de ciclo simples, é melhorar a temperatura de entrada na turbina a gás, para os limites fixados pelo material no caminho do gás quente, e melhorar a tecnologia de resfriamento para a seção aquecida.

Os motores de turbina a gás de ciclo aberto, na exaustão, transferem o excesso de calor para a atmosfera, bem acima do que as turbinas a vapor rejeitam de seus condensadores. Os ciclos combinados usam o calor de exaustão das turbinas a gás para melhorar a eficiência em geral, para cerca de 55%, substancialmente acima do ciclo simples. As turbinas a gás são utilizadas com um ciclo de vapor, ou para gerar eletricidade somente como em ciclo combinado, ou para cogear ambos, a energia elétrica e o aquecimento para os processos de aquecimento de distritos. Isto é evidente para o grande número de ciclos combinados sendo instaladas em países como Japão, USA, a antiga USSR, Malásia e outros, usando gás natural e gás e combustíveis mais pesados.

Uma alternativa para a melhoria de sistemas combinados, é produzir vapor do calor da exaustão, e injetá-lo no ar liberado pelo compressor ou para a câmara de combustão, assim aumentando a energia elétrica. Conhecido como STIG, este sistema está ganhando aceitação, especialmente com motores de turbinas a gás aero-derivativos. Em comparação com o STIG, o ciclo combinado tem relativamente eficiência mais elevada, custo de capital mais baixo e largas, capacidades e lucros marginais mais amplos. Por outro lado, STIG tem completa modularidade, que proporciona maior flexibilidade nas operações de equipamento. STIG também proporciona menores emissões de NO_x , menos água para resfriamento e começa mais rápido no início. Ele também tem mais elevada capacidade de cargas. Resultados recentes pesquisaram os relativos méritos dos dois sistemas e indicaram alguma tendência em direção do STIG.

No sentido de melhorar os benefícios do STIG, injeção de água foi estudada. Das várias combinações de STIG propostas, ISTIG parece prometer esperança onde o ar é resfriado entre dois compressores, em acréscimo à injeção de vapor. O resfriamento reduz o trabalho do compressor e abaixa a temperatura do ar, o que pode ser muito útil no resfriamento das lâminas da turbina. Assim, as temperaturas do metal são conservadas baixas, onde a temperatura da entrada da turbina se baseia, para melhorar a performance. Um segundo arranjo é o turbo-STIG, onde o vapor derivado do gás da turbina de exaustão é usado para manusear a turbina de vapor, onde em turnos se dirige para o HP

compressor, assim alimentando o gás na razão de processo do ciclo. Vapor adicional é gerado a baixa pressão e injetado na câmara de combustão para maior efeito na recuperação do calor. O vapor gerado do gás da turbina de exaustão pode ser usado para resfriar as lâminas da turbina, portanto levantando a temperatura de entrada na turbina e melhorando a performance.

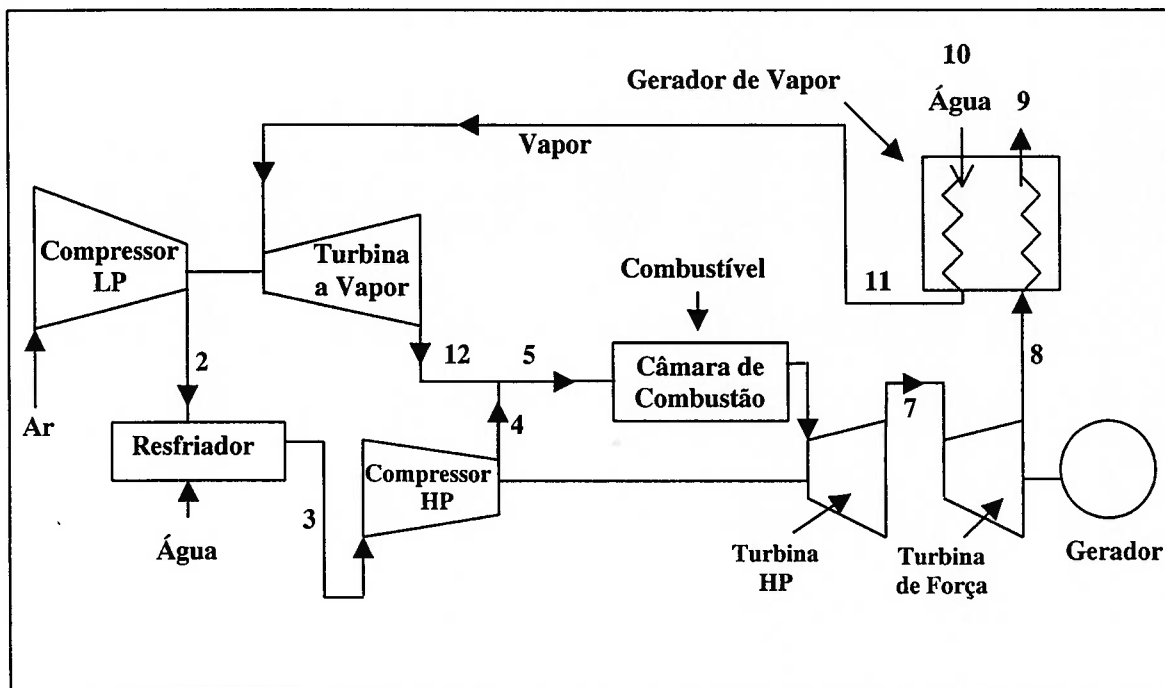


Figura 4.10 – Vapor do turbo resfriado de baixa pressão é injetado na turbina a gás (ILPT).

Os autores propuseram um resfriamento de baixa pressão do vapor do turbo que é injetado no motor de turbina a gás (ILPT), para superar as deficiências dos arranjos discutidos acima, sem sacrificar a relativa compaticidade do motor da turbina a gás.

No ILPT, o compressor LP é dirigido pela turbina de vapor que é movimentada pelo vapor derivado do gás da turbina de exaustão, e parte do vapor é injetada na câmara de combustão. A parte remanescente do vapor, é usado como vapor do processo.

O ar entregue pelo compressor LP é resfriado através de um resfriador evaporativo, como mostrado na fig. 4.10 A performance deste sistema é usado nos processos de calor.

O artigo continua com as reposições do ciclo combinado e termina com os métodos de melhoria da performance do ciclo combinado.

Neste assunto, relatam que Lugand e Parieti em 1990 mostraram que um ciclo de reaquecimento de vapor de três pressões, executando 200 MW na turbina a gás, com temperatura de queima de 1260°C, conduz a um plano de eficiências de no mínimo de 53%.

O artigo também analisa a gaseificação integrada nos ciclos combinados, com carvão, que não é de nosso interesse no momento. (Najjar e Akyurt, 1993).

- O segundo resumo, que analisaremos é sobre “Gerando por ambos caminhos com ciclos combinados (Geração de Energia)”.

O conceito da existência de usina de energia de ciclos combinados tem percorrido pelo menos por umas quatro décadas, pois uma referida planta foi construída em Luxembourg, pela Asea Brown Boveri (ABB), em 1956.

O autor deste artigo, John Cowne, descreve o uso de usinas de ciclos combinados para a geração anterior, quarenta anos atrás.

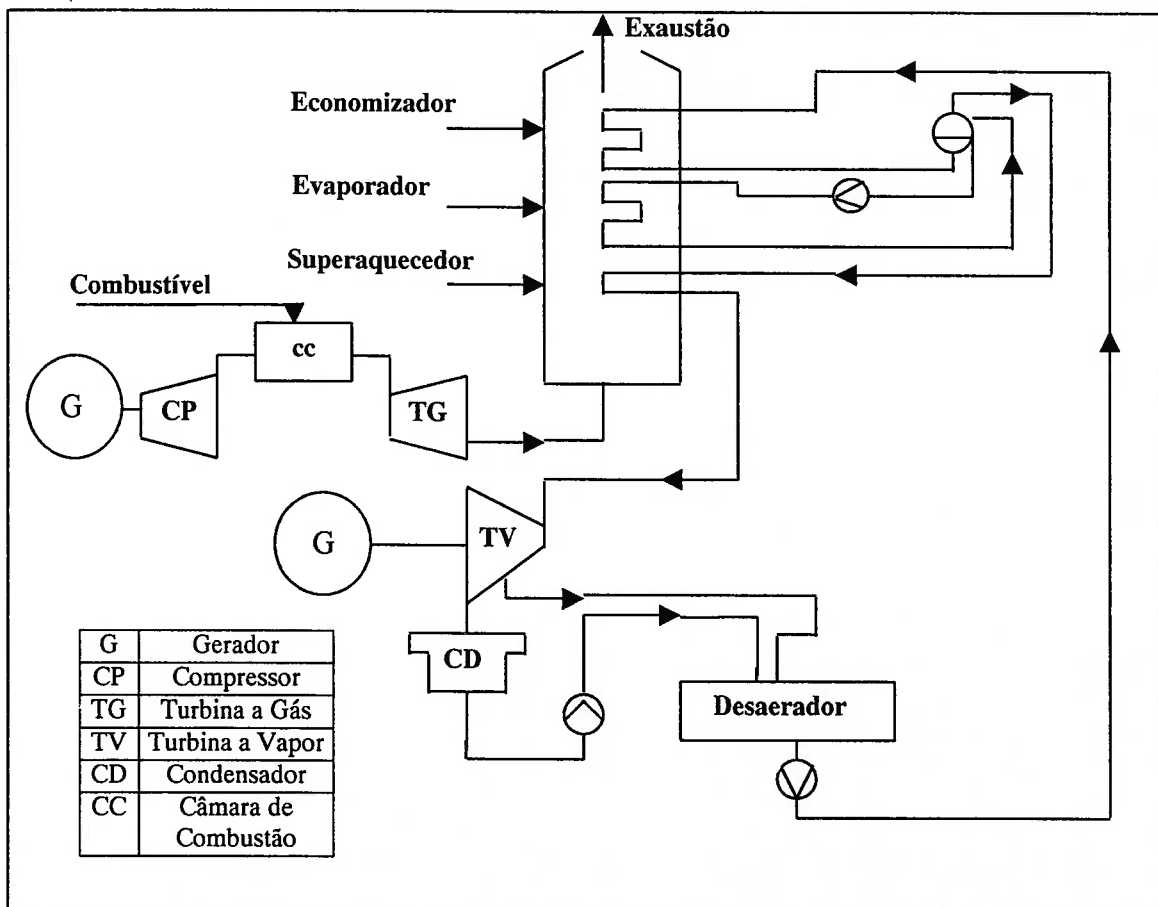


Figura 4.11 – O ciclo combinado mostrando as duas turbinas e o sistema de combustível.

O ciclo combinado

Para Fig. 4.11, de acordo com a publicação, vem a definição de ciclos combinados: em um ciclo combinado em operação, os gases de exaustão deixam a turbina através dos dutos de exaustão e entram no gerador de vapor na caldeira de recuperação, que coleta a energia do calor dos gases, transferindo-a para a água do ciclo de vapor. Os gases resfriados são então liberados para a atmosfera através da saída.

O gerador de vapor da caldeira de recuperação combina três diferentes tipos de seção no trocador de calor. Água pressurizada entra na extremidade fria do gerador de vapor da caldeira de recuperação através de um economizador, onde é aquecida para um pouco abaixo da temperatura de saturação, sendo logo depois convertida em vapor em um evaporador. O vapor saturado é aquecido novamente em um superaquecedor, do qual como vapor, é dirigido para a turbina de vapor.

Para utilizar toda a energia da exaustão possível, duas e mesmo três, níveis de pressão de aquecimento são usados. O vapor expande através da turbina, convertendo energia térmica em energia mecânica, e conduzindo um gerador para produzir eletricidade. Deixando a turbina de vapor, o vapor é transformado em líquido em um condensador. Para isto usa-se o sistema de resfriamento para remover o calor latente. O condensado é então bombeado para um desaerador/alimentador de água de um tanque de armazenagem, no qual os gases incondensáveis são removidos por aquecimento, com vapor retirado da turbina de vapor. O reservatório de alimentação de água também atua como um armazenador de água do ciclo de vapor. A água deixa o tanque de armazenagem através das bombas de alimentação, que a pressurizam antes dela retornar para o gerador de vapor da caldeira de recuperação.

De acordo com o texto, esta tecnologia nunca foi antes tocada, e é um importante fato na geração de calor, até que métodos com materiais de alta temperatura e lâminas satisfatoriamente resfriadas foram desenvolvidas para a turbina a gás, tornando possível um aumento na temperatura do ciclo. Agora, mais que 150 estações de ciclo combinado tem sido fornecidas, ou estão em construção, pela ABB, sozinha. Estas tem geração elétrica de 16 a 1180 MW e uma energia combinada de saída acima de 35 000 MW, pelo mundo afora.

Uma usina de energia de ciclo combinado utiliza dois ciclos, sendo que a turbina a gás utiliza gás, óleo, e vapor na outra turbina. Independente do meio de fogo utilizado, o combustível queimado na turbina a gás, produz calor como energia adicional nos gases de exaustão. Este calor é coletado no gerador de vapor na caldeira de recuperação, e que proporciona vapor para a turbina de vapor, que está conectada ao gerador elétrico. Grandes sistemas de ciclos combinados, com as duas maneiras de dirigir os geradores elétricos, são capazes de oferecer eficiências elétricas de 58%, com 60% em perspectiva, dentro dos próximos anos. Usinas de ciclos combinados de tamanho médio estão obtendo suas eficiências elétricas acima de 50%.

Estas estações de energia, conectadas às indústrias ou distritos habitacionais, podem realizar eficiências totais tão altas como 90%.

As usinas de ciclo combinado queimando gás natural podem ser menos poluentes do que outras usinas, porque não produzem SO₂, pouco CO₂ e hidrocarbonetos não queimados, durante a combustão. Também, ABB desenvolveu um queimador que limita emissões de NO_x. Estas emissões são agora limitadas em alguns países.

Vantagens termodinâmicas

A maior vantagem termodinâmica vem de que usinas de energia convencional são realizadas pela combinação do ciclo da turbina a gás com o ciclo da turbina a vapor. Isto ocorre pela alta diferença entre a temperatura do fluido de trabalho do ciclo a gás e a temperatura baixa do ciclo de vapor. Outro fator importante é a cogeração, por extrair do processo de vapor, ou da turbina de vapor, às condições necessárias. Muitas usinas estão correntemente sendo convertidas para operação de ciclo combinado, pela instalação de turbinas a gás e de caldeiras de recuperação, nos ciclos originais da turbina a vapor.

Combustível e emissões

Usinas de ciclos combinados podem utilizar uma faixa larga de combustíveis de alta eficiência. Estes incluem todos os tipos de gás natural, óleos do diesel até óleos crus e pesados, em vários estados. Estes combustíveis podem ser queimados produzindo baixas emissões de NO_x, usando ABB queimador tecnológico.

O enxofre contido no combustível determina a temperatura de saída dos gases de exaustão. A razão é que se a temperatura for baixa, o vapor de água dos gases se condensam, provocando a formação de ácido sulfúrico dentro da caldeira.

A escolha do ciclo combinado é influenciada pela possibilidade de espaço e a locação da planta em relação às áreas urbanas. O desenho compacto das usinas de energia de ciclo combinado significam que elas necessitam menos espaço no chão e menos materiais de construção. Estes são fatores positivos, ambos econômica e ambientalmente.

Ciclos combinados e cogeração

Angelholm, no sudoeste da Suécia, é um exemplo de como uma usina de cogeração de ciclo combinado pode cobrir muito da demanda elétrica e as exigências de aquecimento do distrito, de uma pequena cidade com um clima frio.

ABB STAL instalou uma usina nesta cidade em 1991, a primeira de uma série na Suécia, que oferece uma elevada razão de aquecimento elétrico, por baixo custo.

A usina de Angelholm tem uma saída elétrica de 29 MW, gerada por uma GT 10, de combustível gás natural, com turbina de 22 MW e uma turbina à vapor de 7 MW. Ela também fornece mais 30 MW de aquecimento para o distrito de 16 000 habitantes.

Para garantir o contínuo fornecimento de energia, o calor de exaustão da caldeira de recuperação, que fornece vapor para a turbina e o aquecimento do distrito, é mantido com gás natural de queimadores, para manter a produção de calor e alguma eletricidade se o gás da turbina falhar. (Cowne, 1994).

- Este resumo é referente ao artigo “Ciclos combinados Com e Sem Cogeração Para Usinas Pequenas”.

A experiência teórica e prática adquirida em projetos e construção de sistemas de ciclo combinado para usinas de energia elétrica, e o desenvolvimento tecnológico contemporâneo de turbinas menores, tem permitido que esta tecnologia seja transferida também, para o setor de cogeração industrial e civil, com potência instalada abaixo de 50MW.

Depois de examinar os aspectos das turbinas a gás de tamanho menor, adequadas para uso em ciclos combinados, o artigo apresenta dois exemplos de aplicação nos campos civil e industrial.

Nos anos recentes os problemas que envolveram a utilização dos ciclos combinados de gás-vapor para geração de energia elétrica, tem sido investigados em diversos aspectos. Estudos e pesquisas nos desenvolvimentos dos componentes mais importantes tais como turbinas a gás, caldeiras de recuperação para produção de vapor, turbinas a vapor, tem sido conduzidos com propósito de otimizar a integração entre os vários elementos.

Os esforços gastos na pesquisa e estudo tem envolvido não somente institutos e departamentos de energia de várias universidades, mas também as companhias que produzem tais componentes, fabricantes de turbinas a gás, particularmente. A turbina a gás, de fato, é o elemento de onde o desenvolvimento da tecnologia do ciclo combinado gás/vapor se originou, e continua sendo o seu principal componente.

Embora a primeira aplicação industrial de ciclos combinados date da década de 1960, é comumente adotado que a eficiência da turbina a gás naquela época era de 25%, resultando numa eficiência global menor que 40%.

A situação hoje é diferente. A evolução da turbina a gás, que atualmente tem a eficiência de 34% ou mais, proporciona eficiência global de 48% a 50%, com o propósito de futuros aumentos.

Indubitavelmente este tipo de usina é o mais eficiente no setor de geração termoelétrica. Inclusive a modularidade da usina de ciclo combinado significa que usinas com diferentes dimensões possam ser instaladas para obter a mesma utilidade. Muitas usinas foram instaladas pelo mundo, para obter de 60 a 600 MW chegando algumas a 2000 MW.

A experiência prática e teórica adquirida em engenharia e em construção destes ciclos combinados para geração termoelétrica, e em simultânea tecnologia do desenvolvimento de turbinas a gás de tamanhos menor, tornaram possível transferir esta tecnologia para o setor de cogeração civil e industrial, onde a potência instalada é menor do que 50 MW.

Relação entre o desempenho da usina e as características da turbina.

A eficiência de um ciclo combinado (n_{cc}), é igual a:

$$n_{cc} = n_v + (1 - n_v) \frac{ng}{1 + \frac{Q_c}{Q_g}}, \text{ onde:} \quad (4.33)$$

- a) n_v é eficiência do ciclo de vapor, razão entre o trabalho produzido pela turbina de vapor (W_v) e o calor emitido na caldeira (Q_c) + a energia do gás da turbina de exaustão (Q_g).
- b) n_g é a eficiência da turbina a gás, igual à razão entre o trabalho produzido pelo componente (W_g) e o calor emitido pelo combustível (Q_g).
- c) (Q_c) é o calor emitido pelo fogo suplementar, quando presente.

Evolução técnica da turbina a gás de baixa e intermediária potências

O desenvolvimento de ciclos combinados de baixa e média potência, está direcionada à evolução da turbina a gás de dimensões menores, especialmente em consideração ao parâmetro (n_{cc}). Isto conduziu ao desenvolvimento de turbinas nos quais os parâmetros do ciclo termodinâmico (temperatura de chama T_3 e a razão de pressão) são selecionados com a específica consideração para possível utilização em usinas de ciclo combinado. Para sumarizar esquematicamente, quando a temperatura de chama aumenta, ambos, as eficiências do ciclo simples e do ciclo combinado aumentam, o poder específico aumenta, e conseqüentemente as dimensões da máquina diminuem. A temperatura de chama é limitada pela temperatura do metal no local onde ocorre a temperatura (lâminas em particular), com a inteira implicação da seleção do revestimento do material de cobertura e do resfriamento do sistema, da extensão dos intervalos entre manutenção, etc.

A razão de pressão é um fator determinante para a eficiência, do ciclo simples e do ciclo combinado.

Exemplos são proporcionados pela descrição breve de algumas características de duas turbinas desenvolvidas, de acordo com estes conceitos: a PGT-10 (10 MW) e a MS-1000 (5MW).

A PGT-10 é uma máquina caracterizada pela temperatura de chama de aproximadamente 1070 °C e uma pressão de razão 14. Estes são parâmetros de máquinas bem testadas tecnologicamente, proporcionando razão de alta performance.

Critério de projeto geral de usinas de pequenos ciclos combinados

É interessante e necessário para a indústria e o setor civil, incrementar o número de usinas para a produção de energia elétrica e calor, e simultaneamente utilizar este tipo de produção para melhorar a eficiência geral.

A utilização de turbinas a gás de tamanhos compacto para aplicação industrial e civil e cogeração ficou mais fácil, desde que alguns critérios sejam tomados na sua engenharia e realização. Estes critérios são:

- a) Simplicidade na operação
- b) Automação do sistema integrado
- c) Flexibilidade do sistema integrado
- d) Arranjo da usina compacta

Ciclos combinados de tamanho pequeno com cogeração

O principal propósito deste artigo, é ilustração de alguns projetos agora sendo realizados para usinas de ciclos combinados gás/vapor de dimensões menores com cogeração. Um exemplo interessante de aplicação de um ciclo combinado de dimensões menores para indústria e cogeração é aquela em que uma usina projetada é mantida pela Turbotécnica, para um fabricante de papel, localizada no centro da Itália.

A usina, um ciclo combinado de único eixo, de 11,5 MW (elétrico) é feita de um Nuovo Pignone PGT-10 para a turbina de gás de 9600 kW, um Nuovo Pignone NG 25/20 para a turbina a vapor de 1900 kW acoplada na outra extremidade do eixo gerador, e finalmente uma caldeira de recuperação com chama suplementar e ventilador auxiliar de

35 t/h de vapor a 50 bar e 350°C. O único eixo do ciclo combinado foi selecionado após análise completa da ponte elétrica e as exigências térmicas da usina de papel. A necessidade de se recorrer a chama suplementar é para cobrir as exigências térmicas, neste caso, para produzir mais vapor em alta pressão e utilizar a queda de entalpia, para produzir uma quantidade adicional de potência elétrica.

Este tipo de usina de ciclo combinado para cogeração tem diversas características especiais, em comparação com uma usina semelhante com turbina a gás sozinha, especificamente:

- a) maior produção de potência elétrica
- b) custo relevante adicional para aquisição da turbina, da caldeira e do sistema de controle, equivalente a cerca de 70% do custo de um similar.
- c) configuração do pacote de montagem, similar ao do turbogerador de uma turbina a gás sozinha.
- d) placa de base ao nível do chão sem bases e sem fundações.

O layout é mostrado abaixo na figura 4.12. Obviamente este tipo de usina, deve reter simplicidade operacional requerida para aplicação industrial e cogeração. Neste caso cuidado especial deve ser dedicado ao sistema de controle.

Um microprocessador foi utilizado para realizar controle integrado para a planta de cogeração e ciclo combinado. Acima de tudo, a seleção de eixo único significa o controle e a regulação dos parâmetros elétricos.

Na prática, será o sistema de controle da velocidade de turbogás que manterá o sincronismo com sistema elétrico da região, em todas as condições de operação.

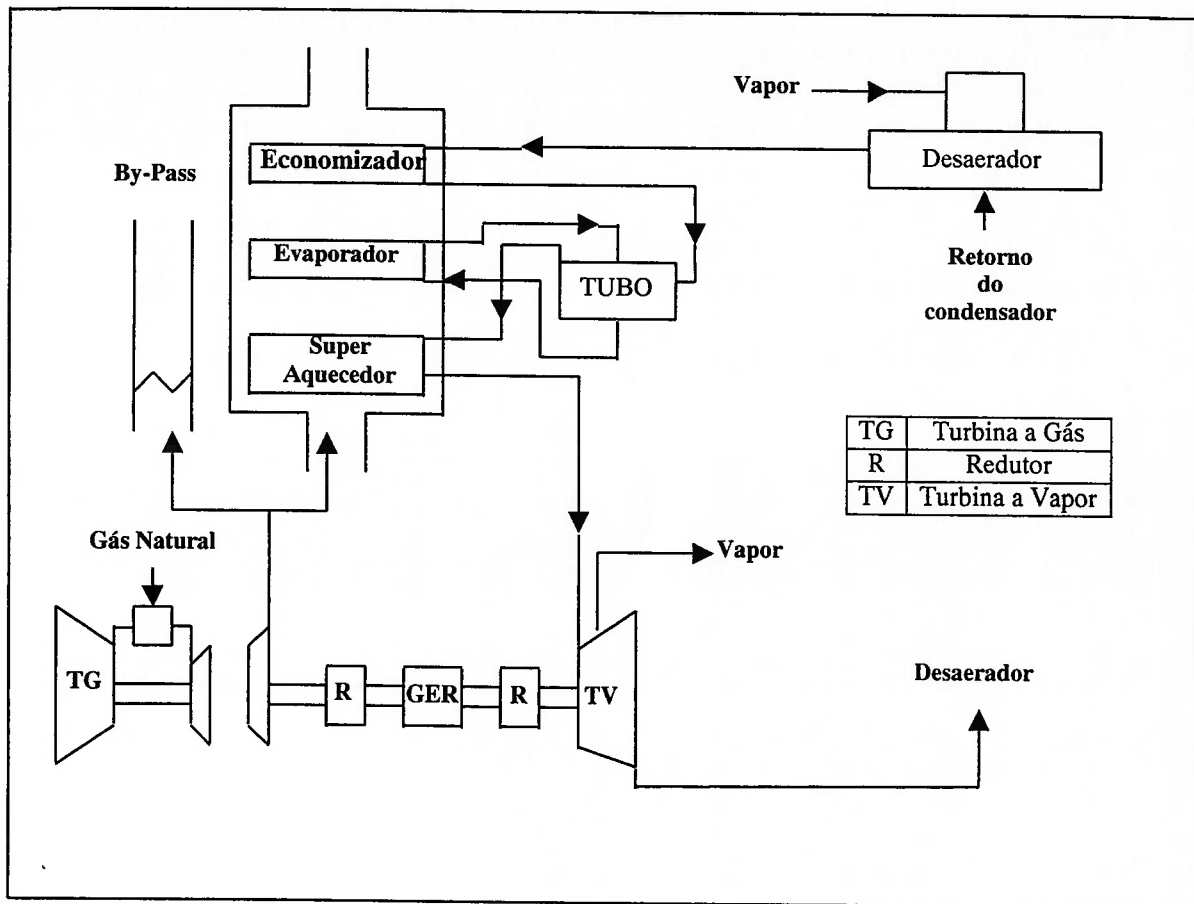


Figura 4.12 - Diagrama do sistema de cogeração com um ciclo combinado com a turbina a gás PET-10.

A inteira usina pode ser manuseada pelo controle, bem como os diagramas e as necessárias medidas indicadoras. (R. Gesso, D. Sabellae M. Pucci, 1989)

4.2.6 Aplicações na Indústria Siderúrgica

A aplicação de turbina a gás em usinas siderúrgicas é realmente boa alternativa, pois existem turbinas com potências entre 2 e 30 MW, que são adequadas para este tipo de indústria. É interessante esta afirmativa porque há nas usinas siderúrgicas, quantidades de gás de alto-forno, que podem ser utilizadas como combustível para essas máquinas. Porém, essas turbinas também podem utilizar o gás natural, quando isto for possível.

Dentro do extenso campo de aplicação para as turbinas a gás na área das usinas siderúrgicas, merecem citação especial as utilizações para a geração de energia elétrica e para produção de ar comprimido, que é empregado como sopro em altos fornos.

Nas usinas siderúrgicas existem setores importantes que não podem prescindir do abastecimento contínuo de energia elétrica, sob pena de sofrerem prejuízos, no ponto de vista humano e para os equipamentos, como acontece com as coquearias, aciarias a oxigênio e estações de recalque de água.

É necessário que as usinas estejam dotadas de centrais termoelétricas próprias, evitando o que ocorreria se o abastecimento de eletricidade repousasse unicamente em fonte externa. Outra finalidade das centrais elétricas próprias consiste em valorizar o gás de alto forno excedente, que de outra forma seria degradado pelo emprego com rendimentos medíocres ou rejeitado para a atmosfera.

Antes da utilização das turbinas a gás, era prática corrente, utilizar as centrais elétricas com turbinas a vapor, uma vez que os motores diesel, não podem empregar o gás de alto forno. Outro motivo que aconselha a implantação de centrais termoelétricas a vapor, consiste na possibilidade de ser produzido com a energia elétrica, o vapor requerido para os processos da usina siderúrgica.

Verifica-se que o emprego de turbinas a vapor em centrais elétricas siderúrgicas, começa a sofrer a competição das turbinas a gás, cujo conjunto de equipamentos, além de outras vantagens, tem dimensões mais restritas, menor custo inicial e idêntica segurança no trabalho.

Também na central termoelétrica da turbina a gás, a produção do vapor para a usina siderúrgica é obtida com a mesma adequação de uma central a vapor, bastando para isso a colocação de caldeiras de recuperação inseridas na exaustão da turbina.

Não obstante, é essencial para a rentabilidade, que os turbo-alternadores a gás operem constantemente, com suas cargas nominais, sob pena de serem obtidos rendimentos medíocres.

Essa condição pode sempre ser atendida em usinas siderúrgicas, uma vez que a central elétrica interna está vinculada à base do diagrama de carga da usina, em decorrência de as capacidades unitárias dos seus turbo-alternadores serem criteriosamente escolhidos.

Modernamente estão sendo empregadas turbinas a gás acionando sopradores do tipo axial, para altos fornos e aciarias, tendo sido abandonada a idéia inicial de incorporá-los aos compressores de ar da câmara de combustão.

Essa nova disposição é satisfatória, obtendo-se a acomodação do soprador às necessidades de sua carga, pela modificação da velocidade angular da turbina, processo esse que não penaliza o rendimento do conjunto em cargas parciais.

Entre inúmeros exemplos de sopradores acionados por turbinas a gás, encontram-se as quatro unidades da usina alemã de Hörde, da Dortmund Hörder Hütternunion AG, construídos pela Brown Boveri, instalados e operando em perfeito funcionamento, conforme artigo de Roberto Barros Benévolo, publicado na revista Metalurgia, em 1986.

Outra idéia interessante para acionamento de sopradores, consiste na utilização de turbinas a gás que impulsionam juntamente com eles, os alternadores. Neste caso, permanecendo constante a velocidade angular da turbina a gás, por força da frequência da energia elétrica, a adaptação do soprador, também do tipo axial, às necessidades de sua carga, é conseguida através do posicionamento das palhetas de seu estator, obtendo-se a modificação da curva característica.

Grupos de turbina a gás-soprador-alternador vem sendo utilizados com sucesso em usinas européias, tanto para insuflação em conversores de aciaria como em altos-fornos, existindo na época, mais de dezessete unidades desse gênero em ação.

Ciclos combinados

Uma das mais interessantes realizações encontra-se na usina austríaca de Donawitz, onde existe uma turbina a gás com potência de 14 MW acionando um soprador de alto-forno com capacidade de 3920 m³N/min e um alternador de 14 MVA.

O grupo pode desincubir-se exclusivamente da produção de ar para altos-fornos, através da motorização do alternador, ou da produção conjunta de ar e energia elétrica. Para aumentar mais a energia elétrica disponível, é interessante a colocação do ciclo de Rankine, conforme mostra a figura 4.13, no lugar de aquecedores de ar comuns do ciclo de Donawitz.

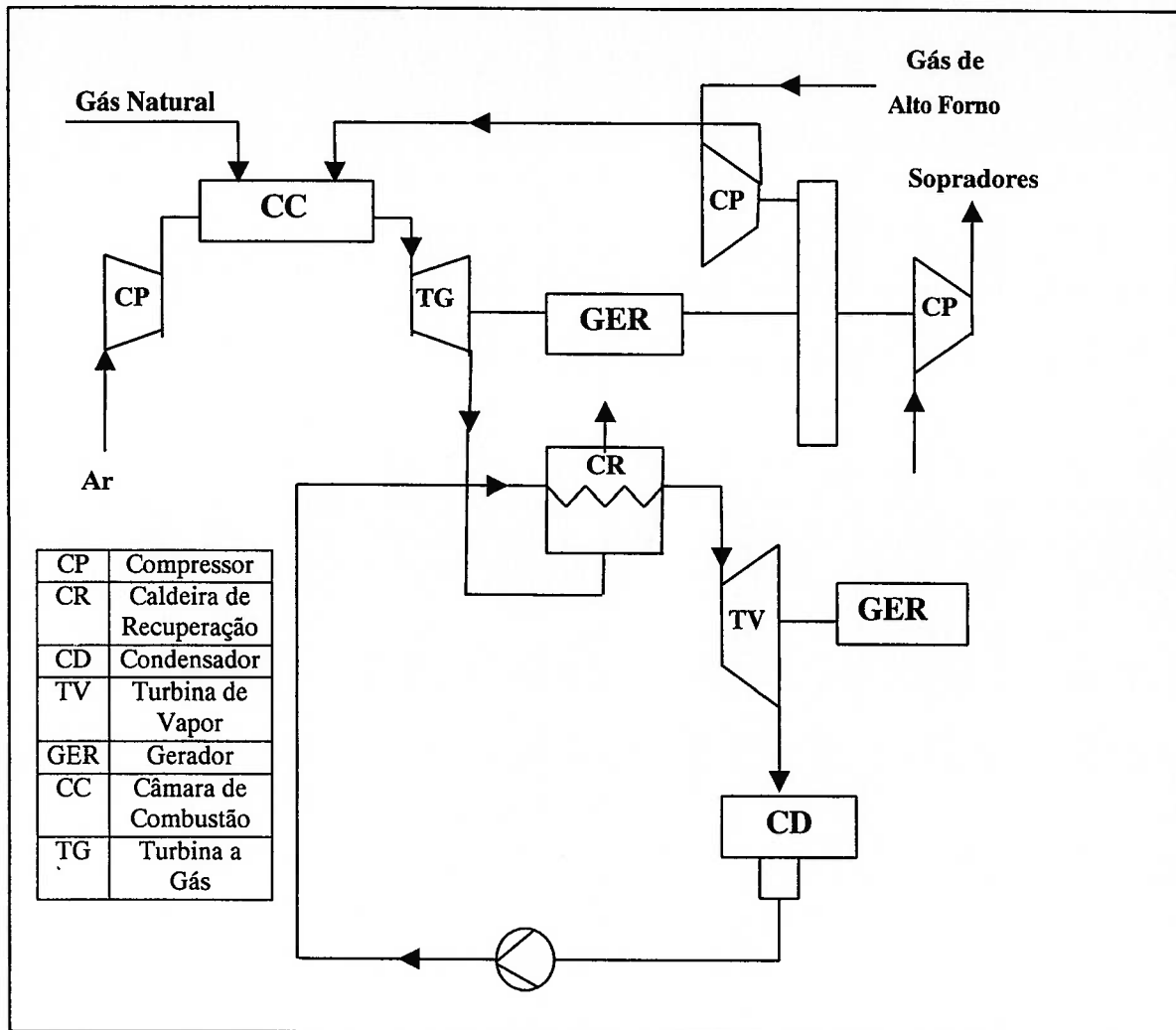


Figura 4.13 – Ciclo combinado – soprador – alternador para Usina Siderúrgica

4.2.7 Futuras instalações de ciclo combinado

A grande preocupação no uso dos ciclos combinados tem sido o aumento de sua eficiência. Para isso, analisa-se os componentes que exercem maior influência na alteração do rendimento. Como a turbina a gás participa com aproximadamente 2/3 da potência total, maior atenção tem sido dada à mesma, do que ao ciclo de Rankine.

Outros exemplos de ciclos combinados:**Tabela 4.4 – Exemplos de Usinas que funcionam em ciclo combinado em vários países do Mundo.**

Fontes: Siemens, 1980; Ieno, 1993.

Localização	Potência (MW)	Data
Duquesne (USA)	1 x 330	1974
Houston (USA)	2 x 292	1974
Ohio (USA)	1 x 225	1974
Illinois (USA)	1 x 105	1977
Jersey (USA)	1 x 340	1977
Portland (USA)	1 x 550	1977
Coreia	2 x 292	1979
Tailândia	2 x 360	1982
Trinidad	1 x 198	1984
México	1 x 371	1984
Japão	5 x 112	1985
Japão	14 x 143	1985
Índia	5 x 300	1986
Tailândia	2 x 300	1989
Egito	3 x 360	1989
Índia	1 x 180	1990
Turquia	3 x 450	1990

As aplicações com turbinas a gás em sistemas de geração de potência elétrica é recente, foi quando se pensou na sua associação com turbinas a vapor. Porém, as turbinas a gás pela sua aplicação nos sistemas de propulsão aérea, tem tido grande impulso nos últimos 50 anos.

Componentes importantes: temperatura e relação de pressão.

Na década de 70, as máquinas trabalhavam com temperaturas máximas de 900 °C e relação de pressão entre 7 e 10. No final da década de 70 e em 80, já trabalhavam com temperaturas de 1100 °C, e relação de pressão entre 12 e 14, e os primeiros estágios da turbina refrigerados a ar comprimido. As turbinas aeroderivativas possibilitaram

temperaturas até 1200 °C e relação de pressão próxima de 20. A equação 4.14.a, mostra a importância destes dois fatores na potência de uma turbina a gás:

$$W_{tr} = M_{ar} \cdot c_{par} \cdot T_e \cdot \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{2}{7}} \right] \cdot \eta_t \quad (4.14.a)$$

A relação de pressão no aumento da potência interfere positivamente, porém na temperatura dos gases de exaustão o sentido é o inverso, conforme mostra a equação 4.11, abaixo representada:

$$\frac{T_s}{T_e} = \left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{2}{7}} \quad (4.11)$$

As turbinas industriais para uso estacionário, são mais robustas e trabalham com potências até 140 MW, e são projetadas com relação de pressão modestas, entre 8 e 16.

Elas são assim ajustadas para utilização em ciclos combinados. As temperaturas nos gases de exaustão estão próximas dos 600 °C. As aeroderivativas, são leves e compactas, trabalham com potências menores e elevadas relações de pressão, entre 18 e 30. São fracas candidatas a ciclos combinados, devido à reduzida temperatura dos gases de exaustão. Porém, são adequadas para o uso com injeção de vapor nas câmaras de combustão, porque são adequadas para grande variação de massa.

Porém, há uma tendência em se reverter a possibilidade de uso destas turbinas pela aeroderivativa, com vantagens na eficiência térmica, pelas seguintes razões:

- A construção em módulos permite que as turbinas aeroderivativas sejam facilmente montadas e instaladas, tornando os custos de instalação e manutenção menores.
- As perspectivas para o futuro, indicam a tendência aeroderivativas, que possam atender o mercado de geração de energia perfeitamente.

4.3 Custo de geração de uma usina termoeletrica

O custo de geração de uma usina termoeletrica é a relação entre a somatória dos custos totais anuais e a energia total produzida.

$$CG \left(\frac{\text{US\$}}{\text{MWh}} \right) = \frac{C_{ta} \left(\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right)}{E \left(\frac{\text{MWh}}{\text{ano}} \right)} \quad (4.34)$$

4.3.1 Custo total anual – C_{ta}

O custo total anual gasto por uma usina termoeletrica, é referente aos custos anuais de investimento, de combustível e de pessoal e manutenção.

$$C_{ta} = C_{ia} + C_{ca} + C_{pma} \quad (4.35)$$

- **Custo do investimento anual - C_{ia}**

O custo do investimento anual depende do investimento realizado, da taxa de desconto e do prazo de amortização.

$$C_{ia} = I \cdot FRC, \text{ onde: } \begin{cases} I = \text{Investimento} \\ FRC = \text{Fator de Retorno do Capital} \end{cases}$$

O investimento nas instalações de ciclo combinado dependerá do valor utilizado na aquisição das instalações das turbinas a gás e na compra do material para o ciclo motor a vapor. A potência total, em média, é constituída por turbinas a gás com o dobro da capacidade da turbina a vapor, portanto os gases de exaustão de uma turbina a gás, desde que sejam aproveitadas com critério e eficiência, são suficientes para acionar uma turbina a vapor com a metade de sua capacidade. Este critério serve de base para a avaliação do custo de investimento anual, desde que sejam conhecidos os custos das instalações individuais.

Valores de investimentos das instalações individuais por unidade de potência

Uma usina convencional funcionando com turbinas a vapor e queimando óleo combustível na caldeira, custa em torno de $C_1 = 1160 \text{ US\$ / kW}$ (Ieno, 1999) e uma instalação de turbina a gás, operando com gás natural, custa em torno de $C_2 = 350 \text{ US\$ / kW}$. (GTW Handbook, 2000). Para uma instalação de ciclo combinado, pode-se admitir uma média ponderada entre os valores acima. Vamos admitir uma usina com duas turbinas a gás para cada turbina a vapor, de mesma capacidade. A média ponderada será igual a $C_3 = 620 \text{ US\$ / kW}$.

O prazo de amortização de uma instalação termoelétrica pode ser de 10 anos. Com este prazo avalia-se a taxa de retorno de capital, utilizando os juros de mercado. As tabelas apresentadas nos parâmetros de investimento, são representadas por C_i (US\$ / kW). Este parâmetro é encontrado em relatório do Banco Mundial, ou através de informações das empresas fabricantes das instalações termoelétricas. O valor do investimento é obtido pelo produto do custo unitário pela potência total instalada W_e (kW). Portanto, $I(\text{US\$}) = C_i(\text{US\$ / kW}) \cdot W_e(\text{kW})$.

O custo do investimento anual é a parcela que se pagará por ano para amortizar o financiamento. Esta parcela é o produto do investimento pela taxa de retorno do capital:

$$C_{ia} = I(\text{US\$}) \times \text{FRC/ano} \quad (4.36)$$

• Custo combustível anual (C_{ca})

O gás natural, dependendo do local onde é comercializado, apresenta seu preço em dólares por milhões de Btu (US\$/MM Btu). No Brasil, o gás natural apresenta a sua densidade média de $0,786 \text{ kg/Nm}^3$ com poder calorífico médio de $35\,500 \text{ Btu/Nm}^3$, resultando um poder calorífico de 8965 kcal/m^3 ou $11\,400 \text{ kcal/kg}$. (Ieno, 2000)

Com estes valores, pode-se fazer o cálculo do preço do gás natural por unidade de massa. Este valor é útil nos cálculos de custo de geração e na comparação com outros energéticos comercializados em massa. O gás natural é comercializado em volume.

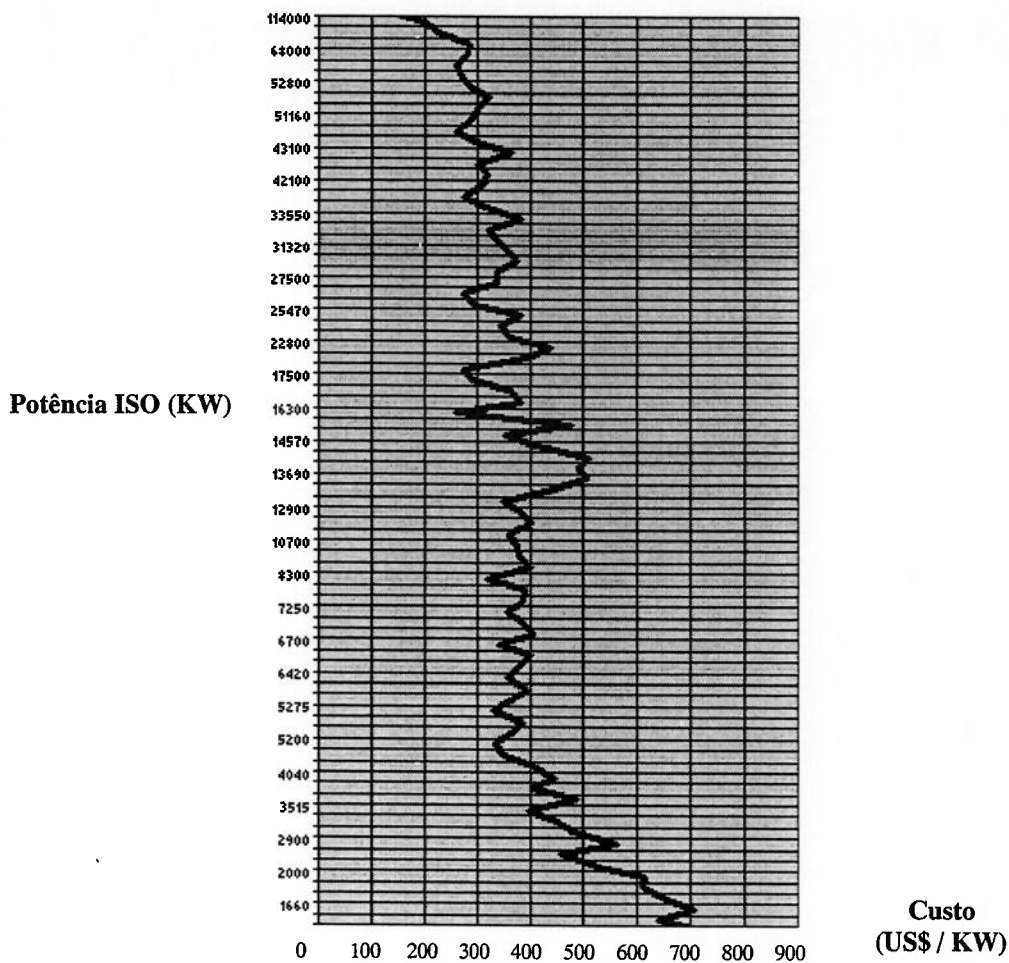


Figura 4.14 – Custos de Turbinas a Gás

Fonte: GTW Handbook, 2000

O custo do gás natural pode ser comercializado de US\$/MM Btu para US\$/kg, através do seguinte: $(\text{US}\$/\text{kg}) = (\text{US}\$/\text{MM Btu}) \times 3,96 \times \text{pci} (\text{kcal}/\text{kg}) \times 10^{-6}$. Adotou-se a transformação de 1kcal para 3,96 Btu.

Um gás natural com poder calorífico de 11 400 kcal/kg cujo preço no mercado é 3,6 US\$/MM Btu, teria seu preço estimado em 0,1625 US\$/kg.

No cálculo do custo anual do combustível, é necessário conhecer o fator de capacidade da instalação (FC), que é a relação entre a energia total produzida durante o ano todo e a máxima produção de energia, supondo que a instalação funcione 24 horas por dia em plena carga, durante o ano inteiro.

$$FC = \frac{E \left(\frac{\text{kW.h}}{\text{ano}} \right)}{W_e (\text{kW}) \times 24 \left(\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right) \times 365 \left(\frac{\text{dias}}{\text{ano}} \right)} \quad (4.37)$$

O custo energético C_{ca} , é obtido pelo produto do custo unitário do combustível C_c (US\$/kg) pela massa de combustível m_c (kg/ano), em um ano.

$$C_{ca} \left(\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right) = C_c \left(\frac{\text{US\$}}{\text{kg}} \right) \times m_c \left(\frac{\text{kg}}{\text{ano}} \right) \quad (4.38)$$

$$m_c = c \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW.h}} \right) \times W_e (\text{kW}) \times 24 \left(\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right) \times 365 \left(\frac{\text{dia}}{\text{ano}} \right) \times FC \quad (4.39)$$

O consumo específico é obtido a partir do consumo de combustível $M_c \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$ dividido pela potência produzida W_e (kW):

$$c \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW.h}} \right) = \frac{M_c \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)}{W_e (\text{kW})} \quad (4.40)$$

- **Custo operacional atual – C_{pma}**

Normalmente adota-se o custo de pessoal e manutenção para instalações a vapor de 2,5% do valor do investimento, conforme planilha da Petrobrás em 1993. Referindo-se a um ciclo combinado, entende-se que o custo seria um pouco menor. Apesar desta diferença, adotou-se o mesmo valor de uma instalação a vapor, por entender que este é um valor médio que pode apresentar variações.

$$C_{pma} = 0,025 \times I \left(\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right) \quad (4.41)$$

4.3.2 Energia anual produzida

$$E \left(\frac{\text{MW.h}}{\text{ano}} \right) = W_e (\text{MW}) \times 24 \left(\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right) \times 365 \left[\frac{\text{dias}}{\text{ano}} \right] \times FC \quad (4.42)$$

**Tabela 4.5 – Planilha de custo de geração para uma instalação de ciclo combinado
(conforme tabela 4.1)**

INSTALAÇÃO	CICLO COMBINADO
Potência (MW)	221
Rendimento (%)	48,3
Fator de carga (%)	80
Custo (US\$/kW)	610
Taxa anual de juros (%)	10
Prazo de amortização (ano)	10
Investimento (US\$)	134 800 000
Amortização (US\$/ano)	21 970 000
COMBUSTÍVEL	GÁS NATURAL
Poder Calorífico (kcal/kg)	11 400
Consumo específico (kg/kWh)	0,157
Consumo anual (kg/ano)	243 156 576
Custo do combustível (US\$/MMBtu)	3,6
Custo de combustível (US\$/kg)	0,1625
Custo anual do gás natural (US\$/ano)	39 460 000
Manutenção e pessoal (US\$/ano)	0,025 x (investimento)
Custo anual (US\$/ano)	3 370 000
Custos totais anuais (US\$/ano)	64 800 000
Energia produzida (MWh/ano)	1 548 000
Custo de geração (US\$/MWh)	41,86

Fonte: Usinas Termoelétricas a Vapor e a Gás Natural – Ieno/Negro – 1999

CAPÍTULO 5

TURBINAS A GÁS E CICLOS COMBINADOS UTILIZANDO BAGAÇO DE CANA

Também no Brasil é crescente a possibilidade de utilizar turbinas a gás, tendo em vista o uso do gás natural como combustível. É possível prever a sua implantação nas usinas termoelétricas existentes, transformando-as em ciclos combinados, com rendimento teórico superior. Os impactos ambientais são menores, por utilizarem gás natural. A turbina a gás apresenta elevada eficiência termodinâmica, e seus custos de capital também são menores. Deveremos também analisar, que este processo poderá possibilitar economicamente a cogeração de excedentes de eletricidade no setor sucroalcooleiro, pelo fato de apresentar rendimento maior que os processos tradicionais de turbina a vapor.

5.1. A utilização de turbina a gás com gaseificadores de bagaço de cana

O ciclo de turbina a gás com combustíveis sólidos gaseificados, apresenta dificuldades para a sua utilização. É necessária a gaseificação do sólido e posterior limpeza do gás antes de alimentá-lo na câmara de combustão da turbina.

Existem resultados de instalações funcionando com turbinas operando com carvão e com madeira gaseificados, tanto em ciclos simples como em ciclos combinados. Exemplos neste caso, são os ciclos combinados com carvão gaseificado desenvolvido em 1986 nos EUA entre outros. Mais recentemente para produção de gás de madeira no ciclo evaporativo de turbina a gás (Maiuri, 2001).

A gaseificação de carvão, inclusive carvão vegetal, e de madeira, já foi obtida para inúmeras aplicações, como aquecimento industrial e motores de combustão interna, por exemplo. Na década de 1980, vários fabricantes de gaseificadores já existiam, e em particular no Brasil, para carvão vegetal, e nas Filipinas, para madeira. Atualmente a gaseificação é um processo considerado dominado, havendo gaseificadores

comercializados. No caso de biomassa, existem experiências analisadas, que exporemos a seguir.

Uma importante experiência no processo de gaseificação foi desenvolvida pela CESP (Companhia Energética de São Paulo), com a construção e operação de gaseificadores eletrotérmicos de madeira em 1983. Foram construídos dois gaseificadores, que apresentaram excelentes resultados. O que mostrou o melhor desempenho, apresentou 310 Nm³/h. O objetivo era a produção de gás de madeira para síntese de metanol e outras aplicações.

Outras experiências importantes com gaseificação de biomassa foram desenvolvidas no Canadá em 1982, e na Finlândia em 1984. (Maiuri, 2001)

Como as especificações técnicas de gaseificadores para uso em turbinas a gás são mais rigorosas do que para gaseificadores tradicionais, há necessidade de maiores pesquisas sobre o assunto. Os resultados com a gaseificação de madeira indicam ser viável a gaseificação da biomassa em geral e, em particular, do bagaço de cana (Coelho, 1992). Os dados existentes para gaseificação do bagaço de cana se baseiam nos resultados experimentais obtidos com carvão e madeira, mas não se tem informações de experiências com bagaço. Em 1983, a Electricité de France desenvolveu os primeiros testes. O Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT) também obteve resultados experimentais (Camargo, 1990). Nos dois casos foi usado bagaço pelletizado, o que não torna o processo economicamente viável, devido ao custo da pelletização.

Em 1991, iniciou-se o projeto de uma planta-piloto que já opera no Havaí: é um empreendimento com gaseificador de leito fluidizado, com a finalidade de produzir gás de síntese para a fabricação de metanol e também gás combustível, para geração de eletricidade em ciclos combinados, adaptados aos ciclos de vapor existentes na indústria sucro-alcooleira do Havaí. Além da produção de energia elétrica, a gaseificação do bagaço será também interessante para equipamentos industriais que não proporcionam condições para a queima do bagaço ao natural, como fornos para produtos alimentícios, torrefação de café, fundição de metais não ferrosos, entre outros. (Coelho, 1992)

5.2. Avaliação técnica dos processos de turbina a gás com gaseificador

A utilização de turbinas a gás com gaseificador permitiria um grande aumento na produção de excedentes de eletricidade nas usinas de açúcar e álcool. Para as instalações de menores proporções como as usadas neste setor, os ciclos de turbina a gás apresentam eficiência superior aos dos ciclos de turbina a vapor, pelo fato de serem pouco afetadas pelo fator escala e por possuírem rendimento termodinâmico maior. Além disso, existe a possibilidade de gaseificação de pontas e folhas a serem usadas na entressafra, proporcionando uma potência instalada durante todo o ano. A geração de eletricidade na entressafra deve ser discutida à parte, bem como a utilização de palhas e pontas, bem como a situação da colheita de cana crua, sem a queima do canavial. Esta já é usada em outros países, como Havaí, Tailândia e Cuba, com êxito.

Neste item são analisados os rendimentos dos principais processos propostos para cogeração de eletricidade na safra a partir do bagaço de cana, em ciclos de turbinas a gás, comparando-os com a situação do setor e com a melhoria na eficiência da cogeração em ciclos de turbina a vapor.

O processo STIG (turbina a gás com injeção), pode ser utilizado juntamente com um gaseificador de bagaço, conforme figura 5.1. Os gases de exaustão da turbina a gás produzem vapor na caldeira de recuperação antes de serem descarregados na atmosfera. Parte do vapor produzido é usada no gaseificador de bagaço, parte é injetada na turbina a gás e o restante é enviado ao processo de produção de açúcar e álcool.

Devido ao consumo de vapor pelo próprio STIG, o vapor disponível para o consumo da usina é limitado a 300 kg de vapor por tonelada de cana processada, correspondente a 20 kgf/cm², 316°C, conforme mostra a tabela 5.1. A eficiência do processo STIG na safra, utilizando bagaço de cana, é estimada em 248 kWh/tc (OGDEN et alii, 1990). Usando bagaço na safra, e palhas e pontas na entressafra, poderíamos obter 672 kWh/tc, apenas para informação. (Coelho, 1992)

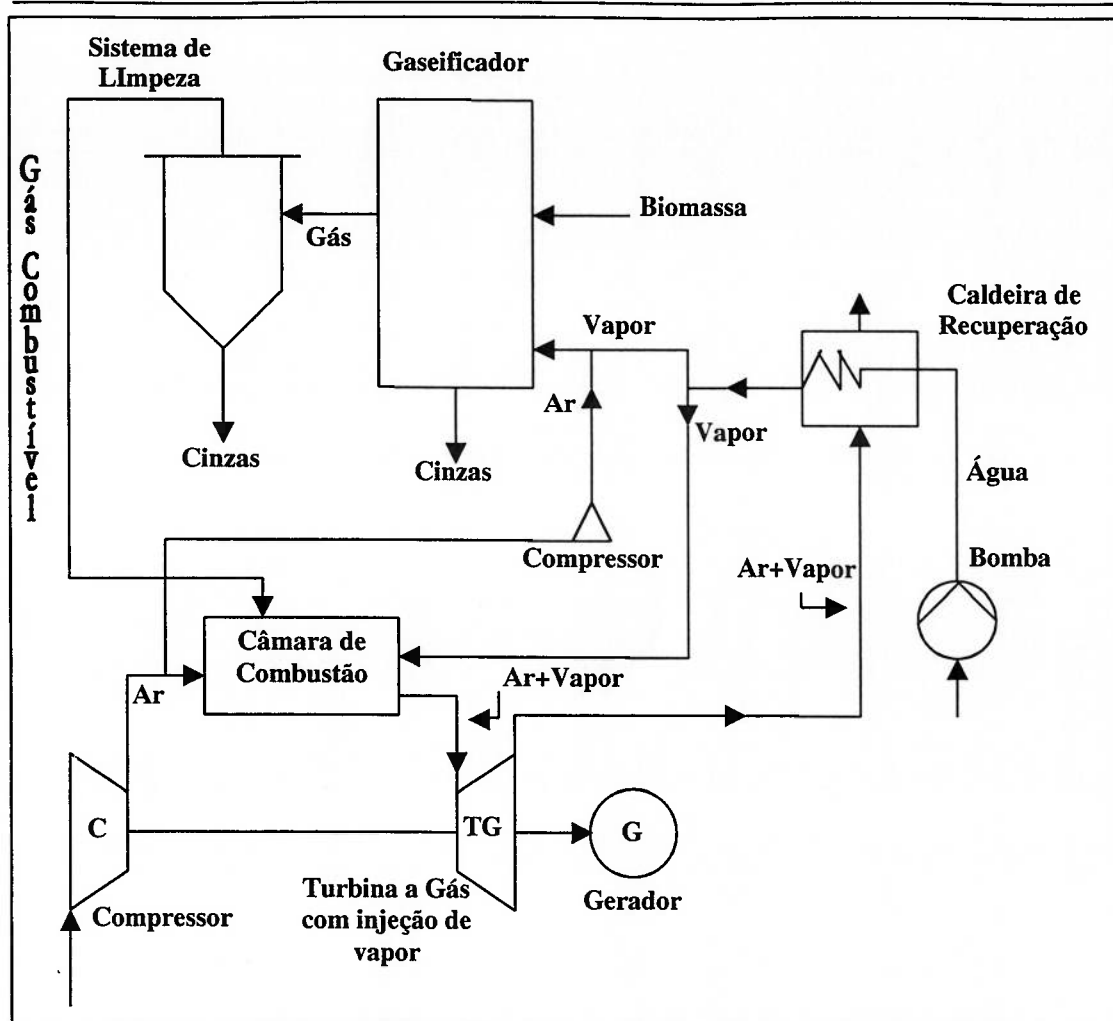


Figura 5.1: Processo STIG de turbina a gás com injeção de vapor com gaseificador.

FONTE : OGDEN et alii, 1990.

A Copersucar em 1991, também avaliou as possibilidades de um sistema de turbina à gás com gaseificador em São Paulo, analisando a turbina a gás nos ciclos de turbina a vapor existentes nas usinas. Verificou-se a operação com gaseificadores de leito fixo e com leito fluidizado, com bagaço não pelletizado, neste caso. Durante a safra, devido à necessidade de vapor para o processo de produção de açúcar e álcool, utiliza-se um ciclo combinado de turbina a gás com as turbinas a vapor existentes (GTCC), conforme mostrado na tabela 5.1. Não há vapor disponível para injetar na turbina a gás, há apenas vapor suficiente para operar o gaseificador. Para operação somente do ciclo combinado na safra, a energia elétrica fornecida é de 140 kWh/tc.

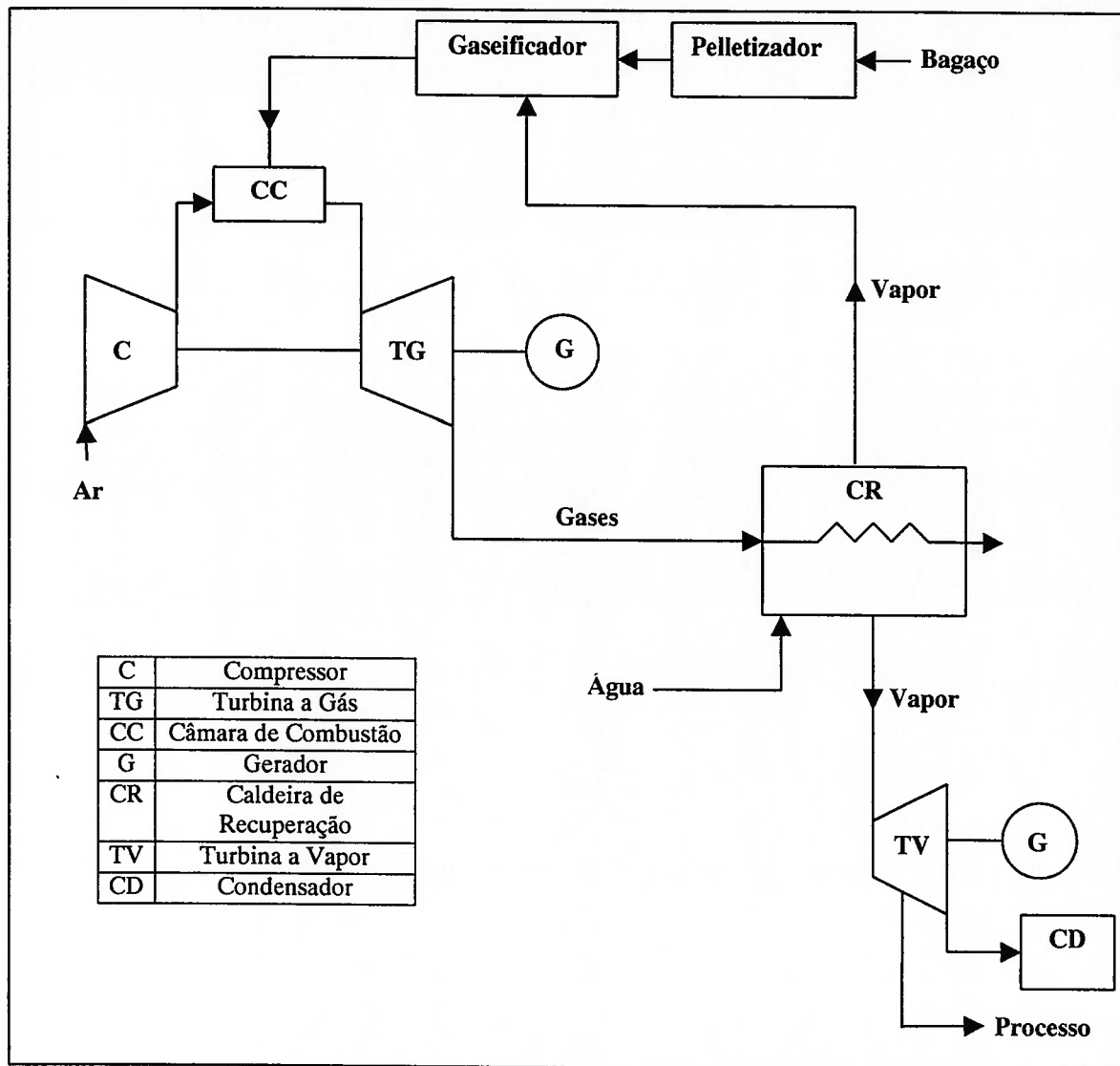


Figura 5.2: Ciclo combinado adaptado ao ciclo existente de turbina a vapor

FONTE : COPERSUCAR, 1991

Tabela 5.1 - Geração de excedentes de eletricidade, com geração, a partir de bagaço de cana durante a safra.

Processo	Consumo máximo de vapor admissível na usina (kg/tc)	Excedente de eletricidade (kWh/tc) ^a
STIG (OGDEN et alli, 1990)	300	248 (38%) ^b
GTCC (COPERSUCAR, 1991)	332	140 (23%)

Fontes : Coelho, 1992

NOTAS :

- Rendimentos na safra.
- A transformação kWh/tc para rendimento termodinâmico (%) foi efetuada pelo quociente entre energia elétrica total gerada pela energia disponível no bagaço.

A tabela 5.1 mostra que o processo STIG (248 kWh/tc excedentes) é o que apresenta rendimento mais elevado em ciclos com gaseificados em turbina a gás.

Analisando de forma realista o processo da gaseificação na turbina a gás, verificamos que existem poucos resultados experimentais sobre o processo de gaseificação do bagaço, e que algumas dificuldades operacionais devem ser resolvidas. O processo STIG, que usa injeção de vapor na turbina a gás, requer tratamento especial da água da caldeira de recuperação, para evitar que o vapor provoque corrosão nas pás da turbina. Alguns pesquisadores consideravam que os custos deste tratamento são reduzidos se comparados com os custos totais da turbina a gás, outros especialistas consideram que estes custos não devem ser tão baixos, uma vez que não existe tratamento de água utilizada nas usinas de açúcar e álcool brasileiras.

A implantação da colheita mecânica ainda está em fase de teste pelas usinas de São Paulo. As possibilidades de utilização de turbina a gás na entressafra se baseiam na compra de bagaço excedente de outros produtores, ou então no uso do gás natural da Bolívia. Com o término da construção deste gasoduto, já se verifica uma quantidade de gás, suficiente para transformar usinas termoelétricas existentes em ciclos combinados.

Apesar destas dificuldades, o futuro é promissor, pelas experiências com gaseificação de outras formas de biomassa e porque já existem turbinas a gás comercializadas para gases de baixo poder calorífico. (Coelho, 1992)

5.3 Custos de instalação de componentes para processos de gaseificador em turbinas a gás

A instalação necessária para a cogeração em turbina a gás utilizando bagaço de cana é constituída de gaseificador, sistema de limpeza dos gases, e turbina a gás. Como o gaseificador deve ser alimentado com bagaço com 15%, ou 35% de umidade, dependendo do processo, e o bagaço ao natural apresenta 50% de umidade, existe a necessidade de secagem prévia. Nos custos analisados mais adiante, o custo do secador de bagaço não está incluído. Também não está considerado o custo do gerador elétrico e das subestações necessárias.

Gaseificador de Bagaço

O custo do gaseificador é estimado a partir dos gaseificadores existentes para carvão e madeira. Como não existem muitos dados experimentais para o caso do bagaço, existem ainda divergências sobre o assunto. O custo do gaseificador de biomassa (leito fixo) para funcionar num ciclo STIG (preço FOB), é estimado em US\$ 180,5/kW, dólares de 1989. O preço CIF é 10% mais elevado, então teremos US\$ 200/kW instalado. Existem outras estimativas básicas de US\$ 200 a US\$ 300/kW (CIF), usando gaseificador de leito fluidizado circulante. (Coelho, 1992).

Sistema de Limpeza do Gás

O gaseificador de biomassa apresenta maiores facilidades para limpeza do gás do que o gaseificador de carvão, porque a biomassa praticamente não apresenta enxofre em sua composição. Não há então a necessidade de limpeza química do gás, apenas há a necessidade de retirar os particulados.

Por este motivo à expectativa de que a limpeza do gás de bagaço tenha menor custo do que o gás de carvão. A limpeza química do gás do carvão é estimada em US\$ 197,4/ kW (1989), devendo sofrer uma redução de US\$ 9,90/kW (1989), preços FOB,

para a limpeza do gás do bagaço de cana. Há a necessidade de maiores experiências para se definir o processo de limpeza, bem como os seus custos. (Coelho, 1992)

Turbina a gás

Os custos da turbina a gás são estimados em US\$ 330/kW, em 1989, para turbina a gás com o ciclo STIG. Em termos CIF, o custo correspondente será de US\$ 363/kW (1989). Outras estimativas calculam em US\$ 500 a US\$ 600/kW, para uma turbina a gás em ciclo Brayton, preço CIF; este valor inclui a caldeira de recuperação. (Coelho, 1992)

5.4 Redução na emissão de poluentes pela utilização de biomassa na produção de eletricidade

O Brasil deverá continuar a expandir a sua potência instalada, em função do seu próprio crescimento. Apesar de que cerca de 90% da eletricidade produzida no país, seja de origem hidroelétrica, esta forma de geração encontra dificuldades, por alguns motivos:

- a. O elevado custo de instalação das hidroelétricas, e os custos embutidos na própria forma de utilização dificultam o uso dessa forma de geração.
- b. A disponibilidade de geração hidroelétrica encontra-se hoje bastante reduzida.
- c. Os impactos ambientais decorrentes das usinas hidroelétricas, tais como deslocamentos das populações, assoreamento de margens, alagamento de terras férteis, entre outros, dificultam a geração hidroelétrica.
- d. A impossibilidade de participação do setor privado, pela reserva de mercado.

Diante deste quadro, a tendência pelas usinas termoelétricas aparece viável, em vista do seu baixo custo, da possibilidade de geração descentralizada, que reduz os custos de transmissão e de distribuição, além de permitir a participação da iniciativa privada. No entanto, as termoelétricas convencionais apresentam o problema da emissão de poluentes, o que na prática não ocorre no caso de geração a partir da biomassa. É por este motivo que os países desenvolvidos estão implantando usinas para geração de eletricidade a partir de biomassa.

O bagaço não contém enxofre, portanto não emitindo SO_2 na combustão. A emissão de CO_2 é equilibrada pela sua reabsorção pela fotossíntese, que ocorre no crescimento do canavial. A única emissão de CO_2 é devida à utilização indireta de combustíveis fósseis na indústria de açúcar e álcool. Foram analisadas as emissões correspondentes a uma termoelétrica convencional, comparando-as com as emissões a partir da geração bagaço de cana.

É possível apresentar a análise econômica destas emissões, com a avaliação do custo do carbono evitado, pela substituição do combustível fóssil pela biomassa. Para ser possível a avaliação econômica da geração de eletricidade a partir do bagaço de cana, em sistemas de gaseificador e turbina a gás, foram calculados o custo de geração e o custo do carbono evitado. O custo de geração inclui o custo de capital, de combustível e o de O&M. O custo de carbono evitado corresponde à comparação do processo de cogeração com bagaço com a produção de eletricidade numa termoelétrica convencional, em termos de custo e de emissões de poluentes. Para o cálculo do custo do carbono evitado (C.A.C. - "cost of avoided carbon"), foi utilizado o método de MILLS et alli, 1991. (Coelho, 1992)

O "**CUSTO DO CARBONO EVITADO**" corresponde ao custo de substituição do carbono emitido por kWh gerado numa termoelétrica convencional, pelo carbono emitido por kWh obtido a partir do bagaço. Foram considerados os processos que utilizam turbinas a gás pelo maior rendimento apresentado.

Pelos resultados verifica-se que a eletricidade obtida na safra, a partir de sistemas de gaseificador e turbina a gás, tem custo menor do que a produzida numa termoelétrica tradicional. Além disso, também reduz as emissões de CO_2 .

Este aspecto é importante, pois na maioria dos casos de utilização de não poluentes, para substituição de processos de geração de eletricidade, o custo é mais elevado do que a tecnologia substituída. No caso da geração a partir do bagaço em turbina a gás, ao contrário, os custos de substituição podem ser inferiores, além de apresentar vantagens ambientais.

5.5 Perspectivas finais

A cogeração de eletricidade utilizando turbina a gás com gaseificador usando bagaço de cana, é uma possibilidade viável, a médio prazo, tendo em vista a experiência atual do setor operando com turbinas a vapor. Apesar da eficiência reduzida de 0,5kWh/tc excedente, já existem usinas que vendem eletricidade às concessionárias no Estado de São Paulo, durante a safra.

Os rendimentos obtidos com as inovações no sistema de turbina a vapor, tendo em vista a introdução das turbinas a gás, são muito melhores do que a eficiência atual de 0,5kWh/tc em excesso: com turbinas a vapor com o sistema de condensação-extração pode-se obter 60kWh/tc, adaptando-se os sistemas existentes, ou até 100kWh/tc, com unidades novas. O processo de turbina a gás com gaseificador permite maiores eficiências, 140kWh/tc, ou até mais, em estimativas mais otimistas, com o uso do bagaço durante a safra. (Coelho, 1992)

Na entressafra a produção de eletricidade com este processo, usando palhas e pontas, pode atingir valores maiores, mais do que 300 kWh/tc. Este processo requer a mudança na forma de colheita, sendo necessária a colheita da cana crua, através de colheitadeiras mecânicas, o que está atualmente em fase de implantação em algumas usinas, podendo ser útil dentro de alguns anos.

O custo de implantação do sistema turbina a gás com gaseificador, estimado em média em US\$ 1200/kW (1992). Se considerarmos que no caso de hidroelétricas o custo de geração pode atingir US\$ 70/MWh, e lembrarmos que na cogeração não há custos de transmissão pois as usinas geram no local, as perspectivas são melhores, pois o custo marginal de geração do setor é de US\$ 48/MWh. (Coelho, 1992)

Em vista da necessidade de expansão a médio prazo, da falta de verbas governamentais para novos investimentos e da necessidade de participação do setor privado, a produção de eletricidade a partir do bagaço de cana aparece como uma ótima solução.

Existem dificuldades tecnológicas para o processo de gaseificação do bagaço. São necessárias maiores experiências para definir os equipamentos mais adequados, em particular para o sistema de limpeza do gás. Existem dificuldades financeiras, pois as tarifas de eletricidade ainda são baixas (1992), não cobrindo o custo de expansão do setor

e não permitindo a geração de excedentes pelos produtores. Há ainda dificuldades sociais, como a mão-de-obra que ficará ociosa, devido à implantação da colheita mecânica de cana crua, para gerar eletricidade na estressafra. Estes são alguns problemas que devem ser estudados com atenção.

Em vista da possibilidade de obtenção de dados experimentais sobre a gaseificação do bagaço, e da tendência atual de tarifas mais realistas pelo setor elétrico, são mais otimistas as perspectivas de implantação do processo. O protocolo assinado pelo Governo Estadual, com as concessionárias de energia elétrica e com indústrias de açúcar e álcool, reforçam as perspectivas de que as concessionárias irão comprar a energia elétrica excedente por um preço igual ao custo marginal de expansão do setor, de US\$ 55/MWh, incluindo o custo de transmissão. (Coelho,1992)

Dentro deste estudo, é importante mencionar as reduzidas informações a respeito da gaseificação do bagaço e o fato de não ser avaliada, em detalhes, a geração de eletricidade na estressafra. Futuros estudos poderão analisar estes aspectos com maior profundidade.

CAPÍTULO 6

SELEÇÃO DE CENTRAIS

TERMOELÉTRICAS

6.1 Introdução

Inicialmente, são apresentados os ciclos de potência e as plantas de cogeração, baseadas em uma instalação real, que foram estudados para a verificação da melhor opção considerando critério de mínimo custo por kWh de energia produzida na seleção de centrais termoelétricas utilizando gás natural e bagaço de cana. Definidas as configurações, foi realizada análise termoeconômica a partir de resultados de simulação das plantas e dados de campo. Finalmente, foi feita a avaliação do custo da energia elétrica e vapor em função do custo do bagaço de cana.

6.2 Configurações

O estudo se refere aos seguintes ciclos:

- a) Ciclos de potência: três configurações;
- b) Ciclos de cogeração: quatro configurações.

6.2.1 Ciclos de potência

Os esquemas das instalações de ciclo de potência adotados para estudo são baseados em um ciclo combinado padrão operando com gás natural, conforme segue:

- a) Ciclo combinado utilizando uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, operada somente com gases que saem da turbina, conforme apresentado na figura 6.1.
- b) Ciclo combinado a gás natural (fig. 6.1), complementado com vapor produzido por uma caldeira suplementar alimentada pelo bagaço de cana, conforme apresentado na figura 6.2.

c) Ciclo combinado a gás natural (fig. 6.1) onde a caldeira de recuperação é complementada pelo bagaço de cana, para aumentar a produção de vapor conforme apresentado na figura 6.3.

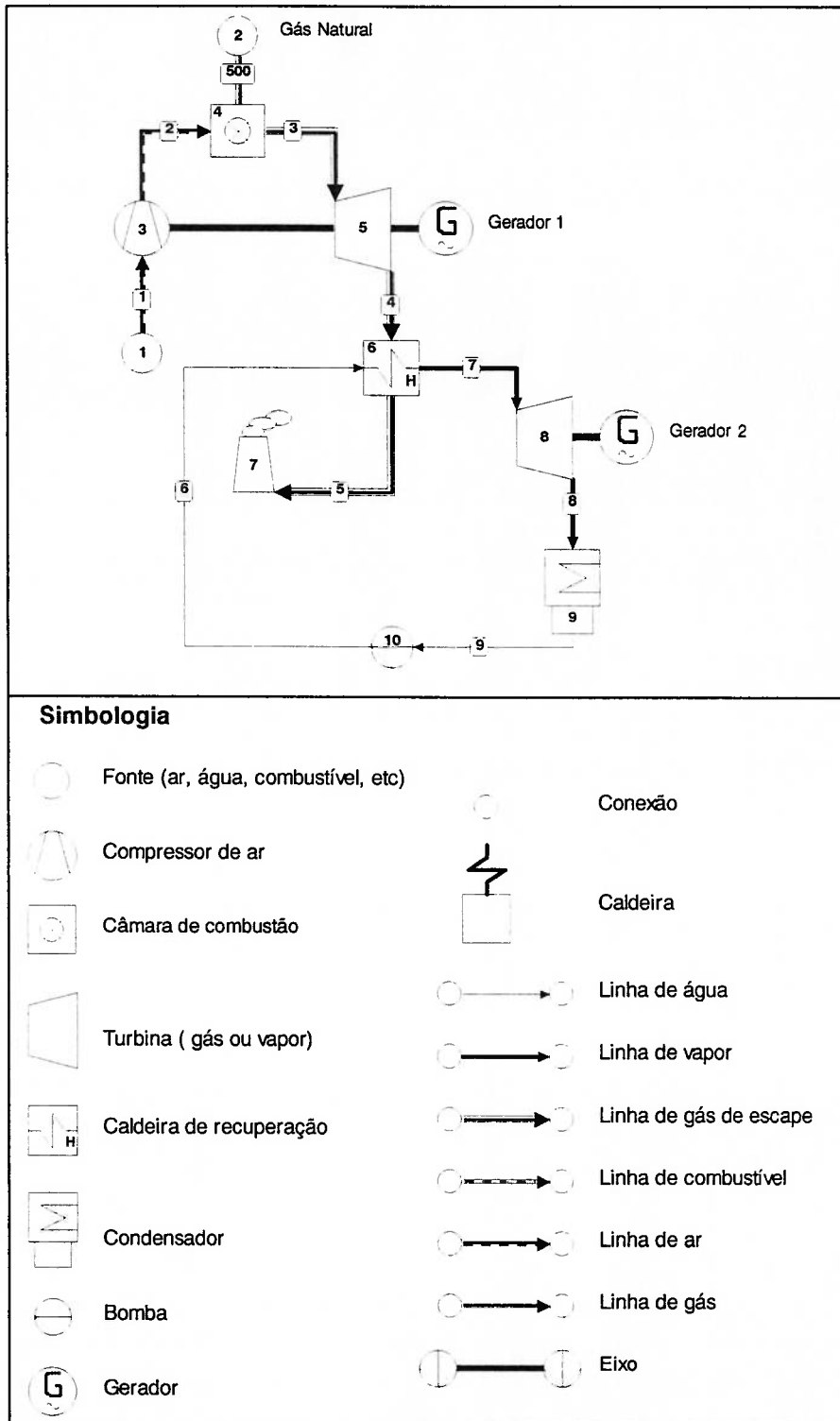


Figura 6.1 – Ciclo combinado com gás natural

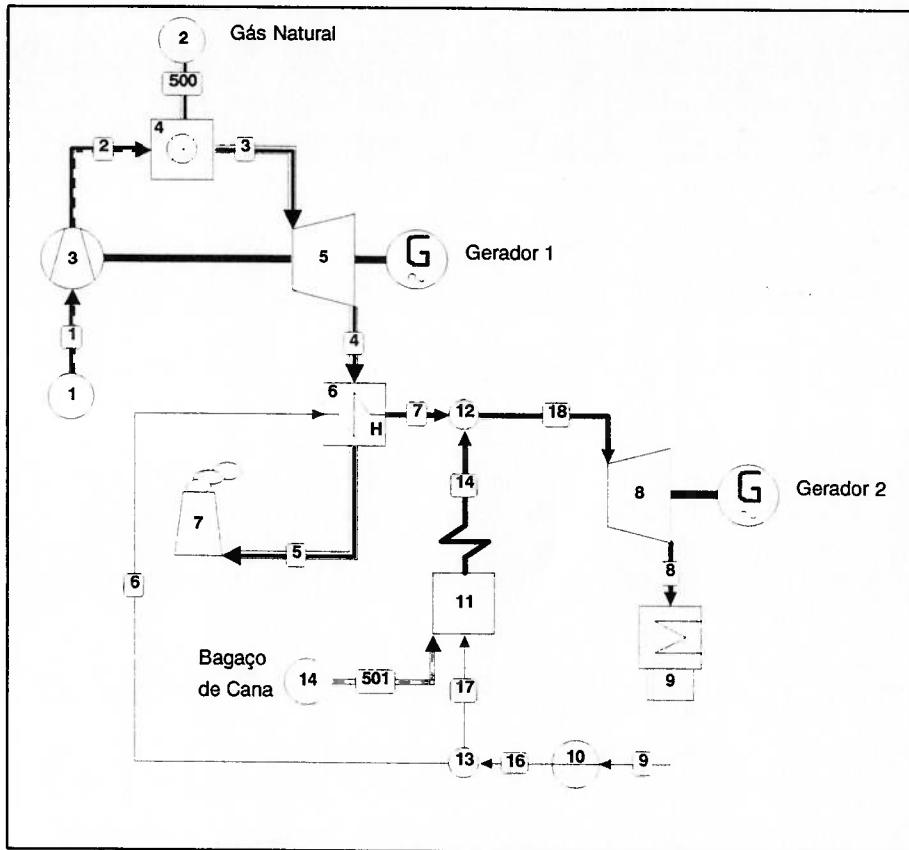


Figura 6.2: Ciclo combinado com gás natural e com caldeira de bagaço de cana suplementar

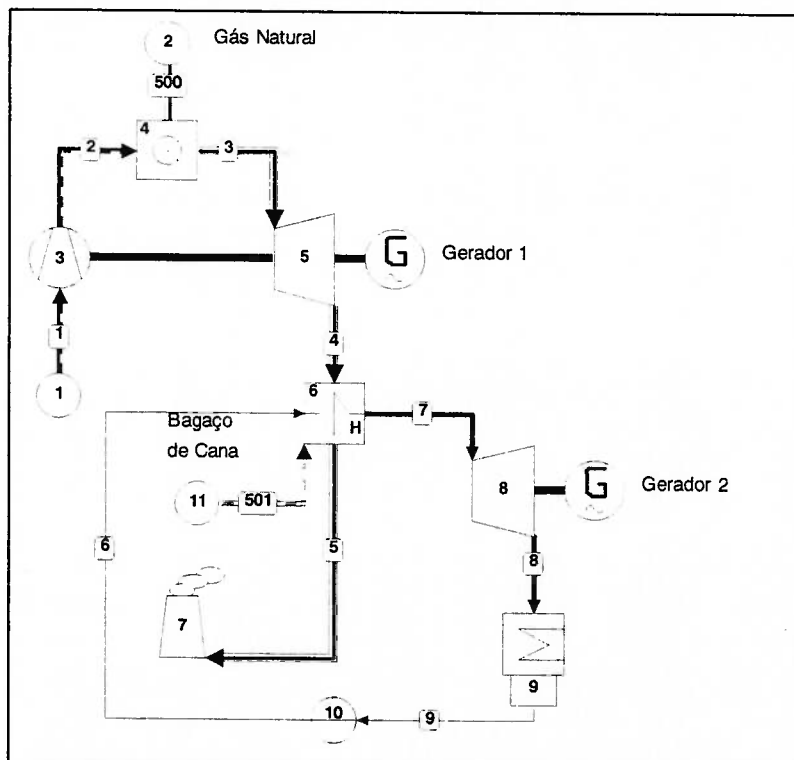


Figura 6.3: Ciclo combinado com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação

6.2.2 Plantas de cogeração

Neste trabalho foram estudados ciclos combinados com cogeração baseados em uma planta real (Vertiola e Oliveira Jr., 1996) com as seguintes características:

- ✓ vapor para a cogeração, para um processo a 1,5 bar, extraído da turbina a 2,5 bar, com massa igual a 77% da massa de entrada;
- ✓ O processo é isotérmico com perda de 35% da massa total de cogeração por condensado contaminado e por vapor;
- ✓ Essa massa é repostada no sistema, vindo de uma fonte externa, com temperatura ambiente;
- ✓ O custo da água de reposição é de 14 US\$/MWh.

As plantas de cogeração estudadas foram:

- a) Plantas de cogeração utilizando como base as configurações apresentadas nas 6.1, 6.2 e 6.3, com a extração de vapor para cogeração conforme apresentado nas Figuras 6.4, 6.5 e 6.6, respectivamente.
- b) Planta de cogeração onde a caldeira suplementar apresentada na figura.6.5 não está operando, conforme apresentado na figura 6.7.

6.3 Condições de operação

Foram adotadas as seguintes condições de operação para a simulação dos ciclos de potência e das plantas de cogeração:

$$m_{ar} = 1\ 000\ 000\ \text{kg/h}$$

$$m_{bag} = 57\ 080\ \text{kg/h}$$

$$p_1 = 1\ \text{bar}$$

$$t_1 = 25^\circ\text{C}$$

$$p_2 = p_3 = 16\ \text{bar}$$

$$t_3 = 1\ 200^\circ\text{C}$$

$$p_4 = p_5 = 1\ \text{bar}$$

$$t_5 = 160^\circ\text{C}$$

$$p_7 = 70\ \text{bar}$$

$$t_7 = 520^\circ\text{C}$$

$$p_8 = p_9 = 0,1\ \text{bar}$$

$$\eta_{CP} = 83\%$$

$$\eta_{GE} = 95\%$$

$$\eta_{CC} = 94\%$$

$$\eta_{TV} = 90\%$$

$$\eta_{CR} = 95\%$$

$$\eta_{TG} = 87\%$$

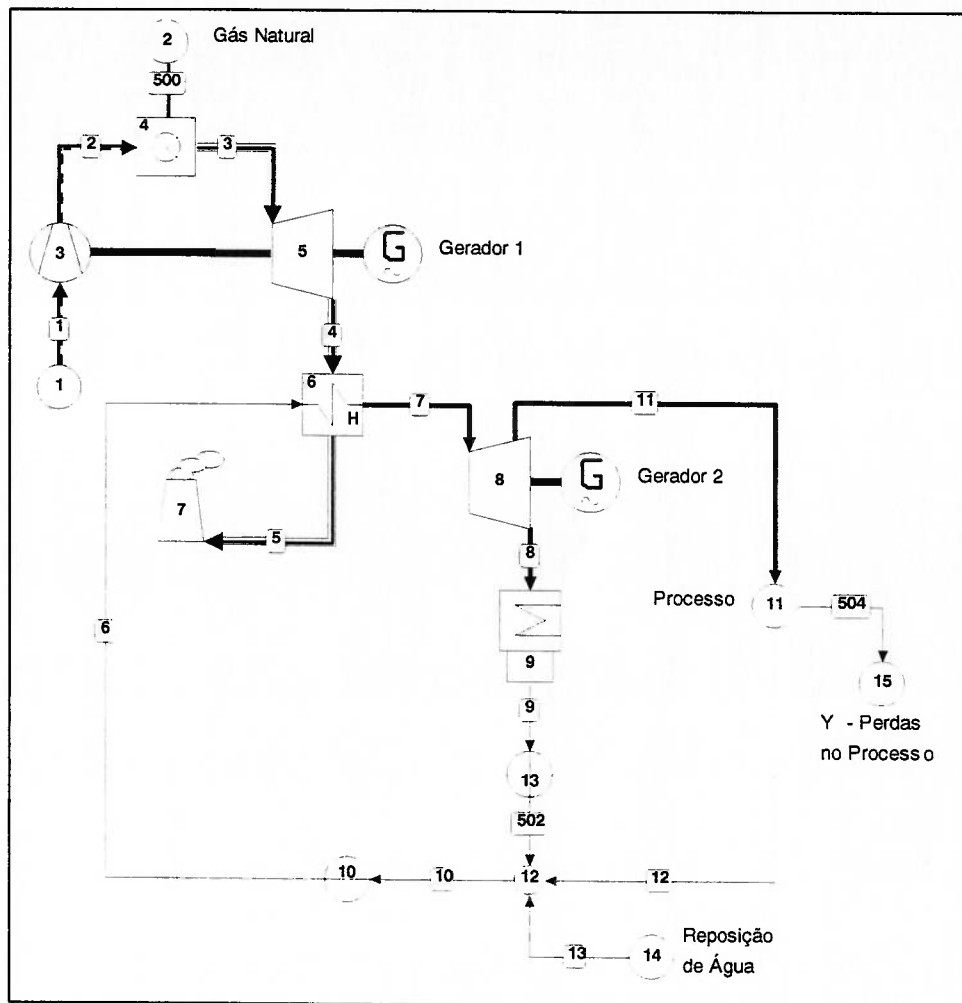


Figura 6.4: Planta de cogeração com gás natural

6.4 Estudo das configurações

Os ciclos de potência e as plantas de cogeração foram simuladas utilizando programa computacional Cycle Tempo (Cycle Tempo, 1999). Detalhes do programa Cycle Tempo são apresentados no Anexo A.

Nos cálculos foram adotados:

- Fluxo de massa de ar passando pela turbina a gás de 1 000 000 kg/h, que corresponde a uma turbina de aproximadamente 70 000 kW;
- Poderes caloríficos inferiores: $pci_{GN} = 48\,400$ kcal/kg (gás natural da Bolívia) e $pci_{bagaço} = 2\,500$ kcal/kg (Composição: H = 3,35%, C = 24,2%, O = 22,4%, S = 0,05 % e 50% umidade).

Os resultados de simulação são apresentados no Anexo B.

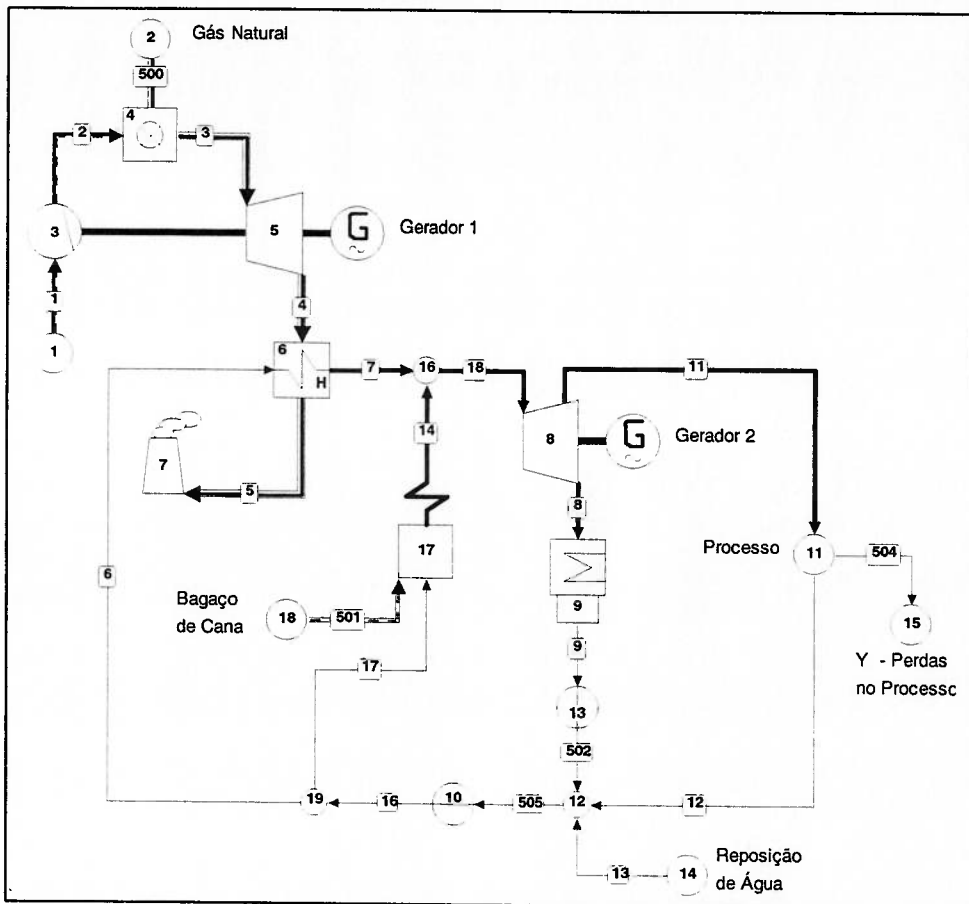


Figura 6.5: Planta de cogeração utilizando gás natural e caldeira de bagaço de cana suplementar

6.5 Análise termoeconômica

Nos ciclos combinados em que ocorre somente a produção de eletricidade utiliza-se um método convencional de análise econômica, baseado na amortização do capital investido, no custo do combustível utilizado e nos custos de pessoal e manutenção, através do custo da eletricidade gerada.

Nas plantas de cogeração, com produção combinada de energia eletro-mecânica e calor útil, existem dois produtos cujos custos de geração devem ser calculados. Neste caso há a necessidade de utilização de análise termoeconômica, que consiste na aplicação dos balanços de custos em base exérgica¹ (Oliveira, 1996).

¹ Uma discussão mais aprofundada da análise exérgica pode ser encontrada na literatura técnica correspondente (SZARGUT, 1988; KOTAS, 1985; entre outros), inclusive para o caso particular de processos de geração (Oliveira, 1996).

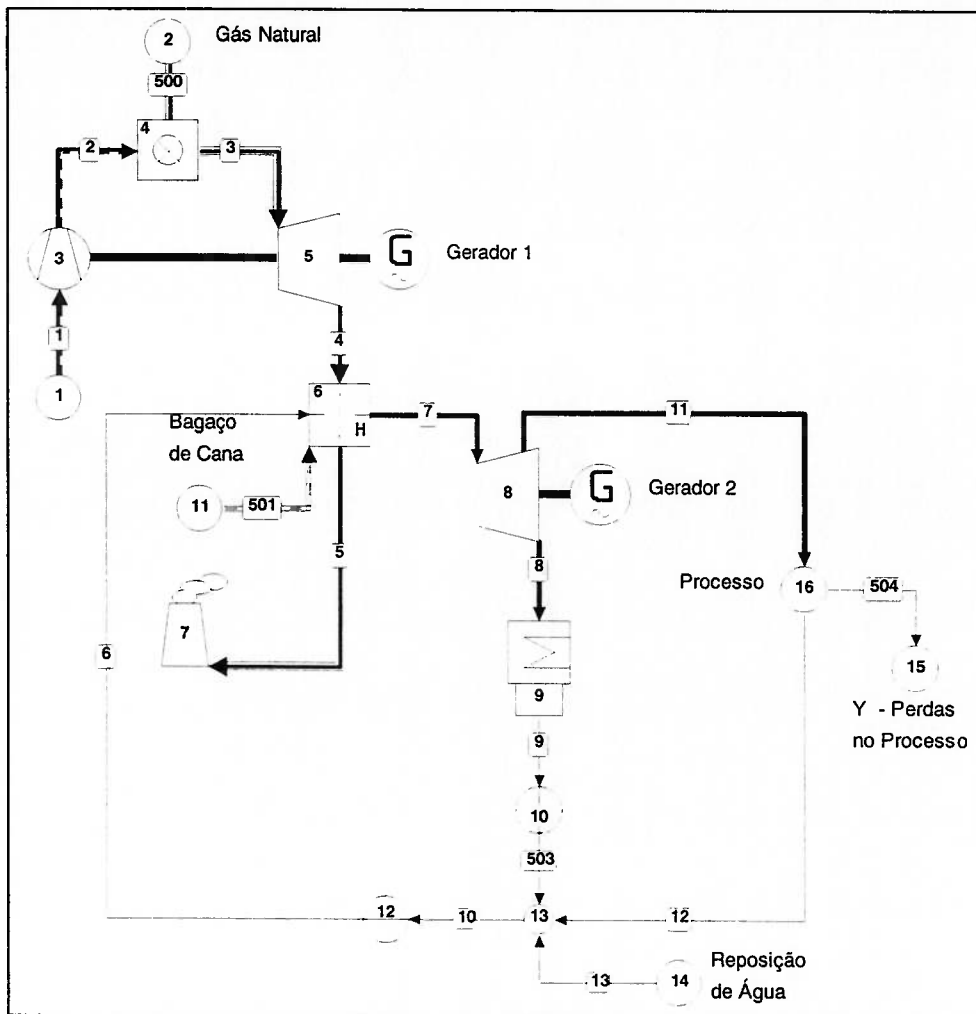


Figura 6.6: Planta de cogeração com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação

O balanço de custos pode ser feito para qualquer equipamento e componente do ciclo combinado, em termos de custo (US\$/s), como apresentado pela equação 6.1 (Garagatti Arriola, 2000):

$$\sum c_{\text{prod}} \cdot Ex_{\text{prod}} = \sum c_{\text{ins}} \cdot Ex_{\text{ins}} + C_{\text{equip}} \quad (6.1)$$

onde: c = custo específico, Ex = fluxo de exergia, C_{equip} = custo do equipamento, prod = produto, ins = insumo

Para a determinação dos custos de produção específicos das utilidades foi empregado o método da extração, que aplicado à turbina a gás e à turbina de vapor (Fig. 6.5), fornece as seguintes relações :

$$C_{\text{comb}} = C_4 \text{ (turbina a gás)} \tag{6.2}$$

$$C_{18} = C_{11} = C_8 \text{ (turbina a vapor)} \tag{6.3}$$

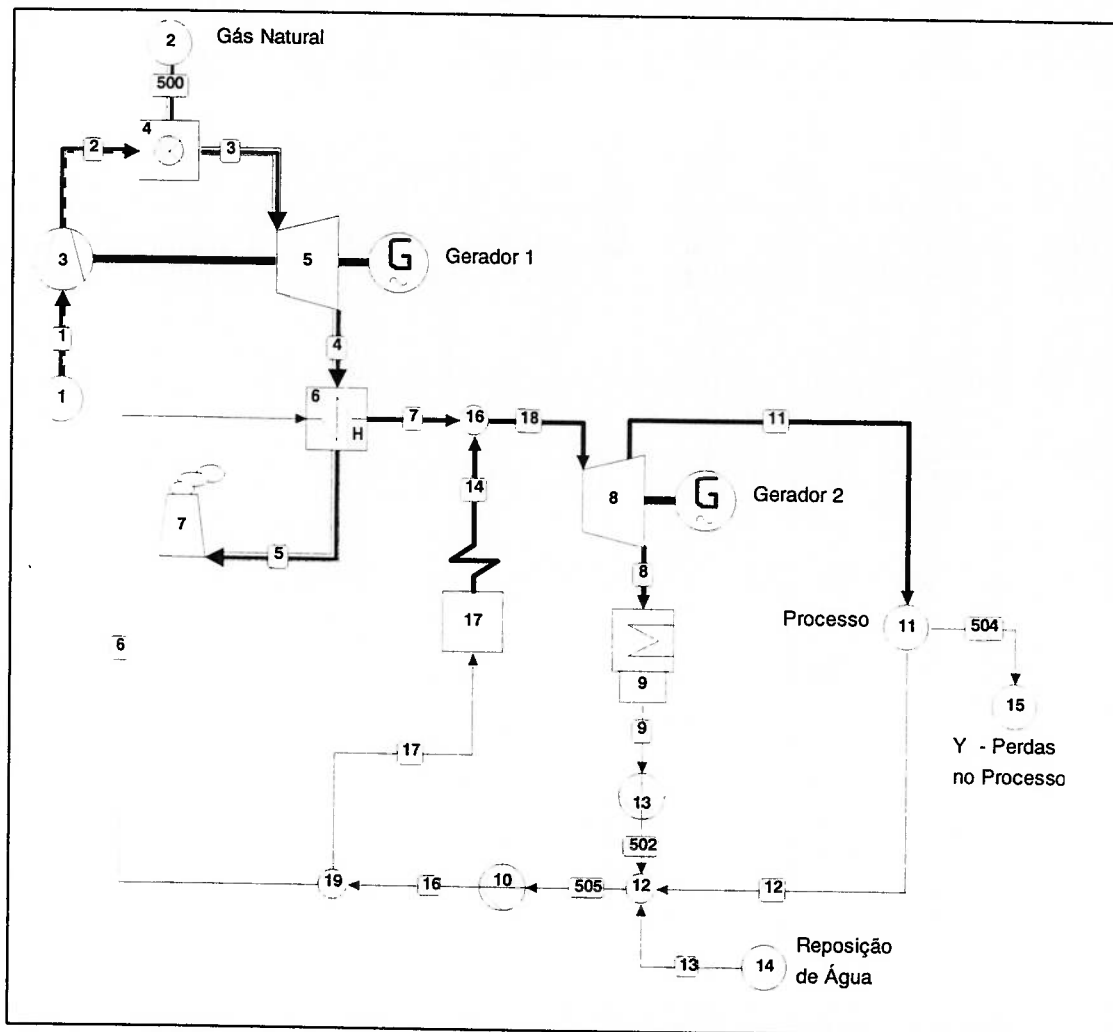


Figura 6.7: Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana inoperante

O custo do gás natural ao consumidor foi adotado de acordo com os valores do mercado, variando em torno de 140 US\$/t ($2,90 \cdot 10^{-3}$ US\$/MJ).

O custo do bagaço de cana foi adotado como sendo 7,0 US\$/t ($0,67 \cdot 10^{-3}$ US\$/MJ), podendo chegar a 12 US\$/t (Coelho, 1999).

A seguir são apresentados os resultados da avaliação termoeconômica para cada uma das configurações analisadas. Os resultados foram obtidos utilizando-se resultados das simulações e valores de custos apresentados no Anexo B.

6.5.1 Configurações

1º Caso – Figura 6.1

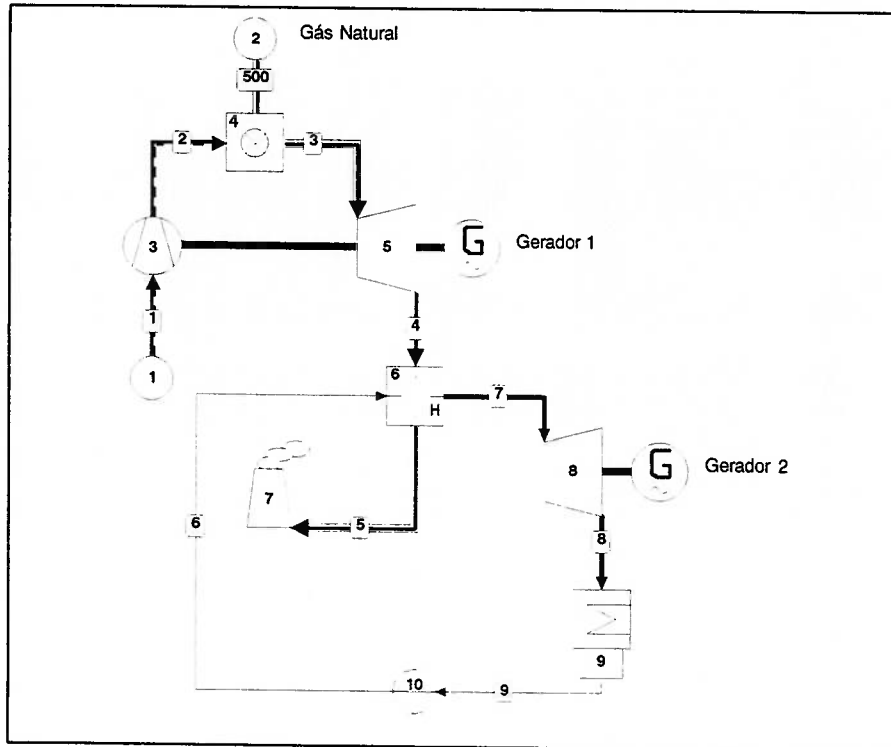


Figura 6.1 – Ciclo combinado com gás natural

Descrição: Ciclo combinado que utiliza gás natural. Os gases que saem da turbina acionam a caldeira de recuperação.

Equações:

Turbina a gás: $C_{TG} + c_{comb_{GN}} \cdot EX_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot EX_4$ (6.4)

Extração: $c_{comb_{GN}} = c_4$ (6.5)

Caldeira de recuperação: $C_{CR} + c_4 \cdot EX_4 + c_6 \cdot EX_6 = c_7 \cdot EX_7$ (6.6)

Turbina: $C_{TV} + c_7 \cdot EX_7 = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_8 \cdot EX_8$ (6.7)

Extração: $c_7 = c_8$ (6.8)

$$\text{Seções (8 e 6):} \quad c_8 \cdot \text{Ex}_8 + C_{\text{equip}} + c_{e2} \cdot W_b = c_6 \cdot \text{Ex}_6 \quad (6.9)$$

Na Tabela 6.1 são apresentados os resultados da avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.1.

Tabela 6.1 – Avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.1

Duto nº	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.60	-165.99	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	402.77	111880.58	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0293	1077.13	303848.22	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	274.99	77571.45	10,44	US\$/MWh
5	282.090	1.000	160.00	-783.95	7.4270	33.86	9550.80	-	-
6	37.968	70.00	46.63	201.23	0.6566	10.02	380.57	389,6	US\$/MWh
7	37.968	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1417.49	53819.07	8,75	US\$/t
8	37.968	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	140.60	5338.12	0,87	US\$/t
9	37.968	0.1000	45.83	191.83	0.6493	2.82	106.89	-	-
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							33,39	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							42,62	US\$/MWh

2º Caso – Figura 6.2

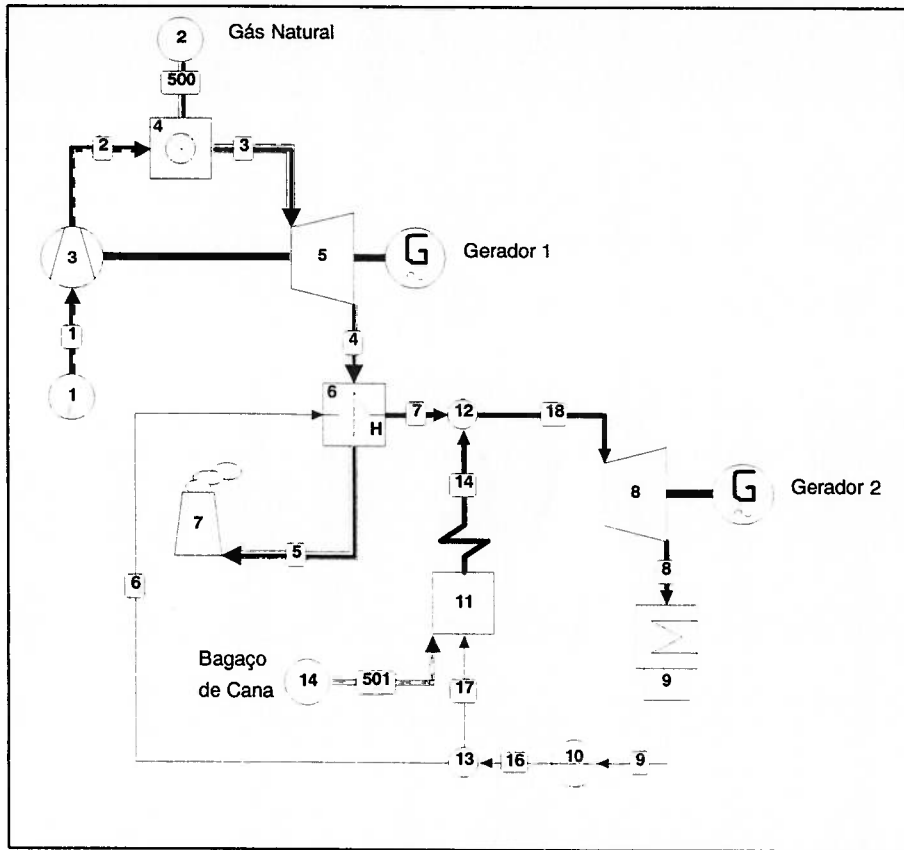


Figura 6.2: Ciclo combinado com gás natural e caldeira de bagaço de cana suplementar.

Descrição: Ciclo combinado com suplementação de bagaço de cana em uma caldeira auxiliar. Aumenta a quantidade de vapor e a potência da turbina a vapor.

Equações:

Turbina a gás: $C_{TG} + c_{comb_{GN}} \cdot Ex_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot Ex_4$ (6.10)

Extração: $c_{comb_{GN}} = c_4$ (6.11)

Caldeira de recuperação: $C_{CR} + c_4 \cdot Ex_4 + c_6 \cdot Ex_6 = c_7 \cdot Ex_7$ (6.12)

Turbina: $C_{TV} + c_{18} \cdot Ex_{18} = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_8 \cdot Ex_8$ (6.13)

Extração: $c_{18} = c_8$ (6.14)

Seções (8 e 6): $c_8 \cdot Ex_8 + C_{equip} + c_{e2} \cdot W_b = c_6 \cdot Ex_{16}$, (6.15)

sendo $c_{16} = c_6$

Caldeira de bagaço: $C_{Cald} + c_{CombBAG} \cdot EX_{CombBAG} + c_6 \cdot EX_{17} = c_{14} \cdot EX_{14}$ (6.16)

sendo $c_{17} = c_6$

Nó: $c_7 \cdot EX_7 + c_{14} \cdot EX_{14} = c_{18} \cdot EX_{18}$ (6.17)

Na Tabela 6.2 são apresentados os resultados da avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.2.

Tabela 6.2 – Avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.2

Duto nº	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.89	-248.51	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	403.56	112100.12	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0293	1089.19	307250.47	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	288.47	81373.46	10,44	US\$/MWh
5	282.090	1.000	160.00	-783.95	7.4270	39.90	11254.22	-	-
6	37.871	70.00	44.62	192.86	0.6303	12.82	485.67	322,9	US\$/MWh
7	37.871	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	56167.00	9,131	US\$/t
8	81.071	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	210.27	17046.56	1,02	US\$/t
9	81.071	0.1000	43.83	191.83	0.6493	6.35	514.58	-	-
14	43.200	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	64071.85	5,459	US\$/t
16	81.071	70.00	44.62	192.85	0.6303	12.82	1039.64	-	-
17	43.200	70.00	44.62	192.86	0.6303	12.82	554.03	322,9	US\$/MWh
18	81.071	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	120238.85	7,18	US\$/t
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							32,83	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							33,16	US\$/MWh

3º Caso – Figura 6.3

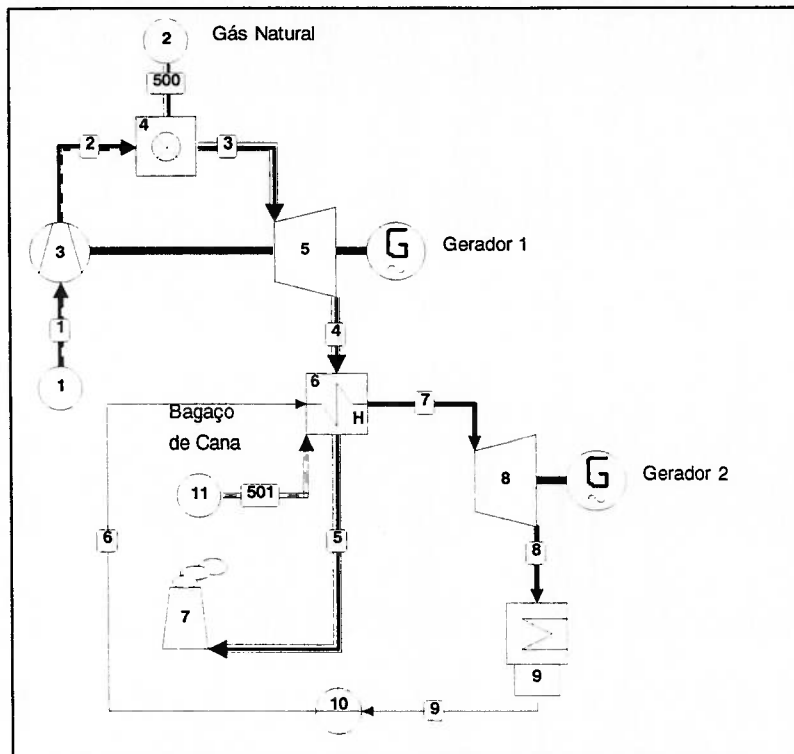


Figura 6.3: Ciclo combinado com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação

Descrição: Ciclo combinado a gás natural como apresentado na figura 6.1, onde a caldeira de recuperação é complementada pelo bagaço de cana para aumentar a produção de vapor. A caldeira trabalha com gases que vem da turbina a gás.

Equações:

Turbina a gás: $C_{TG} + c_{combGN} \cdot EX_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot EX_4$ (6.18)

Extração: $c_{combGN} = c_4$ (6.19)

Caldeira de recuperação: $c_4 \cdot EX_4 + c_{CombBAG} \cdot EX_{CombBAG} + c_6 \cdot EX_6 + C_{Cald} = c_7 \cdot EX_7$ (6.20)

Turbina a vapor: $C_{TV} + c_7 \cdot EX_7 = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_8 \cdot EX_8$ (6.21)

Extração: $c_7 = c_8$ (6.22)

Seções (8 e 6): $c_8 \cdot EX_8 + C_{equip} + c_{e2} \cdot W_b = c_6 \cdot EX_6$ (6.23)

Na Tabela 6.3 são apresentados os resultados da avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.3.

Tabela 6.3 – Avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.3

Duto nº	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.60	-165.99	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	402.77	111880.58	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0292	1077.15	303852.31	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	275.00	77575.58	10,44	US\$/MWh
5	297.941	1.000	160.00	-1485.16	7.5261	48.81	14541.19	-	-
6	79.057	70.00	46.63	201.23	0.6566	10.02	792.42	258,8	US\$/MWh
7	79.057	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1417.49	112062.82	5,925	US\$/t
8	79.057	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	140.60	11115.10	0,58	US\$/t
9	79.057	0.1000	45.83	191.83	0.6493	2.82	222.58	-	-
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							33,39	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							30,61	US\$/MWh

4º Caso – Figura 6.4

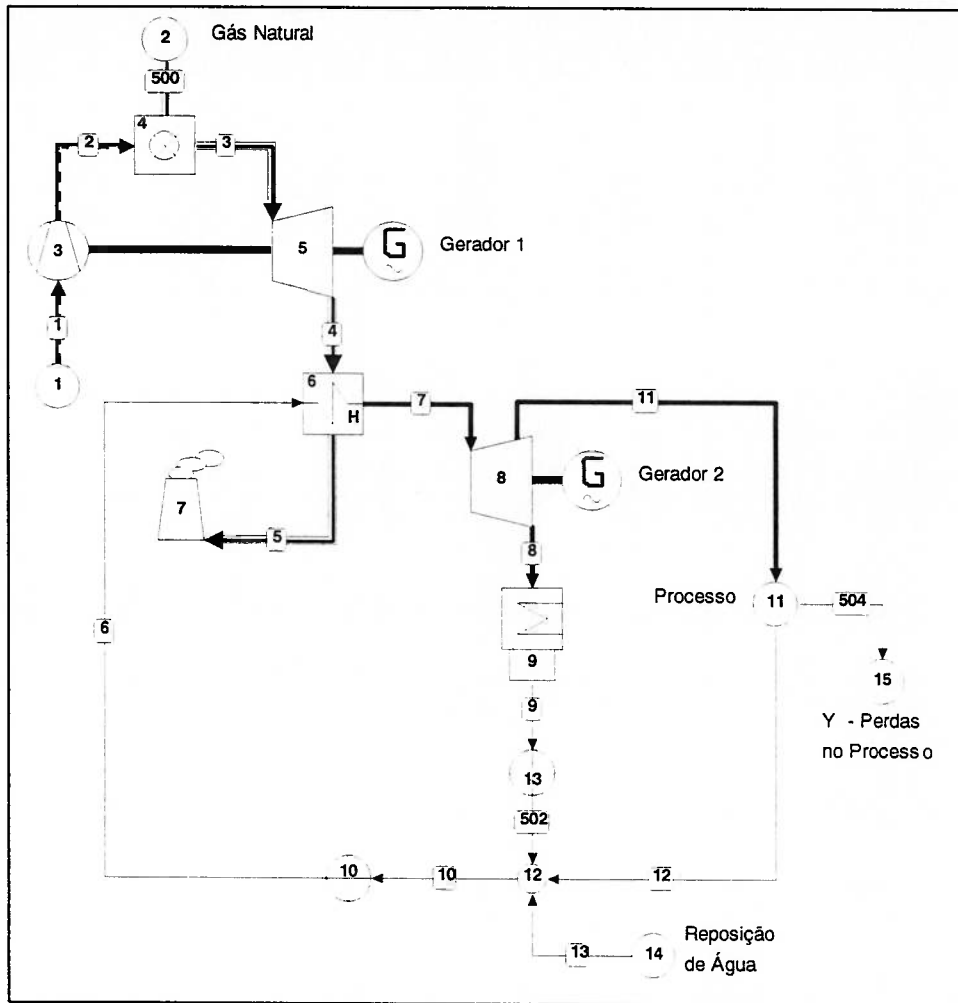


Figura 6.4: Planta de cogeração com gás natural

Descrição: Ciclo combinado que utiliza gás natural, como na figura 6.1. Porém, agora apresenta cogeração. A extração da turbina a vapor (igual a 77% da massa de entrada na turbina, com pressão de 2,5 bar), segue para um processo isotérmico, de pressão 1,5 bar, onde ocorre uma dissipação do vapor (35% do vapor do processo).

Equações:

Turbina a gás: $C_{TG} + c_{comb_{GN}} \cdot Ex_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot Ex_4$ (6.24)

Extração: $c_{comb_{GN}} = c_4$ (6.25)

Caldeira de recuperação: $c_4 \cdot Ex_4 + c_6 \cdot Ex_6 + C_{CR} = c_7 \cdot Ex_7$ (6.26)

Turbina a vapor: $C_{TV} + c_7 \cdot Ex_7 = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_{11} \cdot Ex_{11} + c_8 \cdot Ex_8$ (6.27)

$$\text{Extração:} \quad c_7 = c_{11} \text{ e } c_7 = c_8 \quad (6.28)$$

$$\text{Processo (extração):} \quad c_{12} = c_{11} \quad (6.29)$$

Seções (8, 12, 6, y):

$$c_8 \cdot \text{Ex}_8 + c_{12} \cdot \text{Ex}_{12} + C_{\text{equip}} + c_{e2} \cdot W_b + c_a \cdot \text{Ex}_{13} = c_6 \cdot \text{Ex}_6 + c_y \cdot \text{Ex}_y, \quad (6.30)$$

$$\text{sendo } c_{12} = c_y$$

Na Tabela 6.4 são apresentados os resultados da avaliação termoeconômica do ciclo de potência da Fig. 6.4.

Tabela 6.4 – Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.4

Duto n°	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.60	-165.99	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	402.77	111880.58	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0293	1077.13	303848.22	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	274.99	77571.45	10,44	US\$/MWh
5	282.090	1.000	160.00	-783.95	7.4270	33.86	9550.80	-	-
6	39.347	70.00	74.01	315.41	0.9992	22.06	868.04	85,04	US\$/MWh
7	39.347	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1417.49	55774.13	7,927	US\$/t
8	9.031	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	140.60	1269.77	0,78	US\$/t
9	9.031	0.1000	45.83	191.83	0.6493	2.82	25.43	-	-
10	39.347	1.500	73.10	306.06	0.9924	14.72	579.35	-	-
11	30.316	2.500	138.50	2740.15	7.1105	624.70	18938.33	3,49	US\$/t
12	30.316	1.500	111.37	467.13	1.4336	44.25	1341.55	20,13	US\$/MWh
13	10.637	1.500	25.00	104.90	0.3670	0.05	0.52	14,00	US\$/MWh
y	10,637	1.500	111.37	467.13	1.4336	44.25	470.71	20,13	US\$/MWh
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							33,39	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							45,61	US\$/MWh

5º Caso – Figura 6.5

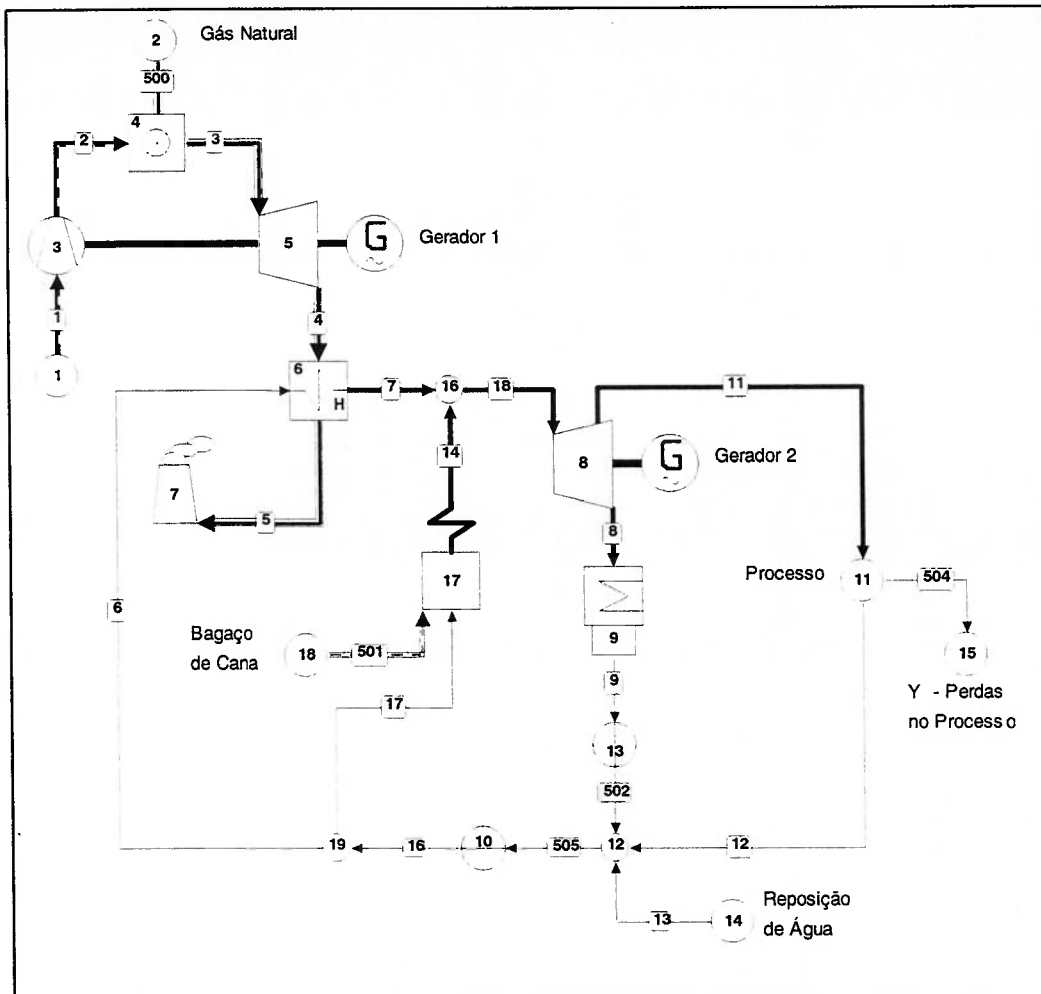


Figura 6.5: Planta de cogeração utilizando gás natural e caldeira de bagaço de cana suplementar

Descrição: Ciclo combinado similar ao da figura 6.2, porém agora com cogeração, como na figura 6.4.

Equações:

Turbina a gás: $C_{TG} + c_{comb_{GN}} \cdot Ex_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot Ex_4$ (6.31)

Extração: $c_{comb_{GN}} = c_4$ (6.32)

Caldeira de recuperação: $c_4 \cdot Ex_4 + c_6 \cdot Ex_6 + C_{CR} = c_7 \cdot Ex_7$ (6.33)

Turbina a vapor: $C_{TV} + c_{18} \cdot Ex_{18} = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_{11} \cdot Ex_{11} + c_8 \cdot Ex_8$ (6.34)

Extração: $c_{18} = c_{11}$ e $c_{18} = c_8$ (6.35)

Processo (extração): $c_{12} = c_{11}$ (6.36)

Seções (8, 12, 6, y):

$$c_8 \cdot Ex_8 + c_{12} \cdot Ex_{12} + C_{equip} + c_{e2} \cdot W_b + c_a \cdot Ex_{13} = c_6 \cdot Ex_6 + c_y \cdot Ex_y + c_6 \cdot Ex_{17}, \quad (6.37)$$

sendo $c_{12} = c_y$

Caldeira de bagaço: $C_{Cald} + c_{combBAG} \cdot Ex_{combBAG} + c_6 \cdot Ex_{17} = c_{14} \cdot Ex_{14}$ (6.38)

Nó: $c_7 \cdot Ex_7 + c_{14} \cdot Ex_{14} = c_{18} \cdot Ex_{18}$ (6.39)

Tabela 6.5 – Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.5

Duto nº	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.89	-248.51	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	403.56	112100.12	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0293	1089.19	307250.47	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	288.47	81373.46	10,44	US\$/MWh
5	282.090	1.000	160.00	-783.95	7.4270	39.90	11254.22	-	-
6	39.347	70.00	74.01	315.41	0.9992	29.09	1144.69	60,94	US\$/MWh
7	39.347	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	58356.96	8,163	US\$/t
8	18.947	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	210.27	3983.96	0,90	US\$/t
9	18.947	0.1000	45.83	191.83	0.6493	6.35	120.26	-	-
11	63.600	2.500	138.50	2740.15	7.1105	692.85	44065.27	2,98	US\$/t
12	63.600	1.500	111.37	467.13	1.4336	55.63	3537.96	15,50	US\$/MWh
13	22.315	1.500	25.00	104.90	0.3670	0.76	16.91	14,00	US\$/MWh
14	43.200	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	64071.76	4,784	US\$/t
16	82.547	70.00	74.01	315.41	0.9992	29.09	2401.48	-	-
17	43.200	70.00	74.01	315.41	0.9992	29.09	1256.79	-	-
18	82.547	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	122428.73	6,394	US\$/t
y	22.315	1.500	111.37	467.13	1.4336	55.63	1241.35	15,50	US\$/MWh
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							32,83	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							35,43	US\$/MWh

6º Caso – Figura 6.6

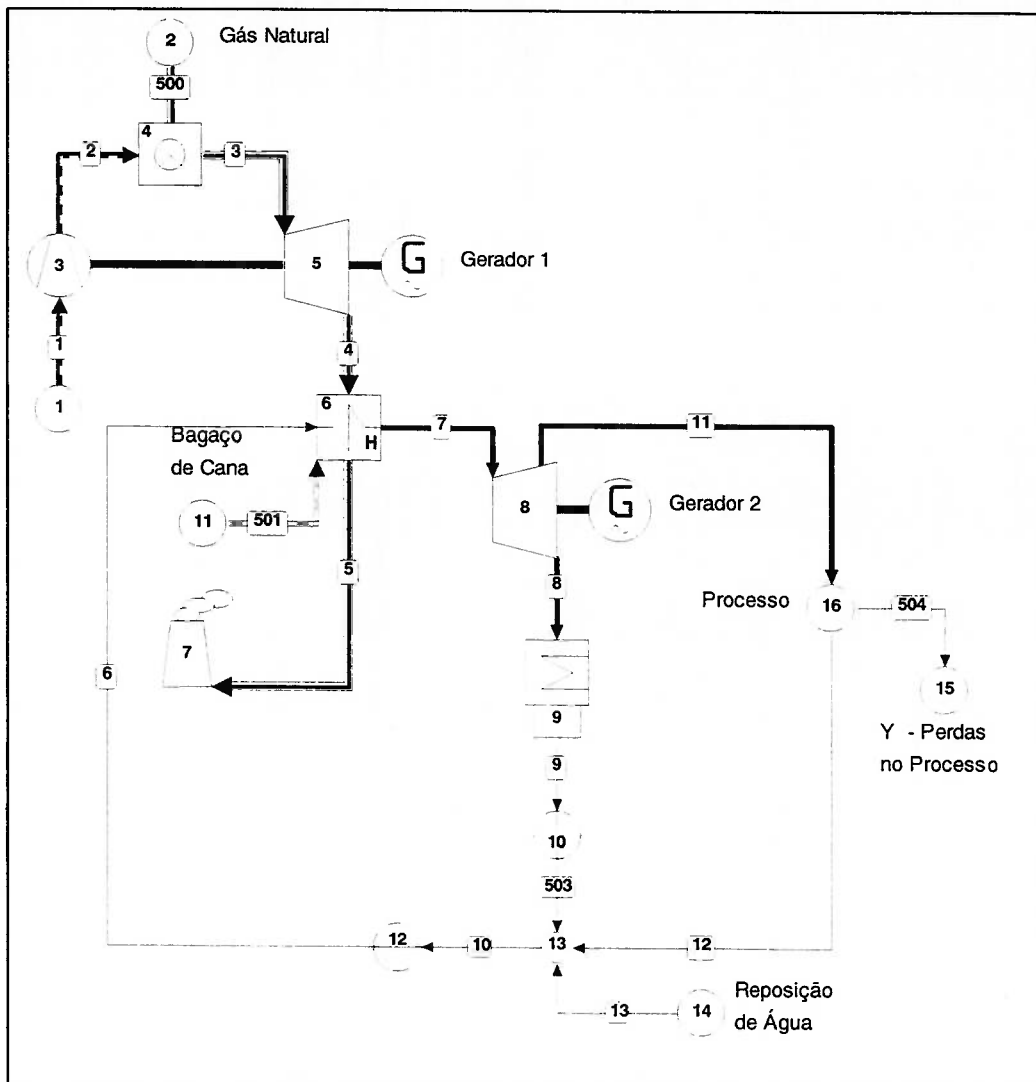


Figura 6.6: Planta de cogeração com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação

Descrição: Ciclo combinado semelhante ao da figura 6.3, porém agora com cogeração, como na figura 6.4.

Equações:

Turbina a gás:
$$C_{TG} + c_{comb_{GN}} \cdot EX_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot EX_4 \quad (6.40)$$

Extração:
$$c_{comb_{GN}} = c_4 \quad (6.41)$$

Caldeira de recuperação:

$$c_4 \cdot Ex_4 + c_{combBAG} \cdot Ex_{combBAG} + c_6 \cdot Ex_6 + C_{Cald} = c_7 \cdot Ex_7 \quad (6.42)$$

Turbina a vapor: $C_{TV} + c_7 \cdot Ex_7 = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_{11} \cdot Ex_{11} + c_8 \cdot Ex_8 \quad (6.43)$

Extração: $c_7 = c_{11}$ e $c_7 = c_8 \quad (6.44)$

Processo (extração): $c_{12} = c_{11} \quad (6.45)$

Seções (8, 12, 6, y):

$$c_8 \cdot Ex_8 + c_{12} \cdot Ex_{12} + C_{equip} + c_{e2} \cdot W_b + c_a \cdot Ex_{13} = c_6 \cdot Ex_6 + c_y \cdot Ex_y, \quad (6.46)$$

sendo $c_{12} = c_y$

Tabela 6.6 – Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.6

Duto nº	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.60	-165.99	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	402.77	111880.58	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0292	1077.15	303852.31	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	275.00	77575.58	10,44	US\$/MWh
5	297.941	1.000	160.00	-1485.16	7.5261	48.81	14541.19	-	-
6	81.929	70.00	74.01	315.41	0.9992	22.06	1807.45	55,9	US\$/MWh
7	81.929	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1417.49	116133.68	5,365	US\$/t
8	18.805	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	140.60	2643.93	0,53	US\$/t
9	18.805	0.1000	45.83	191.83	0.6493	2.82	52.94	-	-
10	81.929	1.500	73.10	306.06	0.9924	14.72	1206.33	-	-
11	63.124	2.500	138.50	2740.15	7.1105	624.70	39433.66	2,36	US\$/t
12	63.124	1.500	111.37	467.13	1.4336	44.25	2793.40	13,63	US\$/MWh
13	22.148	1.500	25.00	104.90	0.3670	0.05	1.08	14,00	US\$/MWh
y	22.148	1.500	111.37	467.13	1.4336	44.25	980.11	13,63	US\$/MWh
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							33,39	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							33,37	US\$/MWh

7º Caso – Figura 6.7

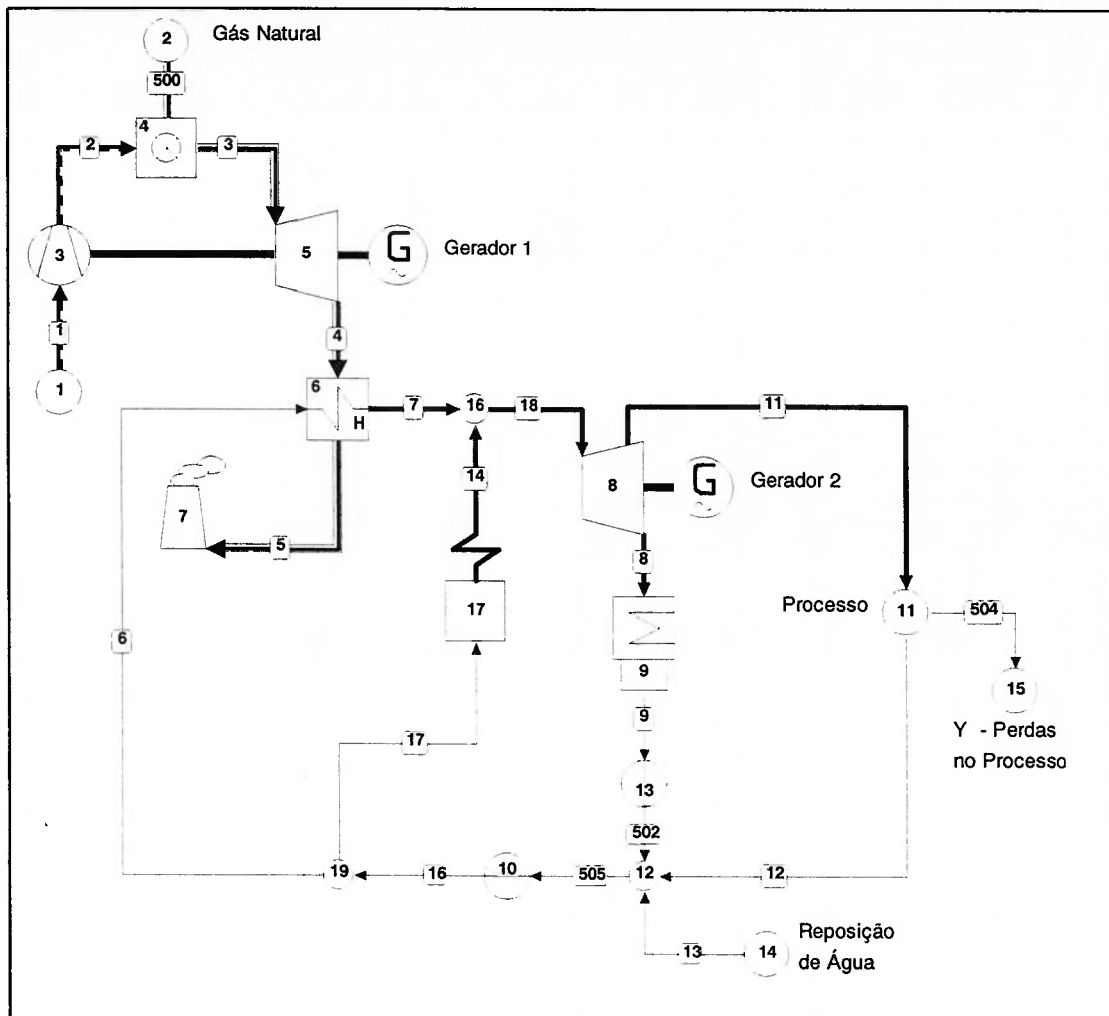


Figura 6.7: Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana inoperante

Descrição: Ciclo combinado, igual ao da figura 6.5, com a caldeira de bagaço desligada.

Equações:

Turbina a gás: $C_{TG} + c_{comb_{GN}} \cdot EX_{comb} = c_{e1} \cdot (W_e)_{TG} + c_4 \cdot EX_4$ (6.47)

Extração: $c_{comb_{GN}} = c_4$ (6.48)

Caldeira de recuperação: $(C_{Cald} + C_{CR}) + c_4 \cdot EX_4 + c_6 \cdot EX_6 = c_7 \cdot EX_7$ (6.49)

Turbina a vapor: $C_{TV} + c_7 \cdot EX_7 = c_{e2} \cdot (W_e)_{TV} + c_{11} \cdot EX_{11} + c_8 \cdot EX_8$ (6.50)

Extração: $c_7 = c_{11}$ e $c_7 = c_8$ (6.51)

$$\text{Processo (extração):} \quad c_{12} = c_{11} \text{ e } c_7 = c_{11} \quad (6.52)$$

Seções (8, 12, 6, y):

$$c_8 \cdot Ex_8 + c_{12} \cdot Ex_{12} + C_{\text{equip}} + c_{e2} \cdot W_b + c_a \cdot Ex_{13} = c_6 \cdot Ex_6 + c_y \cdot Ex_y, \quad (6.53)$$

$$\text{sendo } c_{12} = c_y$$

Tabela 6.7 – Avaliação termoeconômica da planta de cogeração da Fig. 6.6

Duto n°	Vazão [kg/s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Exergia [kJ/kg]	Fluxo Exergia [kW]	Custos	
1	277.780	1.000	25.00	-121.60	6.9172	-0.89	-248.51	-	-
2	277.780	16.00	442.97	314.19	7.0259	403.56	112100.12	-	-
3	282.090	16.00	1200.00	438.88	8.0293	1089.19	307250.47	-	-
4	282.090	1.000	578.43	-321.01	8.1710	288.47	81373.46	10,44	US\$/MWh
5	282.090	1.000	160.00	-783.95	7.4270	39.90	11254.22	-	-
6	39.347	70.00	74.01	315.41	0.9992	29.09	1144.69	103,1	US\$/MWh
7	39.347	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	58356.96	10,30	US\$/t
8	9.031	0.1000	45.83	2301.57	7.2632	210.27	1898.99	1,46	US\$/t
9	9.031	0.1000	45.83	191.83	0.6493	6.35	57.32	-	-
11	30.316	2.500	138.50	2740.15	7.1105	692.85	21004.13	4,80	US\$/t
12	30.316	1.500	111.37	467.13	1.4336	55.63	1686.40	24,98	US\$/MWh
13	10.637	1.500	25.00	104.90	0.3670	0.76	8.06	14,00	US\$/MWh
14	0.000	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	-0.14	-	-
16	39.347	70.00	74.01	315.41	0.9992	29.09	1144.69	-	-
17	0.000	70.00	74.01	315.41	0.9992	29.09	0.00	-	-
18	39.347	70.00	520.00	3458.33	6.8603	1483.13	58356.83	10,30	US\$/t
y	10.637	1.500	111.37	467.13	1.4336	55.63	591.70	24,98	US\$/MWh
e ₁	Custo unitário de eletricidade da turbina a gás							32,83	US\$/MWh
e ₂	Custo unitário de eletricidade da turbina a vapor							65,09	US\$/MWh

6.5.2 Análise dos resultados

Na tabela 6.8 é apresentado um quadro resumo dos custos de geração de eletricidade e vapor apresentados nas tabelas 6.1 a 6.7.

Tabela 6.8 – Quadro resumo dos custos de geração de eletricidade e vapor

Custo	Unidade	1º Caso (fig.6.1)	2º Caso (fig.6.2)	3º Caso (fig.6.3)	4º Caso (fig.6.4)	5º Caso (fig.6.5)	6º Caso (fig.6.6)	7º Caso (fig.6.7)
		GN	GN+BAG	GN+BAG	GN	GN+BAG	GN+BAG	GN
c_{vapor}	US\$/t	-	-	-	3,49	2,98	2,36	4,80
c_{e1}	US\$/MWh	33,39	32,83	33,39	33,39	32,83	33,39	32,83
c_{e2}	US\$/MWh	42,62	33,16	30,61	45,61	35,43	33,37	65,09

GN – gás natural

BAG – bagaço de cana

c_{e1} - custo de eletricidade gerado pela turbina a gás

c_{e2} - custo de eletricidade gerado pela turbina a vapor.

Analisando-se os resultados apresentados nas tabelas 6.1 a 6.8, verifica-se que:

- o custo de eletricidade para a turbina a gás resultou, em todas as instalações, praticamente igual. O custo da eletricidade para a turbina a vapor apresentou a melhor situação para a planta de cogeração com bagaço de cana (6º caso – figura 6.6) com valor de 33,37 US\$/MWh, apresentando o vapor para processo com o menor valor de 2,36 US\$/t. Embora a mesma instalação sem cogeração (3º caso – figura 6.3) apresentasse um valor inferior, 30,61 US\$/MWh, não se teria vapor para oferecer.
- A utilização das plantas de cogeração com caldeira auxiliar (5º caso – figura 6.5 e 7º caso – figura 6.7) evidencia que o 5º caso ($c_{e2} = 35,43$ US\$/MWh) é muito inferior ao 7º caso ($c_{e2} = 65,09$ US\$/MWh). Porém, neste caso deverá haver bagaço de cana o suficiente para o ano todo. Caso ocorra o fato de trabalhar seis meses com o 5º caso e os outros seis meses com o 7º caso, o resultado seria uma média anual superior à utilização apenas do 4º caso ($c_{e2} = 45,61$ US\$/MWh), em que se utiliza o gás natural.

$$\frac{c_{e2(5^{\circ}\text{caso})} + c_{e2(7^{\circ}\text{caso})}}{2} = \frac{35,43 + 65,09}{2} = 50,26 \frac{\text{US\$}}{\text{MWh}} > 45,61 \frac{\text{US\$}}{\text{MWh}} \quad (6.54)$$

- c) Os custos de eletricidade gerados pela turbina a vapor são maiores nas plantas de cogeração do que nos ciclos de potência. A vantagem é que nas plantas cogeração também a geração de vapor para processo.

Da análise acima apresentada pode-se concluir que:

- a) Se o interesse for por ciclos de potência, pode-se escolher o terceiro caso (fig. 6.3), que é um ciclo combinado de turbina a gás, uma caldeira de recuperação geradora de vapor que queima bagaço de cana de açúcar com os gases de exaustão da turbina a gás e uma turbina a vapor de condensação;
- b) Para plantas de cogeração, pode-se escolher o 6º caso (fig. 6.6), que é um ciclo semelhante ao 3º caso (fig. 6.3).
- c) O 7º caso (fig. 6.7) não deve ser utilizado devido aos seus elevados custos, pois é igual ao 5º caso (fig. 6.5), com caldeira suplementar de bagaço não operando.

6.6 Avaliação do custo da energia elétrica e vapor em função do preço do bagaço de cana.

Neste item é feita uma avaliação do custo de geração de eletricidade e vapor em função do preço do bagaço de cana, tendo como referência o preço de 7,0 US\$/t utilizado neste trabalho.

Na Figura 6.8 são apresentados resultados do custo de geração de eletricidade para os ciclos de potência, onde c_{e1} é o custo de eletricidade gerado pela turbina a gás e c_{e2} é o custo de eletricidade gerado pela turbina a vapor.

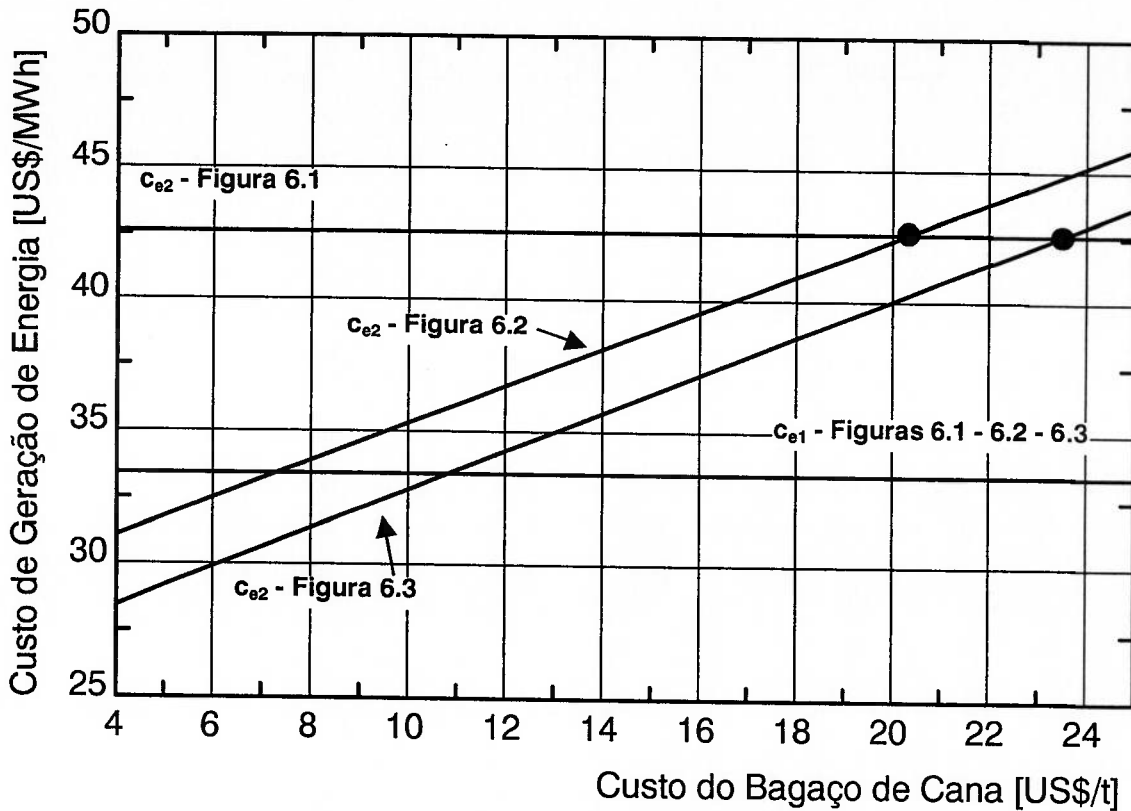


Figura 6.8 – Preço do bagaço de cana vs. custo de geração de energia elétrica (ciclos de potência)

Analisando-se os resultados apresentados na Fig. 6.8, verifica-se que a utilização do bagaço de cana se justifica para $c_{bag} < 20,5$ US\$/t (ciclo de potência da figura 6.2) e para $c_{bag} < 23,5$ US\$/t (ciclo de potência da figura 6.3).

Na Figura 6.9 são apresentados resultados do custo de geração de eletricidade para as plantas de cogeração.

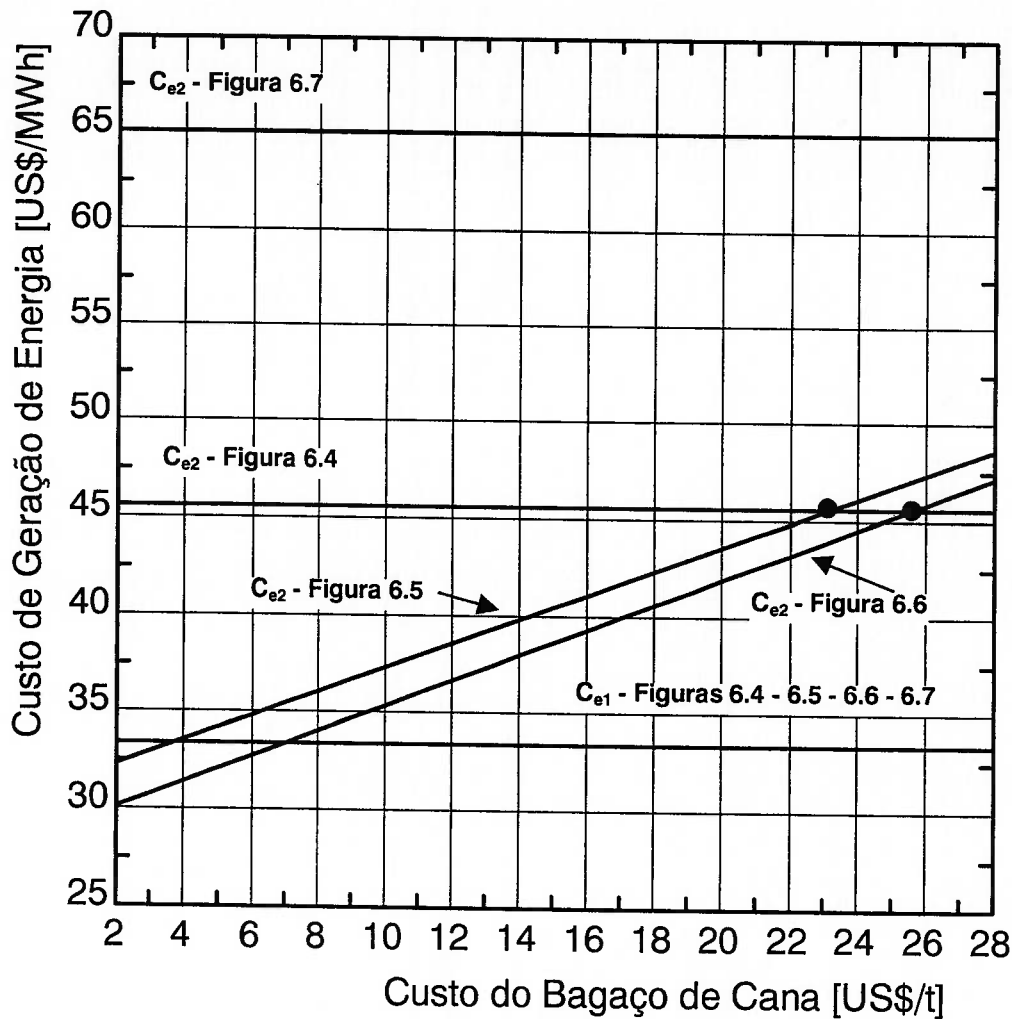


Figura 6.9 – Preço do bagaço de cana vs. custo de geração de energia elétrica (plantas de cogeração)

Analisando-se os resultados apresentados na Fig. 6.9, verifica-se que a utilização do bagaço de cana se justifica para $c_{\text{bag}} < 23,0$ US\$/t (planta de cogeração da figura 6.5) e para $c_{\text{bag}} < 25,5$ US\$/t (planta de cogeração da figura 6.6).

Na Figura 6.10 são apresentados resultados do custo de geração de vapor, c_{11} , nas plantas de cogeração, em que se verifica que a utilização do bagaço de cana se justifica para $c_{\text{bag}} < 12,5$ US\$/t (planta de cogeração da figura 6.5) e para $c_{\text{bag}} < 19,0$ US\$/t (planta de cogeração da figura 6.6).

Pelos resultados apresentados nas figuras 6.8, 6.9 e 6.10 verifica-se que em todas configurações analisadas o preço do bagaço de cana pode ficar bem acima do valor de referência (7 US\$/t) e, mesmo assim, os custos de eletricidade e do vapor serão inferiores aos produzidos em instalações que usam somente o gás natural.

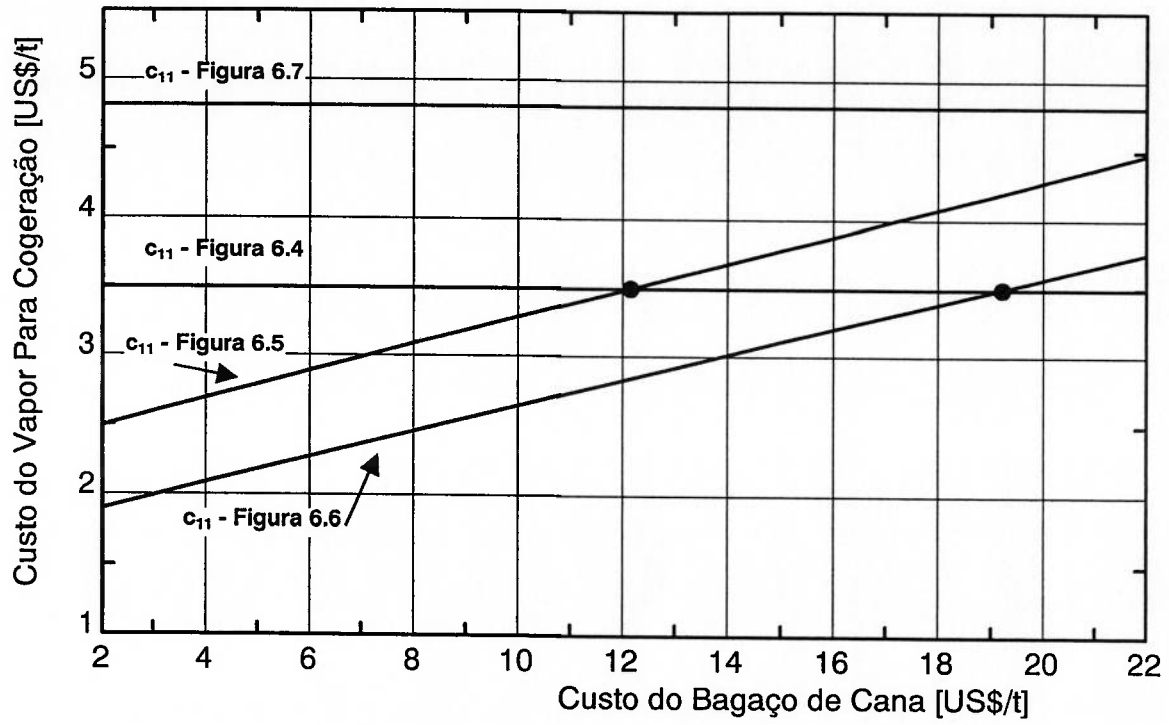


Figura 6.10 – Preço do bagaço de cana vs. custo de vapor nas plantas de cogeração.

CAPÍTULO 7

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi apresentada uma análise comparativa entre configurações de ciclos de potência e plantas de cogeração, designadas para operar nas regiões de produção de cana de açúcar e álcool e com disponibilidade de gás natural.

Como base para o desenvolvimento optou-se pela comparação entre um sistema que usa o combustível gás natural com outros que usam gás natural e bagaço de cana.

Os resultados mostram que os ciclos de potência e plantas de cogeração que utilizam gás natural e bagaço de cana, são bem mais econômicos que os que usam apenas gás natural, com redução de 48% no custo do vapor, 40% no custo de eletricidade gerada pela turbina a vapor no ciclo de potência e 37% no custo de eletricidade gerada pela turbina a vapor na planta de cogeração, para preços do gás natural e do bagaço de cana a 140 US\$/t e 7 US\$/t, respectivamente.

A planta de cogeração que apresentou o melhor resultado é composta de uma turbina a gás que usa gás natural como combustível, uma caldeira de recuperação geradora de vapor, que queima bagaço de cana com os gases de exaustão da turbina a gás, e uma turbina a vapor de condensação e extração.

Na avaliação do custo da energia elétrica em função do preço do bagaço de cana, se verificou que preços de até 25,5 US\$/t compensam o seu uso em conjunto com o gás natural. Também foi realizada avaliação do custo do vapor para processo em função do preço do bagaço de cana. Neste caso, preços de até 19,0 US\$/t, justificam este uso.

Os resultados obtidos neste trabalho mostram que a utilização de gás natural e bagaço de cana em centrais termoeletricas é uma alternativa viável e pode ser bastante atrativa.

Continuidade do trabalho

Para uma melhor avaliação do potencial de implantação de centrais termoeletricas, em particular plantas de cogeração, seguem algumas sugestões de continuidade do trabalho:

- ✓ Estudo de outras configurações;

-
- ✓ Estudo de plantas de cogeração utilizando bagaço de cana gaseificado;
 - ✓ Estudo de plantas de cogeração utilizando outros tipos de biomassa;
 - ✓ Otimização de plantas de cogeração, etc.

CAPÍTULO 8

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. (1985). Basic Gas Turbine Engine Technology. Atlanta. Gas Turbine Division.
- Batista da Silva, E. (1996). Infrastructure for Sustainable Development and Integration of South América. Rio de Janeiro. Danowski Design.
- Benévolo, R. B. (1986). Turbinas a Gás e sua Aplicação em Usinas Siderúrgicas. Metalurgia – Vol 22 – Nº 102.
- Brunetti, F. (1988). Curso de Mecânica dos Fluidos. São Paulo. Faculdade de Engenharia Industrial.
- Camargo, C. A. (1990). Conservação de Energia na Indústria do Açúcar e do Alcool. Manual de Recomendações. São Paulo. IPT.
- Çengel, Y. A.; Boles, M. A. (1998) Thermodynamics An Engineering Approach. USA. Mc Graw Hill.
- CENTRO NACIONAL DE REFERÊNCIA DE BIOMASSA. (2000). Medidas Mitigadoras Para A Redução De Emissões De Gases De Efeito Estufa Na Geração Termoelétrica. São Paulo. Dupligráfica Editora.
- CHASE MANHATTAN. (1999). Industry Report Natural Gas. Brasil. Equity Research.
- Coelho, S. T. (1992). Avaliação da Cogeração de Eletricidade a Partir de Bagaço de Cana em Sistemas de Gaseificador/Turbina à Gás. São Paulo. USP.
- Coelho, S. T. (1999). Mecanismos Para Implementação da Cogeração de Eletricidade a Partir de Biomassa. Um Modelo Para o Estado de São Paulo . São Paulo. USP.
- Cole, G. H. A. (1991). Thermal Power Cycles. Grã Bretanha. Edward Arnold.
- Copersucar. (1991). Convênio Eletrobrás – Copersucar. Geração de Energia Elétrica em Usinas e Destilarias. São Paulo. Relatório Técnico.
- Cowne-John. (1994). Generating Both Ways With Combined Cycles. Professional Engineering. Power Generation

- CYCLE TEMPO. (1999). Release 4. Netherlands. TNO.
- EES. (1997). Engineering Equation Solver Software – User`s Guide, F-Chat Software.
- Eletróbrás.(1999). Plano Decenal de Expansão 1999/2008. Rio de Janeiro. Grupo Coordenador do Planejamento dos Sistemas Elétricos.
- Eletróbrás. (1995). Relatórios de Estudos – Suprimento de Energia Elétrica na Amazônia Legal. Brasília. Ministério de Minas e Energia.
- Eletropaulo. (1988). Usina Termoelétrica de Piratininga. São Paulo. Diretoria de Operação.
- Faires, V. M.; Simmang, C. M. (1983). Termodinâmica. Brasil. Guanabara Dois.
- Feltre, R. (1985). Química. São Paulo. Moderna.
- Garagatti, A. D. W. (2000) Sistema Tri e Tetra Combinado de Cogeração Avaliação Exergética e Termoeconômica. São Paulo. USP.
- Giacosa, D. (1980). Motores Endotermicos. Madrid. Dossat.
- Gusso, R.; et al. Turbotécnica. Florence. Quad Pignone nº 47.
- Ieno, G. O. (1999). Gás Natural como Fator de Integração do Mercosul. São Paulo. IEE-USP.
- Ieno, G. O. (1993). Viabilidade Técnica e Econômica da Conversão da Usina Termoelétrica Piratininga em Ciclo Combinado. São Paulo. IEE-USP.
- Ieno, G. O.; Negro, L. A. (1999). Usinas Termoelétricas a Vapor e a Gás Natural. São Bernardo do Campo. Faculdade de Engenharia Industrial.
- Kotas, T. J. (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths. Londres.
- Maiuri, D. R. A (2001). Regionalização da Geração de Energia como Fator de Desenvolvimento da Região de Itapeva. São Paulo. USP.
- Mendes, A. C. T. (1996). Estudo do Uso do Gás Natural no Estado de São Paulo, Considerando-se a Implantação do Gasoduto Brasil-Bolívia. São Paulo. IEE-USP.
- Najjar, Y. S.H.; AKYURT, M. (1994). Combined Cycles With Gas Turbine Engines. Great Britain. Heat Recovery Systems & CHP, Vol 14, nº 2.

- Ogden, et alii (1990). Cogeneration Applications of Biomass Gasifier/Gas Turbine Technologies in the Sugar Cane and Alcohol Industries. India. Program For Acceleration of Comercial Energy Reserach Conference.
- Oliveira, S. R. (1996). Análise Termodinâmica e Termoeconômica de Processos de Conversão de Energia. São Paulo. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- Petrobrás. (1991). Avaliação da Utilização do Gás Natural da Bacia Amazônica para a Geração de Energia Elétrica. Serviço Público Federal. Relatório Técnico.
- Pitanga, F. J. T.; et al. (s.d.). Termodinâmica. São Paulo. Ivan Rossi.
- Remy, B. S. (1980). Compressores, Bombas de Vácuo e Ar Comprimido. São Paulo. Grêmio Politécnico.
- Santos, E. M. (1999). Opções de Penetração do Gás Natural no Mercado Energético Brasileiro. São Paulo. Instituto de Eletrotécnica e Energia. USP.
- Silva, E. B. (1997). Infra Estrutura de Longo Alcance para o Desenvolvimento Sustentado. Santa Catarina. FIESC.
- Smith, H. J.; Harris, J. W. (1970). Termodinâmica para Ingenieros. Bilbao. Urmo.
- Szargut, J; et al. (1988). Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes. Hemisphere Pub. Co. New York.
- Trevisan, W. (1998). Manual Termotécnico. São Paulo. Faculdade de Engenharia Industrial.
- UTP – Usina Termoelétrica de Piratininga. Visita efetuada em maio de 2002.
- Van Wylen G. J.; Sonntag R. E. (1976). Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Trad. De Eitaro Yamane e Remi Benedito Silva. São Paulo. Edgard Blücher.
- Varella S. (s.d). Introdução as Turbinas a Gás. ITAJUBÁ. FUPAI.
- Vertiola, S. R.; Oliveira Jr., S. (1996). Thermoeconomic Analysis Of The Steam Cycle Of A Brazilian Medium – Sized Sugar And Alcohol Mill. XI International Symposium On Alcohol Fuels. Anais V. 2, pag. 415-422, Sun City, South Africa.

Zamalloa, G. A. C. (1998). Utilização do Gás Natural de Camisea (Peru) para a Viabilização de Sistemas Elétricos e de Gás no Norte e Centro Oeste do Brasil. São Paulo. IEE.

ANEXO A

PROGRAMA

CYCLE TEMPO

O Cycle Tempo é um programa de utilização e modelagem termodinâmica de sistemas para produção de eletricidade, calor e refrigeração. Estes sistemas, muitas vezes, agrupam vários ciclos interconectados e, cada um deles, consiste de diferentes aparatos, de certa maneira, resultando em um complexo sistema de fluxos de massa e de energia. O objetivo primário do Cycle Tempo é calcular os fluxos de massa e de energia da instalação.

O programa permite a flexibilização da instalação colocada inteiramente à disposição do usuário. Esta flexibilidade é ilimitada, sendo assim uma vantagem sobre outros programas existentes, nos quais a configuração não pode ser alterada.

O programa é acompanhado de modelos de ciclos de turbina a vapor, de ciclos de turbina a gás, de combustão e de sistemas de transferência de calor, refrigeração e outros.

O programa é também equipado com dispositivos para a análise exérgica. Ele é aplicável a processos contínuos de produção de eletricidade, exérgia, cogeração de calor e energia, otimização de processos e outros sistemas.

Ele é dotado de uma série de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos com suas propriedades físico-químicas. Caso o combustível empregado, como o bagaço de cana, não esteja inscrito no equipamento, pode-se inseri-lo através de sua composição química.

Após configurada uma instalação, pode-se alterar o combustível e a condição de trabalho, inclusive extrações, adquirindo assim, novos valores, em um tempo muito curto.

Com os dados obtidos no Cycle Tempo pode-se inseri-los em outra ferramenta computacional denominada Engineering Equation Solver (EES, 1997) que auxilia no desenvolvimento de outras funções, para o cálculo de custo do equipamento.

Os programas processados no Cycle Tempo encontram-se no Anexo B.

ANEXO B

RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Neste anexo são apresentados os resultados de simulação dos ciclos de potência e das plantas de cogeração utilizando programa computacional Cycle Tempo (Cycle Tempo, 1999). São apresentados também resultados dos valores de custos para utilização na análise termoeconômica.

A solução das equações de custos foi efetuada utilizando-se programa Engineering Equation Solver (EES, 1997). Na Tabela B1 é apresentada a relação entre as configurações apresentadas no Capítulo 6 e a correlação com os resultados de simulação e custos apresentados neste Anexo.

Tabela B1 – Relação entre as configurações do Capítulo 6 e o Anexo B

Figura	Cycle Tempo
6.1	B1
6.2	B2
6.3	B3
6.4	B4
6.5	B5
6.6	B6
6.7	B7

Para efetuar os cálculos de custos é necessário, inicialmente, especificar valores de custos de equipamentos, custos de operação e manutenção, equações e parâmetros necessários, conforme apresentado a seguir:

a) Custos dos equipamentos instalados (Garagatti Arriola, 2000):

- Caldeira: $I_{\text{Cald}} = 768 \cdot [Q(\text{kW})]^{0,78}$ [US\$] (B.1)

- Turbina a vapor: $I_{\text{TV}} = 17\,082 \cdot [W_{\text{TV}}(\text{kW})]^{0,68}$ [US\$] (B.2)

- Condensador: $I_{\text{CD}} = 340\,000$ [US\$]

- Bomba: $I_{\text{B}} = 30\,000$ [US\$]

- Turbina a gás: $I_{\text{TG}} = 400\text{US\$/kW}$ (GTW Handbook, 2000)

- b) Custo anual de operação e manutenção:
- 1% do capital investido (custo variável)
 - 9% do capital investido (custo fixo)

- c) Horas anuais de operação:
- $T_0 = 7\ 000$ horas

- d) Fator de carga:
- $FC = 0,75$

- e) Fator de amortização anual ($i = 12\%$ e $n = 20$ anos):
- $f_a = 0,1339$

- f) Custo com amortização, C_a :
- $C_a = I \cdot (f_a + f_{omf} + FC \cdot f_{omv})$ [US\$/ano] (B.3)

onde : I = custo de equipamento

f_a = fator de amortização

f_{omf} = custo anual de operação e manutenção (fixo)

f_{omv} = custo anual de operação e manutenção (variável)

FC = fator de carga

- g) Custo final , C

$$- C = \frac{C_a}{T_0 \cdot 3\ 600} \text{ [US$/s]} \quad \text{(B.4)}$$

Obs.: Nos cálculos foram considerados fluxos de exergia do gás natural e do bagaço de cana iguais a:

$EX_{GN} = 212\ 290$ kW, e

$EX_{\text{Bagaço}} = 172\ 546$ kW, no desenvolvimento do trabalho.

A seguir são apresentadas as telas com os resultados das simulações (figuras B1 a B7) e os sistemas de equações e resultados de custos relativos a cada configuração.

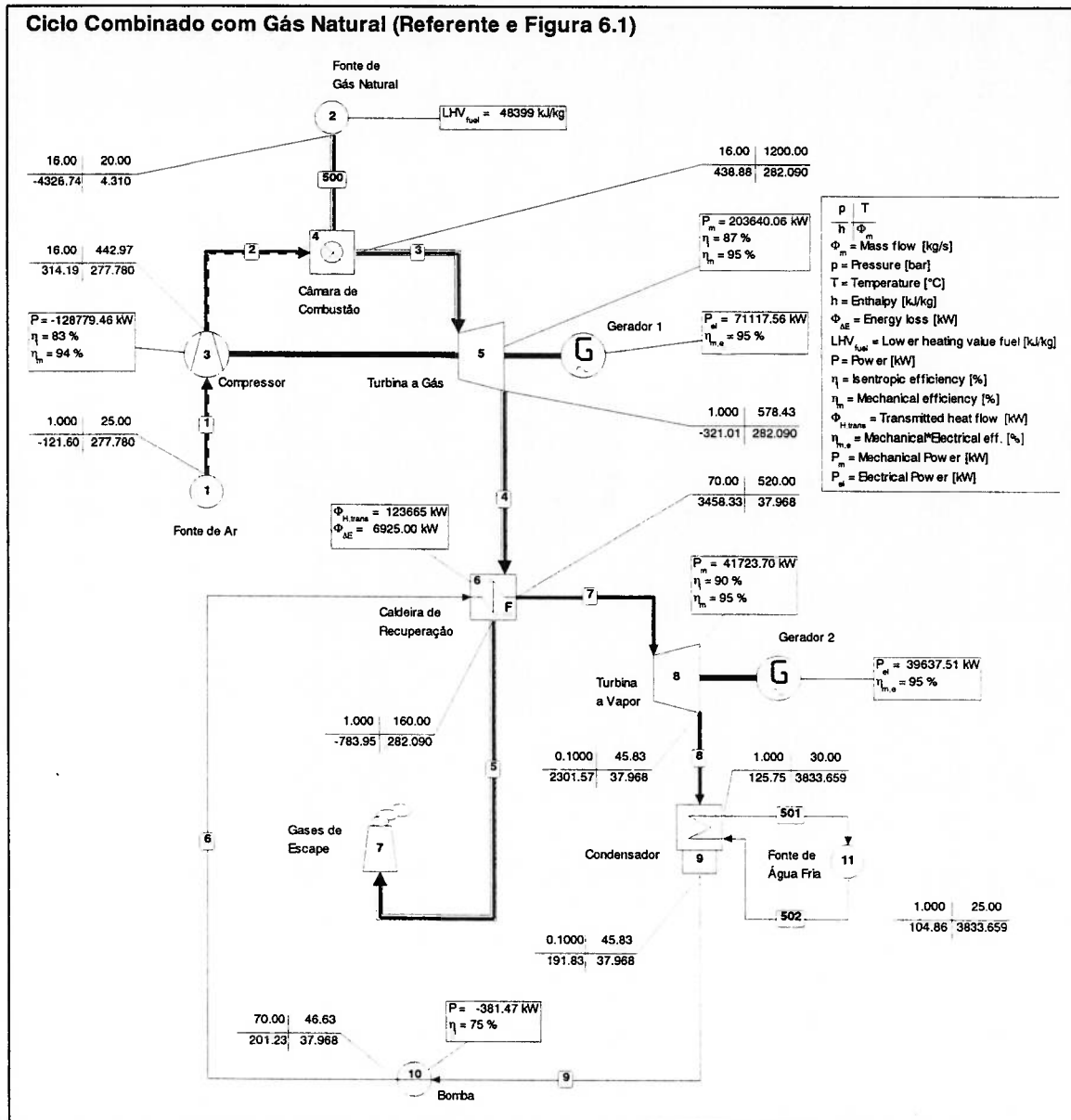


Figura B1 – Ciclo combinado com gás natural, referente figura 6.1

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.1

Ciclo Combinado Com Gás Natural (Referente a Figura 6,1)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 77,57$$

Caldeira de Recuperação

$$0,066 + 0,0029 \cdot 77,57 + c6 \cdot 0,38 = c7 \cdot 53,8$$

Turbina a Vapor

$$0,17 + c7 \cdot 53,8 = ce2 \cdot 39,63 + c7 \cdot 5,34$$

Referente as Seções (8, 6)

$$c7 \cdot 5,34 + 0,00367 + ce2 \cdot 0,38 = c6 \cdot 0,38$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

$$c6y = c6 \cdot 10,02$$

$$c7y = c7 \cdot 1417,49$$

Resultado dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.1

$$ce1=0,009276 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6=0,1082 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7=0,006173 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce2=0,01184 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce1x=33,39 \text{ [$/MWh]}$$

$$ce2x=42,62 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6x=389,6 \text{ [$/MWh]}$$

$$c7x=22,22 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6y=1,085 \text{ [$/ton]}$$

$$c7y=8,75 \text{ [$/ton]}$$

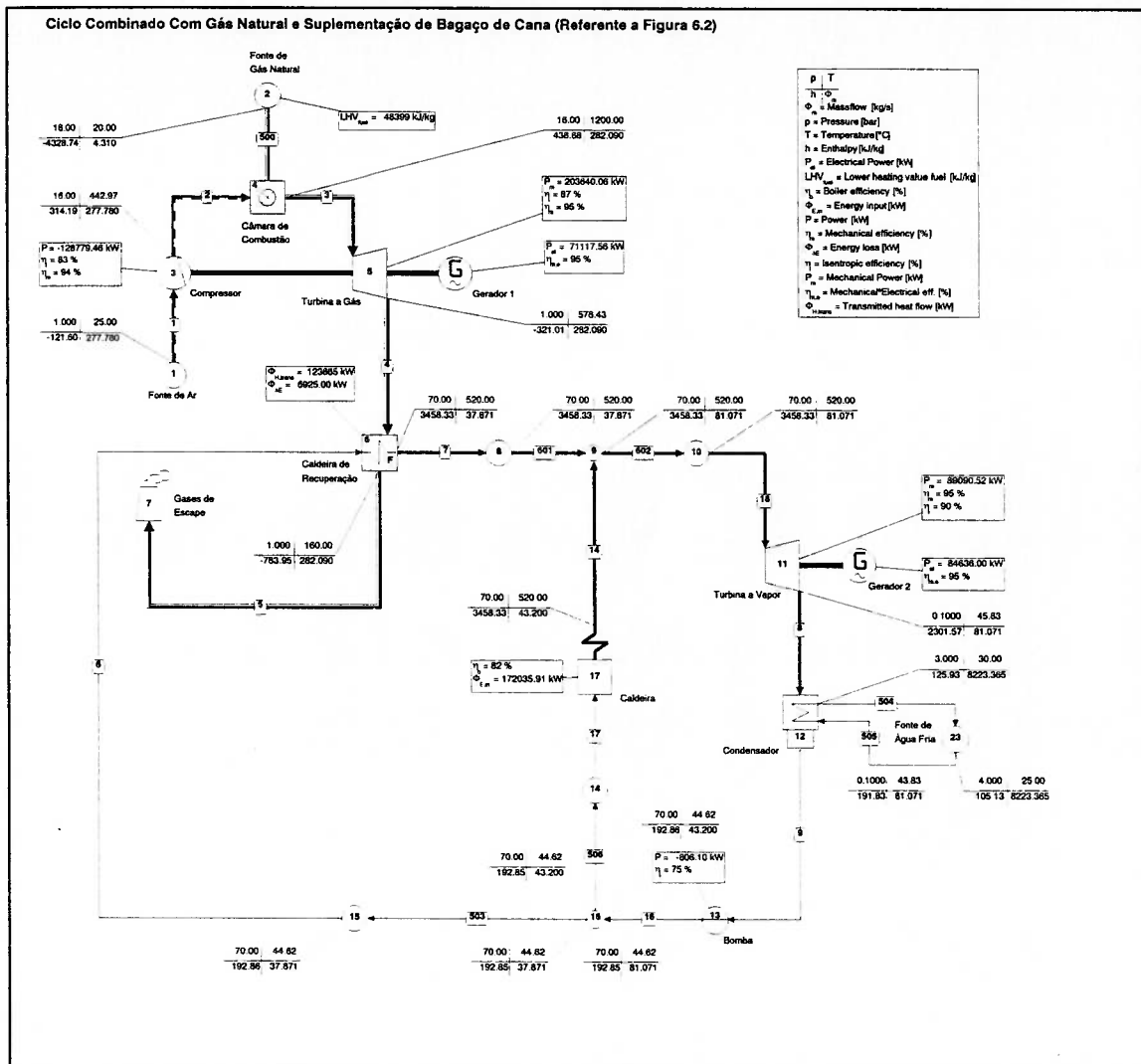


Figura B2 – Ciclo combinado com gás natural e com caldeira de bagaço de cana suplementar, referente figura 6.2

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.2

Ciclo Combinado Com Gás Natural e Suplementa
de Bagaço de Cana (Referente a Figura 6,2)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 81,4$$

Caldeira de Recuperação

$$0,066 + 0,0029 \cdot 81,4 + c6 \cdot 0,49 = c7 \cdot 56,2$$

Turbina a Vapor

$$0,28 + c8 \cdot 120,24 = ce2 \cdot 84,64 + c8 \cdot 17$$

Referente as Seções (8, 6)

$$c8 \cdot 17 + 0,00364 + ce2 \cdot 0,8 = c6 \cdot 1,04$$

Caldeira de Bagaço

$$0,0712 + 0,668 \cdot 10^{-3} \cdot 172,6 + c6 \cdot 0,55 = c14 \cdot 64,07$$

Nó

$$c7 \cdot 56,2 + c14 \cdot 64,07 = c8 \cdot 120,24$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

Resultado dos custos utilizando do programa EES, referente figura 6.2

$$c14=0,003681 \text{ [$/MJ]}$$

$$c14x=13,25 \text{ [$/MWh]}$$

$$c14y=5,459 \text{ [$/ton]}$$

$$c6=0,08968 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6x=322,9 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6y=1,15 \text{ [$/ton]}$$

$$c7=0,006157 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7x=22,16 \text{ [$/MWh]}$$

$$c7y=9,131 \text{ [$/ton]}$$

$c8=0,004839$ [\$/MJ]

$c8x=17,42$ [\$/MWh]

$c8y=1,017$ [\$/ton]

$ce1=0,00912$ [\$/MJ]

$ce1x=32,83$ [\$/MWh]

$ce2=0,00921$ [\$/MJ]

$ce2x=33,16$ [\$/MWh]

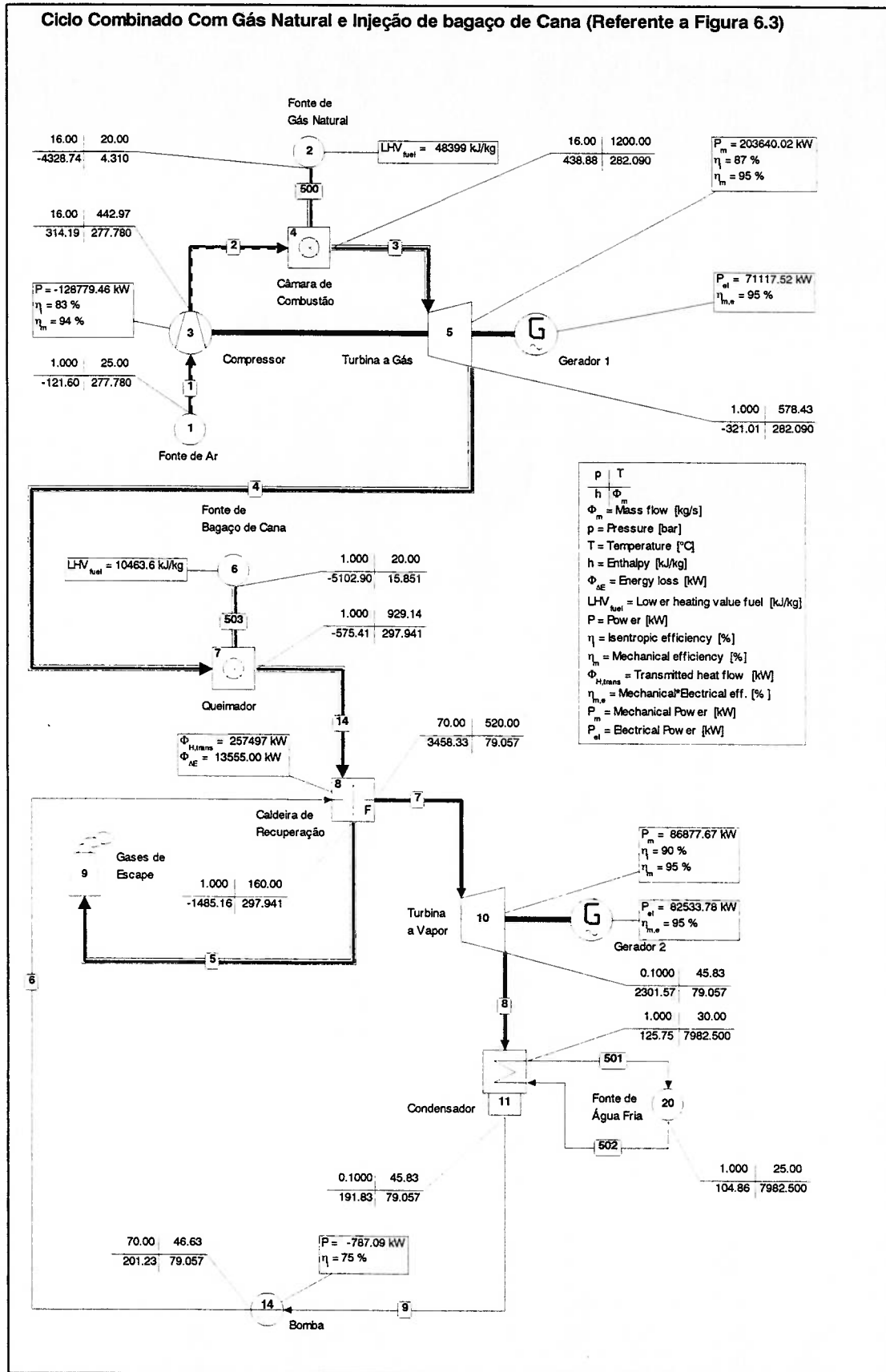


Figura B3 – Ciclo combinado com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação, referente figura 6.3

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.3

Ciclo Combinado Com Gás Natural e Injeção
de Bagaço de Cana (Referente a Figura 6,3)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 77,6$$

Caldeira de Recuperação

$$0,0029 \cdot 77,6 + 0,668 \cdot 10^{-3} \cdot 172,6 + c6 \cdot 0,79 + 0,071 = c7 \cdot 112$$

Turbina a Vapor

$$0,28 + c7 \cdot 112 = ce2 \cdot 82,53 + c7 \cdot 11,11$$

Referente as Seções (8, 6)

$$c7 \cdot 11,11 + 0,00364 + ce2 \cdot 0,79 = c6 \cdot 0,79$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

$$c6y = c6 \cdot 10,02$$

$$c7y = c7 \cdot 1417,49$$

Resultado dos custos utilizando do programa EES, referente figura 6.3

$$c6=0,07189 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6x=258,8 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6y=0,7203 \text{ [$/ton]}$$

$$c7=0,00418 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7x=15,05 \text{ [$/MWh]}$$

$$c7y=5,925 \text{ [$/ton]}$$

$$ce1=0,009274 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce1x=33,39 \text{ [$/MWh]}$$

$$ce2=0,008502 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce2x=30,61 \text{ [$/MWh]}$$

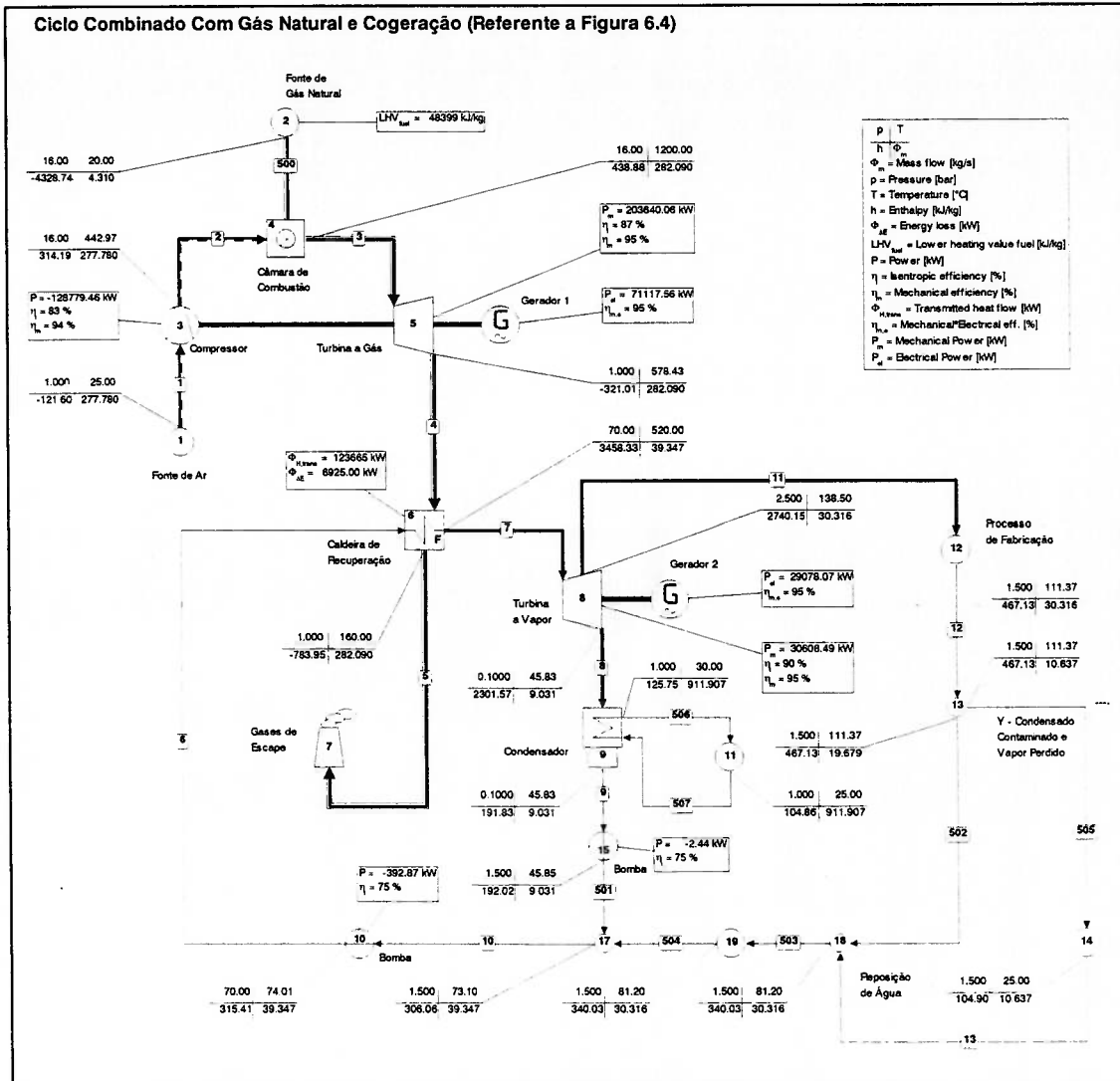


Figura B4 – Planta de cogeração com gás natural, referente figura 6.4

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.4

Ciclo Combinado Com Gás Natural e Cogeração (Referente a Figura 6,4)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 77,57$$

Caldeira de Recuperação

$$0,066 + 0,0029 \cdot 77,57 + c6 \cdot 0,87 = c7 \cdot 55,7$$

Turbina a Vapor

$$0,17 + c7 \cdot 55,7 = ce2 \cdot 29,1 + c7 \cdot 18,9 + c7 \cdot 1,27$$

Referente as Seções (8, 12, 6, y)

$$c7 \cdot 1,27 + c7 \cdot 1,34 + 0,00364 + ce2 \cdot 0,39 + 0,00389 \cdot 0,52 \cdot 10^{-3} = c6 \cdot 0,87 + c7 \cdot 0,47$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

$$c6y = c6 \cdot 22,06$$

$$c7y = c7 \cdot 1417,49$$

Resultado dos custos utilizando do programa EES, referente figura 6.4

$$ce1=0,009276 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6=0,02362 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7=0,005593 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce2=0,01267 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce1x=33,39 \text{ [$/MWh]}$$

$$ce2x=45,61 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6x=85,04 \text{ [$/MWh]}$$

$$c7x=20,13 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6y=0,5211 \text{ [$/ton]}$$

$$c7y=7,927 \text{ [$/ton]}$$

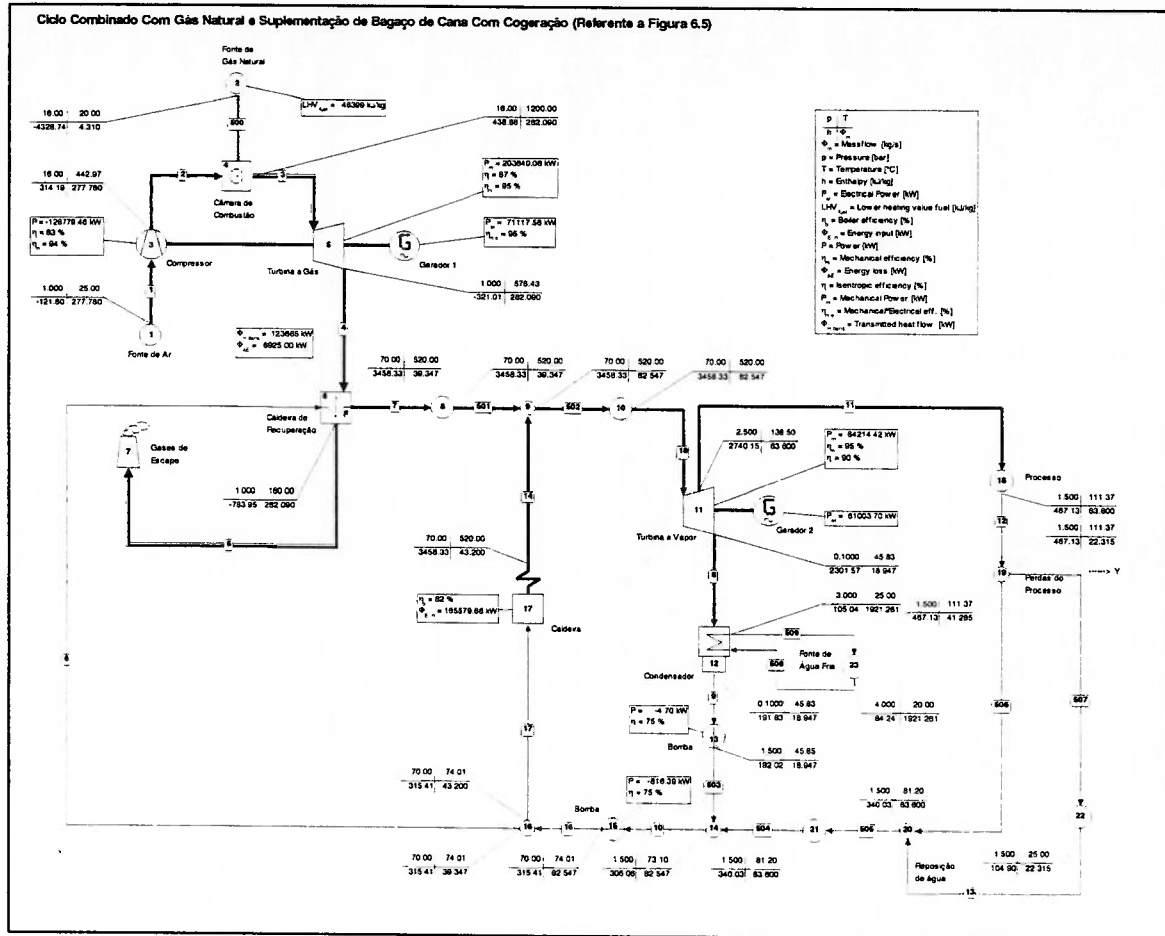


Figura B5 – Planta de cogeração utilizando gás natural e caldeira de bagaço de cana suplementar, referente figura 6.5

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.5

Ciclo Combinado Com Gás Natural e Suplementa
de Bagaço de Cana Com cogeração (Referente a Figura 6,5)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 81,37$$

Caldeira de Recuperação

$$0,066 + 0,0029 \cdot 81,37 + c6 \cdot 1,1 = c7 \cdot 58,25$$

Turbina a Vapor

$$0,28 + c18 \cdot 122,33 = ce2 \cdot 61,01 + c18 \cdot 44 + c18 \cdot 4$$

Referente as Seções (8, 6, 12, y)

$$c18 \cdot 4 + c18 \cdot 3,5 + 0,00364 + ce2 \cdot 0,82 + 0,00389 \cdot 0,01691 = c6 \cdot 1,1 + c18 \cdot 1,2 + c6 \cdot 1,2$$

Caldeira de Bagaço

$$0,0712 + 0,668 \cdot 10^{-3} \cdot 172,55 + c6 \cdot 1,2 = c14 \cdot 64,1$$

Nó

$$c7 \cdot 58,25 + c14 \cdot 64,1 = c18 \cdot 122,33$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

Resultado dos custos utilizando do programa EES, referente figura 6.5

$$ce1=0,009121 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6=0,01693 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7=0,005504 \text{ [$/MJ]}$$

$$c18=0,004311 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce2=0,009842 \text{ [$/MJ]}$$

$$c14=0,003226 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce1x=32,83 \text{ [$/MWh]}$$

$$ce2x=35,43 \text{ [$/MWh]}$$

$c_{6x}=60,94$ [\$/MWh]

$c_{7x}=19,81$ [\$/MWh]

$c_{14x}=11,61$ [\$/MWh]

$c_{18x}=15,52$ [\$/MWh]

$c_{6y}=0,4925$ [\$/ton]

$c_{7y}=8,163$ [\$/ton]

$c_{14y}=4,784$ [\$/ton]

$c_{18y}=6,394$ [\$/ton]

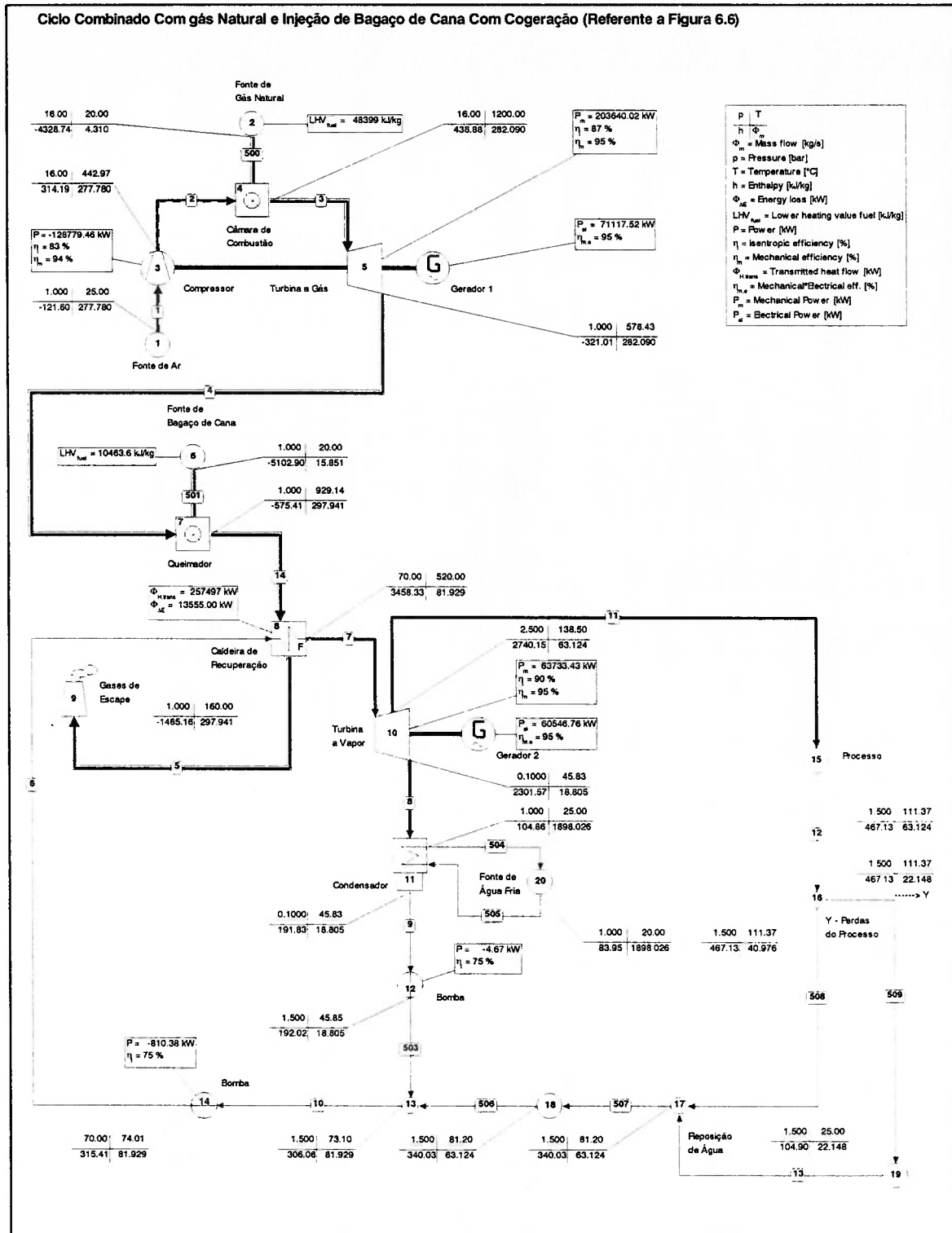


Figura B6 – Planta de cogeração com gás natural e injeção de bagaço de cana na caldeira de recuperação, referente figura 6.6

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.6

Ciclo Combinado Com Gás Natural e Injeção
de Bagaço de Cana Com cogeração (Referente a Figura 6,6)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 77,6$$

Caldeira de Recuperação

$$0,0712 + 0,0029 \cdot 77,6 + 0,668 \cdot 10^{-3} \cdot 172,55 + c6 \cdot 1,8 = c7 \cdot 116,1$$

Turbina a Vapor

$$0,28 + c7 \cdot 116,1 = ce2 \cdot 60,5 + c7 \cdot 39,3 + c7 \cdot 2,6$$

Referente as Seções (8, 6, 12, y)

$$c7 \cdot 2,6 + c7 \cdot 2,8 + 0,00367 + ce2 \cdot 0,81 + 0,00389 \cdot 0,00108 = c6 \cdot 1,8 + c7 \cdot 0,97$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

$$c6y = c6 \cdot 22,06$$

$$c7y = c7 \cdot 1417,49$$

Resultado dos custos utilizando do programa EES, referente figura 6.6

$$ce1=0,009274 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6=0,01553 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7=0,003785 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce2=0,00927 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce1x=33,39 \text{ [$/MWh]}$$

$$ce2x=33,37 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6x=55,9 \text{ [$/MWh]}$$

$$c7x=13,63 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6y=0,3426 \text{ [$/ton]}$$

$$c7y=5,365 \text{ [$/ton]}$$

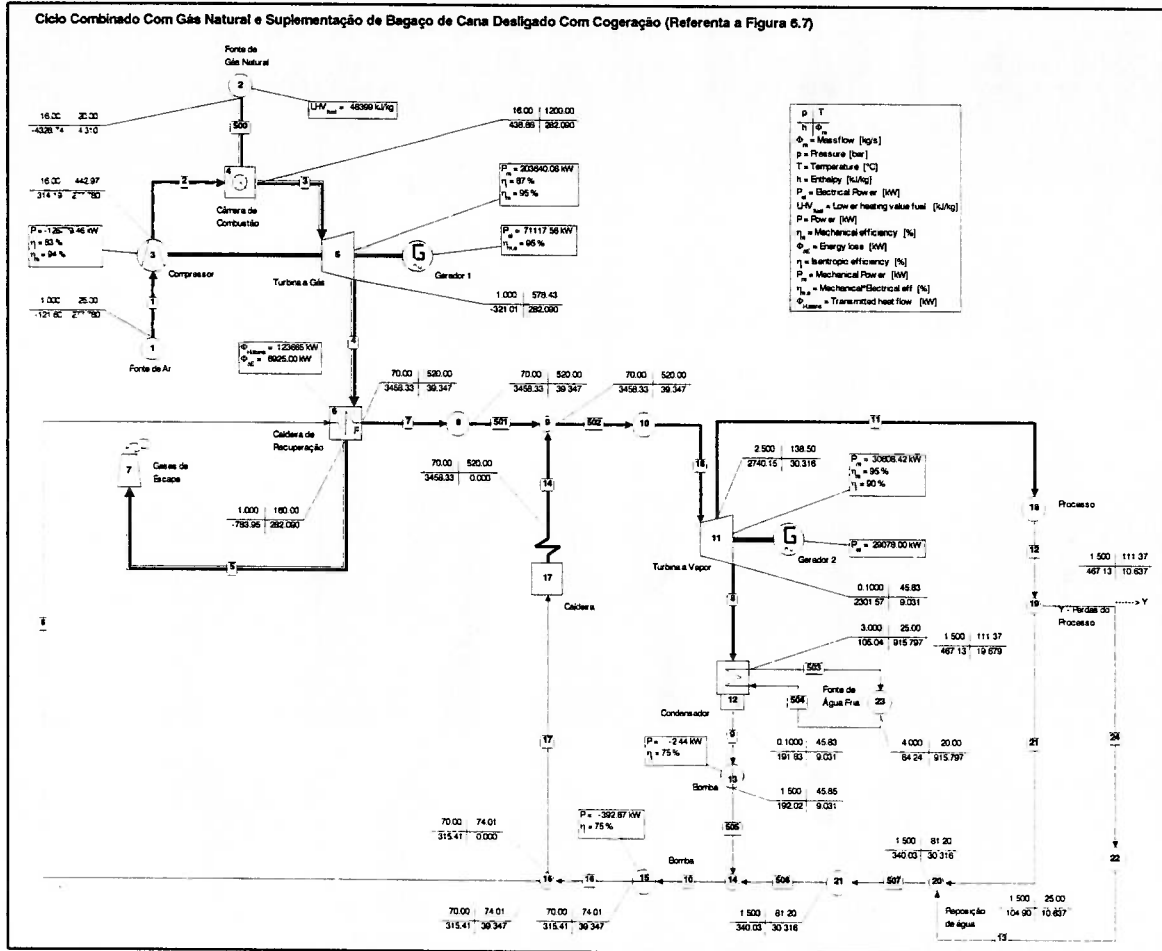


Figura B7 – Planta de cogeração com gás natural e caldeira de bagaço de cana inoperante, referente a figura 6.7

Sistemas de equações dos custos utilizando programa EES, referente figura 6.7

Ciclo Combinado Com Gás Natural e Suplementa
de Bagaço de Cana Desligada Com cogeração (Referente a Figura 6,7)

Turbina a Gás

$$0,269 + 0,0029 \cdot 212,29 = ce1 \cdot 71,12 + 0,0029 \cdot 81,37$$

Caldeira de Recuperação

$$0,066 + 0,0712 + 0,0029 \cdot 81,4 + c6 \cdot 1,1 = c7 \cdot 58,3$$

Turbina a Vapor

$$0,28 + c7 \cdot 58,3 = ce2 \cdot 29,08 + c7 \cdot 21 + c7 \cdot 1,9$$

Referente as Seções (8, 6, 12, y)

$$c7 \cdot 1,9 + c7 \cdot 1,68 + 0,00367 + ce2 \cdot 0,39 + 0,00389 \cdot 0,00806 = c6 \cdot 1,1 + c7 \cdot 0,59$$

Conversões de unidade

$$ce1x = ce1 \cdot 3600$$

$$ce2x = ce2 \cdot 3600$$

$$c6x = c6 \cdot 3600$$

$$c7x = c7 \cdot 3600$$

$$c6y = c6 \cdot 29,09$$

$$c7y = c7 \cdot 1483,13$$

Resultado dos custos utilizando do programa EES, referente figura 6.7

$$ce1=0,009121 \text{ [$/MJ]}$$

$$c6=0,02865 \text{ [$/MJ]}$$

$$c7=0,006943 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce2=0,01808 \text{ [$/MJ]}$$

$$ce1x=32,83 \text{ [$/MWh]}$$

$$ce2x=65,09 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6x=103,1 \text{ [$/MWh]}$$

$$c7x=24,99 \text{ [$/MWh]}$$

$$c6y=0,8334 \text{ [$/ton]}$$

$$c7y=10,3 \text{ [$/ton]}$$