

ESTE EXEMPLAR COM A ASSINATURA DO ORIENTADOR É A REDUÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Eduardo Rafael
Barreda del Campo E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 19 05 1999


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

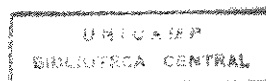
Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário

Autor: Eduardo Rafael Barreda del Campo
Orientador Profa. Dra.: Silvia Azucena Nebra

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluídos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1999
S.P. – Brasil



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	
V.	Ex.
TOMBO	BC/ 39350
PROC.	229/99
C	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	29/10/99
N.º CPD	

CM-00136591-4

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

B274a

Barreda del Campo, Eduardo Rafael

Avaliação termoeconômica do sistema de cogeração da usina Vale do Rosário. / Eduardo Rafael Barreda del Campo.--Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientadora: Silvia Azucena Nebra.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas
Faculdade de Engenharia Mecânica.

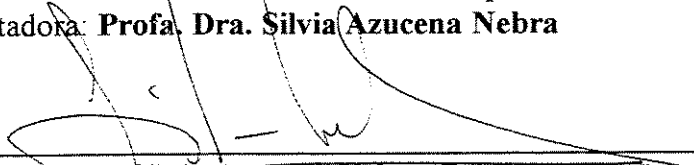
1. Termoeconomia. 2. Açúcar - Usinas. 3. Energia elétrica e calor - Cogeração. I. Nebra, Silvia Azucena. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Tese de Doutorado

Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário

Autor: **Eduardo Rafael Barreda del Campo**
Orientadora: **Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra**



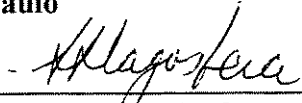
Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Isaias de Carvalho Macedo
COPERSUCAR



Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr.
Universidade de São Paulo



Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltrán
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Arnaldo Walter da Silva
Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 19 de Maio de 1999.

Dedicatória

Dedico este trabalho *a meus queridos pais* (“in memoriam”)

Agradecimentos

A culminação deste trabalho é o fruto do empenho, incentivo, força e confiança mostradas no decorrer destes quatro anos por muitas pessoas, que fizeram que Brasil fosse uma segunda pátria, e possibilitaram não só elevar meu nível acadêmico, mas também os horizontes da vida, a todas essas pessoas, ao povo do Brasil, à UNICAMP minha gratidão que é do tamanho de minha dívida, eterna, a todos muito obrigado.

A minha irmã pela sua capacidade de resistir os duros momentos da vida sem enfraquecer no seu aponho e confiança.

A meu filho e sobrinhos por manter seu amor e carinho, nestes seis anos de separação.

Ao Caio e Bete pela mostra de amizade nestes anos.

Ao Hilton, gil, dona Izó e Hilton por sua amizade e familiaridade.

A Maria Isabel por essa força final.

Ao Lino pela ajuda no dia a dia.

Ao Rodrigues por sua nobreza de caráter.

A Eduardo por suas mostras de amizade sincera.

A minha orientadora Silvia pela confiança e compreensão.

Aos colegas de trabalho Ednildo e Sérgio pelos tantos debates e amizade.

Ao professor Llagostera por sua forma especial de estar sempre presente, muito obrigado.

Ao professor Gallo por suas magnificas aulas e exemplo de simplicidade.

Ao pessoal da oficina por compartilhar as horas do almoço.

A Neusa por seu interesse.

A dona Bené por seu café sempre tão bem vindo.

A Edna por sua simpatia e carinho de amiga.

A Fernando por sua recente amizade.

Aos colegas da turma por permitir ser um a mais.

A CAPES por financiar meus estudos.

A Manuel pela força.

Ao Maurizir pela força final

A todas as pessoas que conheci em estos anos e que enriqueceram meus conhecimentos, fortaleceram meus princípios e aumentaram meus horizontes. Muito obrigado a todos por estes anos de tanta experiência.

Conteúdo

Agradecimentos	ii
Nomenclatura	xiii
Resumo	xvii
Abstract	xviii
Introdução	xix
1 Cogeração e Termoeconomia	1
1.1 A cogeração	1
1.2 Cogeração no Setor Sucro-Alcooleiro	8
1.2.1 Havai	10
1.2.2 Ilha Maurício	11
1.2.3 Ilha Reunião	11
1.2.4 Tailândia	11
1.2.5 Costa Rica	12
1.2.6 Cuba	12

1.3 O Setor Sucro-Alcooleiro Brasileiro	13
1.4 Termoeconomia	16
2 Tecnologias Disponíveis para Sistemas de Cogeração	21
2.1 Introdução	21
2.2 Esquemas Térmicos para a Cogeração	22
2.3 Ciclos Disponíveis	25
2.3.1 Ciclo Rankine	26
2.3.1.1 Sistemas de Cogeração com Turbinas de Vapor em Usinas de Açúcar	30
2.3.2 Ciclo Brayton	32
2.3.2.1 Modificações do Ciclo Simples	35
2.3.3 Ciclo Combinado	38
2.3.3.1 Sistemas BIG-GT e BIG-STIG	40
2.3.4 Ciclo Diesel	47
2.4 Outros Ciclos Conhecidos, o Ciclo Cheng e o Ciclo Kalina	48
2.4.1 Ciclo Cheng	48
2.4.2 Ciclo Kalina	49
2.5 Outras Tecnologias	49
2.6 Seleção das Tecnologias	50
3 Descrição do Sistema de Cogeração da Usina “Vale do Rosário”	52
3.1 Introdução	52
3.1.1 Geração de Vapor	52
3.1.2 Sistema de Moenda	53
3.1.3 Sistema de Bombeamento	54
3.1.4 Turbogeneradores	55

3.1.5	Válvulas Redutoras	55
3.1.6	Consumidores de Vapor	56
3.1.7	Sistema de condensado e Água de Reposição	56
3.2	Operação do Sistema e Coleta de Dados	57
3.3	Reajustes e Considerações para a Realização da Simulação	61
3.4	Simulador IPSE	64
3.4.1	Setor de Alta Pressão	64
3.4.2	Setor de Baixa Pressão	65
4	Eficiência de 1^{ra} e 2^{da} Lei - Indicadores do Sistema de Cogeração	67
4.1	Introdução	67
4.2	Exergia - Estado de Referência	69
4.3	Eficiência Termodinâmica	71
4.4	Eficiência Termodinâmica por Equipamento	73
4.4.1	Eficiência de Primeira Lei	73
4.4.2	Eficiência de Segunda Lei	74
4.5	Cálculo do Consumo de Bagaço nas Caldeiras	75
4.6	Resultados de Eficiências de 1 ^{ra} e 2 ^{da} Lei	77
4.7	Critérios de desempenho Globais do Sistema, Baseados na Primeira Lei da Termodinâmica	79
5	Termoeconomia	89
5.1	Teoria do Custo Exergético	89
5.2	Métodos de Alocação de Custos	101
5.3	Estrutura Produtiva para o Sistema Avaliado	102
5.4	Matriz de Produção	108

5.5 Levantamento dos Dados Econômicos	113
5.6 Cálculos Realizados	116
5.6.1 Safra 1996	116
5.6.2 Safra 1997	119
5.6.3 Safra 1998	124
6 Conclusões e Recomendações para Próximos Trabalhos	132
6.1 Conclusões Específicas (safras 96 e 97.	132
6.2 Conclusões Específicas (safra 98)	134
6.3 Conclusões Gerais do Trabalho	136
6.4 Sugestões e Recomendações em Relação à Planta Estudada	137
6.5 Sugestões e Recomendações para Futuros Trabalhos	138
Bibliografia	139
A Dados das safras avaliados, simulação, resultados	146
B Levantamentos dos Custos dos Principais Equipamentos do Sistema de Cogeração	196
C Resultados da Avaliação Termoeconômica para as Safras 96, 97 e 98	227

Lista de figuras

2.1 Esquema do ciclo Bottoming	24
2.2 Esquema do ciclo Topping	24
2.3 Esquemas de tipos de máquinas térmicas	27
2.4 Ciclo Rankine vapor saturado	28
2.5 Ciclo Rankine superaquecido	29
2.6 Ciclo Rankine com reaquecimento do vapor	30
2.7 Ciclo Rankine regenerativo	30
2.8 Sistemas de contrapressão	31
2.9 Sistemas de extração contrapressão	32
2.10 Sistemas de extração - condensação	33
2.11 Ciclo Brayton simples	35
2.12 Esquema do ciclo regenerativo ideal	36
2.13 Esquema com resfriamento intermediário	37
2.14 Esquema do ciclo Brayton ideal com reaquecimento	37
2.15 Esquema e diagrama do ciclo ideal composto	38
2.16 Esquema do ciclo combinado	40
2.17 Esquema do ciclo BIG-GT	41
4.1 Sistema de alta pressão	81
4.2 Sistema de baixa pressão	81
4.3 Planta de extração condensação	86
4.4 Planta de contra-pressão	86

4.5 Turbina de gás com caldeira de recuperação	87
4.6 Ciclo combinado com sistema de contra-pressão	87
5.1 Estrutura produtiva para as safras 96 e 97	106
5.2 Estrutura produtiva para a safra 98	109
5.3 Volume de controle turbogerador	110
5.4 Volume de controle caldeira de alta	110
5.5 Volume de controle turbomoenda	111
5.6 Volume de controle turbobomba de alta	112
5.7 Volume de controle bifurcação	112
5.8 Valores de K (safra 96)	118
5.9 Valores de K (safra 97)	123
5.10 Influência de preço do bagaço no custo da energia elétrica vendida e o calor produzido para eficiência da caldeira de 77 %	124
5.11 Influência de preço do bagaço no custo da energia elétrica vendida e o calor produzido para eficiência da caldeira de 85 %	125
5.12 Influência do preço do bagaço no custo da geração de energia mecânica para eficiência da caldeira de 77 %	126
5.13 Influência do preço do bagaço no custo da geração de energia mecânica para eficiência da caldeira de 85 %	126
5.14 Influência do preço do bagaço e o aumento da eficiência das caldeiras no custo da geração de energia elétrica em cada turbogerador	127
5.15 Valores de K (safra 98)	131
A .1 Esquema de formação do condensado de alta e baixa	163
A .2 Esquema do Sistema para a Simulação (IPSE)(safras 96 e 97)	176
A .3 Esquema do Sistema para a Simulação (IPSE)(safra 98)	185

Lista de tabelas

1.1 Plano da cogeração para o ano 2000 e situação do ano 1997	4
1.2 Porcentagem da energia elétrica cogerada sobre a total para alguns dos países da União Européia	5
3.1 Tipos de Caldeiras	53
3.2 Dados dos tandens	54
3.3 Potência consumida por tonelada de cana moída	54
3.4 Sistema de bombeamento	55
3.5 Parâmetros dos turbogeradores	55
3.6 Consumidores	56
3.7 Dados do sistema de moagem e preparo da cana	58
3.8 Consumidores externos de vapor	58
3.9 Produção de vapor das caldeiras (safra 96 e 97)	60
3.10 Reajuste da produção de vapor das caldeiras. Safra 1996	62
3.11 Reajuste da produção de vapor das caldeiras. Safra 1997	63
4.1 Consumo de bagaço nas caldeiras para as safras avaliadas	76
4.2 Produção, consumo e excedentes de bagaço para as safras avaliadas	77
4.3 Comparação das eficiências de primeira e segunda lei para as caldeiras (safras 96, 97 e 98)	77
4.4 Comparação de eficiência de Primeira e Segunda Lei para os turbo-acionados	78
4.5 Resumo dos cálculos para as safras avaliadas	85
4.6 Resumos dos critérios de desempenho para as safras avaliadas	85
4.7 Comparação dos índices com os obtidos para outros sistemas	88

5.1 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para a safra 96 e 97	104
5.2 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para a safra 98	107
5.3 Percentuais (do custo de cada equipamento) utilizados na estimativa	114
5.3 Resultados da avaliação termoeconômica para os fluxos mais importantes (safra96)	117
5.4 Resultados da avaliação para a safra 1997 (consideração 1)	119
5.5 Resultados da avaliação para a safra 1997 (consideração 2)	121
5.6 Resultados da avaliação para a safra 1997 (consideração 3)	122
5.7 Resultados da avaliação para a safra 1998 (consideração 1)	128
5.8 Resultados da avaliação da safra 1998 (consideração 2)	129
5.9 Resultados da avaliação para a safra 1998 (consideração 3)	130
A .1 Dados da safra 1996	146
A .2 Alguns índices no setor (safra 1996)	147
A .3 Índices totais (safra 1996)	147
A .4 Dados da safra 1997	148
A .5 Alguns índices no setor (safra 1997)	149
A .6 Índices totais (safra 1997)	149
A .7 Dados da safra 1998	150
A .8 Alguns índices no setor (safra 1998)	151
A .9 Índices totais (safra 1998)	151
A .10 Resultados do Cálculo para dias efetivos da safra 1996	158
A .11 Resultados do Cálculo para dias corridos safra 1996	159
A .12 Resultados do Cálculo dias efetivos safra 1997	160
A .13 Resultados do Cálculo para dias corridos na safra 1997	161
A .14 Resultados do Cálculo para os 92 dias da safra 1998	162
A .15 Condições do vapor para a turbina da bomba de água de alimentação do sistema de baixa	164
A .16 Condições do vapor para a turbina da bomba de água de alimentação do sistema de alta	164
A .17 Condições do vapor para as turbinas das moendas e preparo de cana	165
A .18 Condições do vapor para as turbinas dos geradores elétricos	165
A .19 Potência consumida por tonelada de cana moída	167
A .20 Valores Calculados Tandem I safra 1996	167

A .21 Valores Calculados Tandem II safra 1996	168
A .22 Valores Calculados Difusor safra 1996	168
A .23 Valores Calculados Tandem I safra 1997	169
A .24 Valores Calculados Tandem II safra 1997	170
A .25 Valores Calculados Difusor safra 1997	170
A .26 Valores Calculados Tandem I safra 98	171
A .27 Valores Calculados Tandem II safra 98	172
A .28 Valores Calculados Difusor safra 98	172
A .29 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos, safra 96 Simulador (IPSE)	177
A .30 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos, safra 97 Simulador (IPSE)	181
A .31 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos, safra 98 Simulador (IPSE)	186
A .32 Resultados da simulação turbogeradores (Safra 96)	190
A .33 Resultados da simulação turbogeradores (Safra 97)	190
A .34 Resultados da simulação turbogeradores (Safra 98)	190
A .35 Resultados da simulação tandem I (Safra 96)	191
A .36 Resultados da simulação tandem I (Safra 97)	191
A .37 Resultados da simulação tandem I (Safra 98)	191
A .38 Resultados da simulação tandem II (Safra 96)	192
A .39 Resultados da simulação tandem II (Safra 97)	192
A .40 Resultados da simulação tandem II (Safra 98)	192
A .41 Resultados da simulação difusor (Safra 96)	193
A . 42 Resultados da simulação difusor (Safra 97)	193
A .43 Resultados da simulação difusor (Safra 98)	193
A .44 Resultados da simulação turbobombas (Safra 96)	194
A .45 Resultados da simulação turbobombas (Safra 97)	194
A .46 Resultados da simulação turbobombas (Safra 98)	194
A .47 Consumidores externos (Safra 96)	195
A .48 Consumidores externos (Safra 97)	195
A .49 Consumidores externos (Safra 98)	195
B .1 Valores da anualidade dos equipamentos para as safras avaliadas (US\$/s)	223

B.2 Valores da anualidade dos equipamentos para as safras avaliadas (US\$hr)	225
C.1 Resultados termoeconômicos safra 1996	145
C.2 Resultado termoeconômico não considerando o fluxo 89 com valor	247
C.3 Resultado termoeconômico considerando o fluxo 89 com valor	249
C.4 Resultado termoeconômico penalizando o fluxo 89 na energia elétrica	251
C.5 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (6US\$/t)	253
C.6 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (8US\$/t)	255
C.7 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (10US\$/t)	257
C.8 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (12US\$/t)	259
C.9 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(0US\$/t)	261
C.10 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(2US\$/t)	263
C.11 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(4US\$/t)	265
C.12 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(6US\$/t)	267
C.13 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(8US\$/t)	269
C.14 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(10US\$/t)	271
C.15 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(12US\$/t)	273
C.16 Resultados termoeconômicos para duas eficiências considerando o fluxo 89 sem valor	275
C.17 Resultados termoeconômicos para duas eficiências considerando o fluxo 89 com valor	277
C.18 Resultados termoeconômicos para duas eficiências penalizando o fluxo 89 na energia elétrica	279

Nomenclatura

Maiúsculas

E, B fluxo exergético (kW)

T temperatura absoluta (K)

L entalpia específica de vaporização da água (kJ/kg)

Z fração em massa de um composto químico, ou custo de investimento (inclui capital, operação e manutenção)

I irreversibilidade (kW)

W potência

H fluxo entálpico (kW)

L perda

D destruição de exergia

F fuel

C custo exergoeconômico (\$/s)

C custo de aquisição (\$) ou (\$/t)

$\vec{C}$ vetor de custo (\$/s)

Y, $\vec{Y}$ subvetor

A anuidade (\$)

$\vec{A}$ matriz de incidência

S tamanho ou capacidade de equipamentos

Minúscula

h entalpia específica (kJ/kg)

e exergia específica (kJ/kg)

s entropia específica (kJ/kg K)

m fluxo de massa (kg/s)

k custo exergético unitário

j taxa de juros (%)

Gregas

Ψ eficiência de segunda lei

η eficiência de primeira lei

β razão em função das frações em massa dos elementos químicos presentes no bagaço.

$\vec{\alpha}$ submatriz

α fator de escala

Superescritos

Q referido a calor

A referido a matriz de incidência

E entradas

L perdas ou saídas

bf bifurcações

N número de anos

Subscritos

0 referido a condições ambientes

f referido a fonte de calor ou energéticos

w referido a água

u referido a uso ou útil

p referido a perda

e referido a entrada

s referido a saída

v referido a vapor

a referido a água

b bifurcações

i,j,n,m contadores

\$ referido a unidades monetárias

F referido a energéticos

E elétrica

MEC mecânica

VSC vapor superaquecido

VS vapor saturado

EXT.COM extrações contínuas

ÁGUA.ENT água na entrada

BAG bagaço

COMB referido a combustível

SIST referido ao sistema

X base exergética

ISO condições isoentrópicas

C referido a caldeira

Resumo

BARREDA DEL CAMPO, Eduardo Rafael, *Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 306 p. Tese de Doutorado.

No presente trabalho avalia-se um sistema de cogeração de uma usina de açúcar e álcool, onde se faz uma análise termoeconômica de dito sistema para três safras, 1996, 1997 e 1998, através da Teoria do Custo Exergético. Previamente à análise termoeconômica foi feita uma análise exergética do sistema, determinando-se as eficiências de Primeira e Segunda Lei para os principais equipamentos da planta, assim como são determinados alguns índices característicos de sistemas de cogeração, baseados na primeira lei da termodinâmica, comparando este com outras plantas de cogeração. O objetivo fundamental da avaliação foi o de captar os custos dos principais fluxos do sistema e em específico dos produtos (potência elétrica e vapor de processo) considerando os custos de instalação da planta de cogeração, como se fosse um sistema novo, que será amortizado em 15 anos com uma taxa de juros de 12 % ao ano. São feitas diferentes considerações: i) são determinados para os custos dos fluxos do sistema, que parcela desses custos é devida aos custos dos insumos (água de reposição e bagaço), ii) é avaliada a influência do aumento da eficiência das caldeiras, considerando diferentes preços do bagaço, iii) na safra 97 e 98 foram feitas três abordagens em relação à perda de vapor à atmosfera.

Palavras chaves.

-Termoeconomia, Exergia, Açúcar e Alcool, Cogeração.

Abstract

Barreda del Campo, Eduardo Rafael “Thermoeconomic Evaluation of the Cogeneration System of the “Vale do Rosário” Sugar-Alcohol Cane Mill.”

In the present work, a cogeneration system of a sugar-alcohol cane mill is evaluated. Using the Exergetic Cost Theory, a thermoeconomic analysis is made for three crops, corresponding to the years of 1996, 1997 and 1998. Previously, an energetic and exergetic analysis was made, determining the first and second law equipment's efficiencies and also some performance criteria of the overall system. These performance criteria are compared with characteristic values of other cogeneration systems. The fundamental objective of the evaluation was to get the costs of the principal fluxes of the system and specifically of the products: electric and mechanical power, and process heat. The costs considered were the installation, capital and maintenance costs, the cost of resources: water and bagasse, were also considered. A capital recovery period of 15 years was assumed, with a discount rate of 12 %. Different considerations were made: i - influence of the resource costs of the fluxes were calculated considering only this part of the total costs, ii - influence of the boiler efficiency, considering different prices for the bagasse, iii - in the crops of 1997 and 1998, three different treatments were made for the steam lost to the atmosphere.

Key Words

Thermoeconomics, Exergy, Sugar, Alcohol, Cogeneration.

Introdução

Diversos significados e definições tem sido atribuídos ao termo cogeração, cuja origem segundo Oliva, (1994), é americana. Esta tecnologia foi identificada com este nome a partir dos anos setenta. Esta é definida como a produção combinada de calor e potência com uso sequencial da energia liberada por uma mesma fonte combustível.

Ao utilizar um fluxo efluente de energia que de outra forma seria rejeitado ao meio ambiente, os sistemas de cogeração podem operar a eficiências maiores do que aquelas encontradas em sistemas que produzem separadamente calor e trabalho, estas eficiências de conversão podem ser da ordem de 75 % a 90 % (Walter et. al, 1997 a).

A cogeração é conhecida e empregada desde meados de 1870 (Perrella,1994), utilizou-se no início da eletrificação industrial, principalmente nas indústrias energo-intensivas para satisfazer as demanda de calor e potência, fundamentalmente a primeira delas.

Desde seus inícios até o presente a mesma têm passado por épocas de auge e também de esquecimento, as primeiras associadas principalmente às crises do petróleo (73/74 e 79/80), e as segundas à manutenção dos preços baixos dos energéticos, como aconteceu depois da segunda grande guerra. Junto a uma contínua organização dos sistemas elétricos centralizados, um elemento novo, que em nossos dias têm aumentado as expectativas sobre este tipo de sistemas, é a grande resistência à geração de potência por via nuclear, tanto por razões de segurança como por motivos ambientais.

A cogeração é uma tecnologia que não depende de como os produtos estarão disponíveis, por exemplo, a potência pode ser tanto mecânica como elétrica, e a energia térmica pode ser empregada com fins de aquecimento ou refrigeração, a primeira pode ser consumida pela própria empresa que a produz (auto suficiente), ou pode ser vendida a outros consumidores ou às concessionárias. O sistema de cogeração pode ser propriedade do que consome os produtos delas, de um produtor independente ou de uma concessionária, e as mesmas podem ser consideradas de pequenos, medianos e grande porte, dependendo da capacidade instalada (Orlando, 1991).

Segundo Walter et al., (1996) a produção combinada de potência e calor pode existir dentro de três concepções distintas. A primeira delas associada a centrais termoelétricas onde o vapor de escape do processo de produção de potência é recuperado e utilizado no aquecimento ambiental, este modo de aplicar a cogeração ficou conhecido através dos chamados “sistemas de calor distrital” ou “redes de calor” que tiveram um grande desenvolvimento nos Estados Unidos e na Europa.

A segunda possibilidade de viabilização da cogeração aparece associada a instalações industriais, aqui a produção de potência elétrica pode estar destinada para o consumo da planta, satisfazendo parcial ou totalmente a demanda da mesma, e ainda vendendo parte da produção como excedente, depois de satisfeito o consumo interno. A cogeração ligada a esta segunda possibilidade estará favorecida em aquelas instalações cuja demanda térmica é grande e constante, como por exemplo nas indústrias químicas, papel e celulose, siderúrgicas, refinarias de petróleo, plantas de produção de alimentos, sendo duplamente beneficiada em aquelas instalações onde existe um subproduto do processo industrial que é utilizado como combustível, caso típico da indústria do açúcar e álcool e das fábricas de celulose.

A terceira forma em que aparece a cogeração é junto ao setor terciário. Neste caso toda a demanda de potência e calor pode ser satisfeita pelo sistema, estas configurações são conhecidas como “sistemas integrados de energia” ou “sistema de energia total”, ao igual que no caso industrial a potência produzida pode satisfazer parcial ou totalmente a demanda, ou ainda existir algum excedente. O calor obtido geralmente é utilizado para o aquecimento ou resfriamento de

água, as quais podem servir, segundo as condições e características do setor, para calefação, lazer, higiene ou produção de frio.

Junto com o desenvolvimento dos diferentes equipamentos e sistemas térmicos, têm existido uma grande preocupação no melhoramento e elevação da eficiência de tais sistemas, estimulada também pelos avanços na indústria química, no setor metalúrgico e siderúrgico, processamento e conservação de alimentos, a eletrônica, o controle de processos, etc. A preocupação com a depredação dos recursos naturais, ligada a sua utilização como fontes energéticas, deu origem ao surgimento de métodos variados para avaliação destes processos industriais tanto do ponto de vista termodinâmico como econômico.

Os diferentes métodos existentes para estas avaliações eram baseados principalmente na primeira lei da termodinâmica, tendo como referencial a eficiência energética e separadamente uma avaliação econômica da instalação ou equipamento, esta forma de avaliação é a mais empregada até hoje. Apesar da difusão desta metodologia, todos concordam nas suas limitações, devido a que não contabiliza a qualidade da energia que se está perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos, não identificando onde e porque aparecem. As avaliações feitas pela primeira lei da termodinâmica não mostram, por exemplo, que parte da entalpia de uma corrente ou que parte da taxa de transferência de calor são termodinamicamente não disponíveis.

Segundo Szargut (1988), Rant propõe o termo “exergia” (“exergie” em alemão, ou “exergy” em inglês) em 1956. Em grego “ex” significa “para fora” e “ergon” corresponde a “trabalho” (Torres, 1999). Existem muitas formas de definir exergia. Uma delas, do próprio Rant, diz que a exergia é a parte da energia que se pode converter completamente em qualquer outra forma de energia; outra é a definição dada por Tsatsaronis (1993), segundo a qual a exergia é o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um portador de energia, imaginando que esse portador de energia possa ser levado até as condições ambientes num processo reversível. Junto com a segunda lei da termodinâmica a exergia proporciona uma segunda forma de avaliar os sistemas térmicos, agora tendo como referencial a qualidade da energia que está sendo utilizada no processo ou a disponibilidade da mesma numa corrente. Esta forma de avaliação não substitui as avaliações feitas na base da eficiência energética, e sim as complementa, porque dá a possibilidade de identificar onde ocorrem as maiores irreversibilidades dentro de um processo complexo, avalia

em sua justa proporção a qualidade da energia produzida e a que está sendo desperdiçada, e dá uma visão concreta do potencial disponível no combustível.

Esta análise, conhecida como de segunda lei com base na exergia, não incluía aspectos econômicos, estes tinham que continuar sendo feitos separadamente, até que em 1932, Keenan propôs que a locação de custos devia ser baseada na energia disponível (*exergia*) e não mas na energia. Este primeiro passo originou varias metodologias para a avaliação de processos térmicos, as quais relacionavam as irreversibilidades de um equipamento isolado com os restantes, através do conceito de custo exergético. Paralelamente conjugaram-se as análises econômica e termodinâmica, relacionando-se o custo exergético com o custo monetário dando origem a um conjunto de metodologias às quais se denominou Termoeconomia.

Atualmente existe clareza em relação as linhas em que cada uma destas metodologias evoluíram no decorrer destes anos de árduo trabalho, de desenvolvimento e amadurecimento. A Otimização Termoeconômica (El-Sayed e Evans, 1970) e a Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1983) podem ser classificadas como metodologias *Estruturais* (Cerqueira, 1999). Outra vertente, denominada *Exergoeconomia*, inclui as contribuições dadas por Reistad e Gaggioli (1980), a Teoria do Custo Exergético (Lozano e Valero, 1993 a), a *Exergoeconomia* (Tsatsaronis, 1993) e a Metodologia Estrutural (Lozano et al., 1996), (Cerqueira, 1999)

É precisamente nesta segunda vertente que enquadra-se a metodologia que aplicaremos para o análise termoeconômico de nosso sistema, a Teoria do Custo Exergético.

A motivação do presente trabalho surgiu, devido à necessidade depois de conhecer o Método do Custo Exergoeconômico, em um curso ministrado em 1994 pelos próprios autores da metodologia, na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP de aplicá-lo a uma indústria concreta, com grau de detalhe, que permiti-se mostrar as possibilidades que o mesmo tinha na determinação dos custos dos fluxos do sistema. A indústria selecionada foi a indústria açucareira e dentro dela o sistema de cogeração devido a que no mestrado já se tinha realizado um estudo de diferentes variantes de sistema de cogeração neste tipo de indústria, conhecendo-se de forma concreta esta indústria e no fundamental o sistema que se pretendia avaliar.

No momento da escolha da usina as motivações principais foram que a mesma tivesse um porte representativo das fabricas de açúcar e álcool do país e a nível internacional, que tivesse desenvolvido a cogeração, de preferência com experiência na venda de excedentes e que o pessoal técnico desta estivesse em condições de colaborar na realização do trabalho. Estes elementos, levaram à seleção da usina “Vale do Rosário” localizada no município de Morro Agudo, região de Riberão Preto, onde além das condições que sustentavam as motivações, havia mais um componente, que era o investimento que seria realizado na safra de 1998, instalando um turbogerador adicional de 12 MW para responder a um contrato de venda firme de energia elétrica com a CPFL de 15 MW. Esta usina além da Santa Elisa são as únicas com contrato de venda firme de energia elétrica importante na região.

O objetivo do trabalho é fazer uma avaliação termoeconômica do sistema de cogeração da usina “Vale do Rosário” para a determinação dos custos dos principais fluxos do sistema, para diferentes safras (96,97 e 98), analisando o comportamento destes custos ante variações na eficiência das caldeiras e no preço do combustível. A avaliação foi feita como se a planta de cogeração fosse terceirizada e o sistema instalado, novo.

No capítulo 1 vê-se uma resenha bibliográfica do tema a ser abordado, tanto de cogeração assim como de termoeconomia, tratando de sintetizar as áreas onde esta tecnologia e a ferramenta termoeconômica vem-se desenvolvendo.

No capítulo 2 são expostas as diferentes tecnologias existentes para a aplicação da cogeração, indicando as características fundamentais de cada uma delas.

No capítulo 3 se dá uma descrição detalhada do sistema de cogeração da usina que será estudada, características operacionais da planta e dos equipamentos, particularidades no funcionamento do sistema em cada uma das safras a serem avaliadas. Fechando o capítulo, faz-se uma descrição bem sucinta do programa utilizado na simulação da planta.

No capítulo 4 são realizados os cálculos dos valores de eficiência de Primeira e Segunda Lei para os principais equipamentos que compõem o sistema de cogeração da usina, estabelecendo comparações entre elas e para cada uma das safras avaliadas. São feitos os cálculos dos

indicadores do sistema de cogeração, baseados na Primeira Lei da Termodinâmica, comparado estes com outros sistemas, assim como foram calculados os indicadores referentes à usina e às safras, que são utilizados no setor. É apresentado o cálculo da exergia do bagaço. Como forma de comprovação, foram calculados os excedentes de bagaço para cada uma das safras.

No capítulo 5 é introduzida a avaliação termoeconômica, onde primeiramente expõe-se o método que será aplicado na avaliação, passo a passo, como são mostradas as diferentes estruturas produtivas consideradas, nas safras analisadas, assim como reportam-se os resultados destas avaliações para os principais fluxos do sistema.

Finalmente, no capítulo 6 são expostas as principais conclusões obtidas das avaliações termoeconômicas das diferentes safras, assim como discutem-se as variações no comportamento dos custos exergoeconômicos nas safras 97 e 98 ante variações das eficiências das caldeiras, preços do bagaço e formas de avaliar o fluxo de vapor que é despejado à atmosfera. Para concluir, são dadas algumas recomendações necessárias a ter em conta assim como propostas de futuras avaliações de interesse.

Capítulo 1

Cogeração e Termoeconomia

Neste capítulo é feita uma revisão bibliográfica sobre a cogeração e termoeconomia, destacando o estado da arte, assim como resenhando as publicações de maior importância no tema.

1.1 A cogeração

Os anos de 80 - 90 caracterizaram-se pelas reduções das inversões no setor elétrico na maioria dos países de América Latina, paralelamente, o aumento constante da demanda de energia provoca dificuldades na satisfação da mesma. Evidentemente os governos da região não contam com recursos financeiros suficientes para satisfazer as necessidades de investimentos no setor. As soluções apontadas entre outras são a desregulamentação do mercado, a participação do capital privado e o estímulo da geração independente de eletricidade.

Os países desenvolvidos, devido as suas fontes primárias de energia, que eram fortemente dependentes de petróleo importado, perceberam a necessidade de desregulamentar o mercado de energia, introduzindo a atividade da cogeração de uma forma mais consciente. Este cenário desfavorável, ativou a criação de mecanismos de incentivo à atividade, que então possibilitou uma redução no custo referente a eletricidade para os autoprodutores além de atender, de forma mais eficiente, as demandas crescentes.

Dentre os programas adotados no cenário internacional destacou-se o PURPA, introduzido pelo governo dos Estados Unidos em 1978. Este programa estabeleceu inicialmente que as

concessionárias de energia locais eram obrigadas a comprar qualquer excedente que houvesse. Os produtores despachavam para a rede, sem limite, desde que fossem qualificados perante as exigências. Este programa assegurou uma remuneração mais justa ao excedente de eletricidade.

Na primeira fase, compreendida desde 1978 e o início de 1981, precisamente em 1981, aconteceram práticas de abusos por parte das concessionárias, as quais impuseram dificuldades aos cogeneradores, através de cobranças de altas taxas de fornecimento em caráter emergencial (paradas para manutenção, queda na qualidade de fornecimento devido às oscilações de tensão, etc). Ainda assim as concessionárias questionavam a viabilidade do gerenciamento de cargas e na introdução de novas, as quais poderiam desequilibrar o sistema interligado, pois não era possível exercer um controle adequado. Após este período, visto como experimental, o governo norte americano revogou disposições, o que tornou a atividade mais favorável aos cogeneradores, para a venda de excedentes.

No final dos anos 80, o governo norte americano revogou a obrigatoriedade de compra de excedentes dos cogeneradores e produtores independentes, e extinguiu os critérios de qualificação. A proliferação das novas instalações ao longo dos anos 80 excedeu o aumento da demanda forçando paralisações temporárias de termelétricas convencionais.

No ano de 1992, o governo introduziu o *Energy Policy Acts* (EPA) fazendo assim com que as disposições se aproximassem às do perfil europeu. Através da diferenciação do porte do cogenerador, entre pequenos e grandes. O objetivo era proteger o pequeno produtor de eventuais riscos mercadológicos ou de situações desfavoráveis e imprevistas. Após o *boom* vivido na década de 80, que introduziu cerca de 60000MW no parque gerador norte americano, presencia-se atualmente uma desaceleração esperada do setor, as principais causas estão associadas aos excessos produzidos, que conseqüentemente acabam forçando o mercado a reduzir tarifas de compra de excedentes.

Guarinelo (1997), comenta que, atualmente, os compradores de eletricidade excedente tem exercido uma política de protegerem-se de riscos financeiros, através de termos contratuais que transferem os mesmos para os proprietários da planta de potência em caso de interrupção do fornecimento. Os proprietários por sua vez têm transferido ou atribuído estes riscos para os

fabricantes dos equipamentos ou para os operadores das plantas na forma de Danos Liquidados (*Liquidated Damage*).

Outros países europeus e asiáticos também introduziram programas semelhante, porém mais adequados às suas culturas energéticas locais. Estes programas resumem-se no aproveitamento de uma maior diversidade de insumos (carvão, resíduos domésticos e industriais, lixo urbano, etc) de forma a caracterizar um multi - aproveitamento de recursos. Na Europa as legislações acabaram-se tornando diversificadas e específicas para cada país. Walter, (1994) comenta que condições mais favoráveis foram encontradas na Itália e Espanha, através de uma melhor remuneração das tarifas de eletricidade cogeraada, que possibilita a amortização dos investimentos em períodos mais curtos.

A partir de 1986 o governo Italiano definiu um plano energético para elevar a capacidade de geração de eletricidade através da energia nuclear, mas teve grande rejeição popular pelo que tiveram que passar a dar à cogeração uma conotação ambiental, procurando valorizar junto a ela a idéia de conservação e um maior e melhor aproveitamento dos recursos energéticos.

O maior incentivo dado a esta atividade foi no ano de 1990 através de uma maior remuneração das tarifas adotadas pelas concessionárias, condizentes com os custos da atividade, possibilitando desta forma a viabilização a curto prazo do aumento da oferta de energia elétrica. Os objetivos preliminares foram parcialmente atingidos, e em quatro anos adicionou-se 2300 MW nas indústrias através da cogeração disponibilizando 1520 MW para a rede pública (Guarinello, 1997). Prevê-se que a cogeração industrial deverá crescer em 58 % no ano 2000 em relação ao início do plano energético(1986), podendo chegar a 7120 MW de potência instalada (Walter, 1994).

Na Espanha, o governo adotou, no início da década de 80, um programa semelhante ao PURPA denominado “ Lei sobre Conservação de Energia”. Determinando a obrigatoriedade de compra por parte das concessionárias dos excedentes de eletricidade gerados pelos cogeneradores. Também regulamentava valores mínimos de eficiência e condições técnicas que garantissem um nível de qualidade na cogeração. Ainda assim a cogeração não se viabilizou conforme as expectativas iniciais e novos mecanismos de incentivos foram criados para acelerar a implantação de novas unidades, principalmente através da assistência técnica e financeira por meio dos órgãos

estatais. A parcela de energia cogorada passou de 2 %, para 3,2 % em 89 e 5 %, em 1994, (Walter 1994).

A potência instalada em 1995 era de 2000 MW. Com a liberalização do setor energético que está-se produzindo nestes anos, espera-se que as legislações atuais mudem novamente (Lozano, 1998). Alguns indícios que mostravam certa vitalidade da cogeração nestes últimos anos na Espanha, são:

- O índice de novas plantas em Janeiro de 1996 da revista “Ingenieria Química” incluía 32 projetos, dos quais 15 correspondiam a motores alternativos com uma potência instalada de 150 MW e 17 a turbinas a gás com uma potência de 360 MW.
- Segundo o “Instituto para a Diversificación y Ahorro” (IDAE), o plano de poupança e eficiência energética de 1991 que marcava objetivos para a cogeração no ano 2000, foi amplamente superado em 1997 como mostra-se a seguir:

Tabela 1 Plano da cogeração para o ano 2000 e situação do ano 1997. (Lozano, 1998)

	Objetivo 2000	Situação 1997
Potência (MW)	1263	2508
Produção elétrica (GWh/ano)	9519	15990

Na França a cogeração não tem tradição histórica, visto que o modelo energético é caracterizado pela centralização estatal e fortemente baseado na energia nuclear. Atualmente o único setor em que a cogeração representa possibilidades de crescimento sustentado, ainda que pouco expressivo, restringe-se à atividade de tratamento de lixo e resíduos diversos. No setor terciário, a cogeração pode encontrar um cenário mais favorável e promissor, através de políticas tarifárias que penalizem consumidores com grandes variações de carga, caso dos hospitais e “shopping centers”.

Na Holanda e Países Baixos, mais de 3000 MW de potência provém de sistemas de cogeração, baseados no conceito de calor distrital, onde o governo promove a atividade e oferece subsídios de 17,5 % sobre o custo de capital instalado em plantas de até 20 MW.

Na Alemanha, que deve ser analisada pela sua importância na economia europeia, a participação da cogeração na matriz energética é expressiva, principalmente pelas elevadas tarifas elétricas praticadas pelas concessionárias. Entre as décadas de 30 e 50, a cogeração industrial na Alemanha atendia 50 % das necessidades de energia elétrica do país. Não obstante, com o decurso dos anos a cogeração industrial perdeu espaço. No entanto em relação ao atendimento via rede, cresceu em termos do fornecimento de calor distrital. Em 1985, 14 % do consumo nacional de energia elétrica era atendido pela cogeração industrial (Walter, 1994).

Embora a situação da cogeração tenha melhorado, o governo Alemão adotou no final dos anos 80 um conjunto de disposições visando ampliar o uso de tal tecnologia. A porcentagem de eletricidade consumida na indústria proveniente da cogeração em 1988 era de 26,2 % (George, 1991). Em 1995, 14 % da energia elétrica gerada total no país era proveniente da cogeração.

Abaixo mostra-se uma tabela que reflete a porcentagem da energia elétrica cogorada sobre a total, para alguns dos países da União Europeia.

Tabela 2 Porcentagem da energia elétrica cogorada sobre a total para alguns dos países da união europeia (Lozano 1998).

País	1985	1995
Espanha	2	8
França	7	2
Reino Unido	4	6
Itália	9	11
Portugal	6	12
Alemanha	14	14
Austria	-	23
Finlândia	-	34
Holanda	13	35
Dinamarca	1	40
União Europeia	8	11

No sudeste asiático, a cogeração mostra um cenário mais favorável praticamente em todos os segmentos da economia.

No Japão, a cogeração é plenamente difundida no setor terciário e industrial, sendo neste último de maneira bastante diversificada, por meio de associações de empresas com interesses em comum principalmente na forma de redes de calor. No setor terciário o momento é de franca expansão, onde cerca de 400 MW são acrescentados em média a cada ano (Guarinelo, 1997).

Os excedentes gerados são tratados com grande importância no sistema elétrico japonês, pois representam uma alternativa de caráter emergencial.

As concessionárias japonesas não são obrigadas a comprar os excedentes gerados, e por sua vez, as regulamentações estabelecidas não determinam a implantação de dispositivos de segurança e proteção da rede elétrica na operação em paralelo, acarretando então uma redução nos custos de geração. A capacidade de cogeração no ano 1990 era avaliada junto ao setor industrial em 15,4 GW e apenas 600 MW no terciário, sendo a capacidade de cogeração 10 % da capacidade total, prevê-se para o ano 2000 a introdução no setor terciário de 400 a 1200 MW através dos sistemas compactos para cogeração.

Na América Latina, a Argentina tem sido pioneira na liberação do seu sistema elétrico às forças do mercado, o que acabou provocando um processo de rápida modernização. Atualmente para que uma empresa possa despachar sua eletricidade cogerada dentro do sistema integrado argentino seu preço deve ser da ordem de 21 US\$/MWh ou menor, dado o excesso de oferta no mercado. Uma das causas desta situação de super oferta é a grande disponibilidade de gás natural, que culminou na adoção de incentivos ao seu uso em usinas termelétricas, aliada á economicidade dos ciclos combinados.

As maiores empresas privadas de geração elétrica estão construindo com tecnologia de ciclo combinado novas plantas de geração, na sua culminação poderá contar-se com um potencial instalado de 2500 MW que junto aos 11500 MW já instalados (incluindo-se os 1018 MW de origem nuclear) perfaz uma capacidade firme do parque gerador de 14000 MW. Guarinelo (1997) faz menção a um trabalho feito por Batista & Hukai (1996) os quais apontam uma solução técnica e econômica que favoreça tanto a Argentina, no escoamento de seus excedentes em direção ao

mercado brasileiro através de exportação, quanto ao Brasil, na redução do risco de falta de eletricidade.

Uma integração dos países constituintes do Mercosul, resultaria numa fusão dos sistemas energéticos, e favoreceria o surgimento de um mercado de exportação consistente e sólido, que traria benefícios para todos os envolvidos.

A confirmação desta intenção e a programação dos inícios de aquisição de energia elétrica argentina foi anunciada através de edital de compra de 1000 MW (Guarinelo, 1997).

Não obstante, dentro de pouco tempo entrará com toda sua força na matriz energética brasileira, o gás natural proveniente da Bolívia e que trará consigo novos consumidores, com segurança entre esses novos consumidores apareceram as centrais termoeletricas, para geração de potência elétrica e que poderá inicialmente diminuir a atratividade da cogeração em outros setores que tradicionalmente fazem cogeração ou que pensavam investir para aumentar seus potenciais, como é o caso do setor do açúcar e álcool. Esta entrada na matriz energética do gás natural, também pode provocar uma turbulência no mercado do bagaço, devido à possibilidade que alguns consumidores de bagaço (indústrias de sucos) passem a queimar gás natural em suas caldeiras, provocando uma queda dos preços do bagaço.

Já hoje os preços do bagaço oscilam bastante no decorrer da safra, com este novo elemento existe a possibilidade de uma redistribuição dos consumidores. Porém numa situação extrema o preço do bagaço pode cair a zero. Este elemento poderia ser um incentivo para que as usinas invistam novamente em cogeração, não somente para compensar a perda do mercado do bagaço, mas também para eliminar os grandes estoques de combustível que seriam formados nestas indústrias. É possível que esta situação precipite a introdução dentro do setor dos sistemas com turbinas de condensação, que permitam a geração de eletricidade fora do tempo de safra. Todos estes elementos poderão ter tons e matizes diferentes dependendo dos preços deste novo mercado do gás natural, das tecnologias selecionadas para as plantas termelétricas e da demanda dos velhos e novos possíveis consumidores.

A cogeração no Brasil, diferentemente do ocorrido nos países apresentados não tem um amparo legal que a incentive, muito embora a prática de transacionar excedentes de energia

elétrica com concessionários de distribuição, ocorra desde 1981. Naquela data, através da portaria 246, de 23/12/88, foi autorizada a compra de excedentes de energia elétrica de auto produtores, num primeiro momento através de contratos a longo prazo (dez anos), sendo que as tarifas foram limitadas ao custo marginal da expansão da geração, nos sistemas interligados. Em 1989 foram regulamentadas as condições de compra de excedentes de energia, através de contrato de curto prazo (um ano), na qual o autoprodutor só poderia ser remunerado pela componente de energia, recebendo tão somente pelo menor valor entre o montante contratado e o efetivamente suprido à concessionária. Tal remuneração não permite, portanto o pagamento da energia secundária produzida pelos sistemas de autoprodução (Walter, 1994).

O atendimento emergencial aos autoprodutores, foi regulamentado em 1985, facultando a estes o direito de contratação da Demanda Suplementar de Reserva- DSR, a ser utilizada quando da paralisação ou falha, parcial ou total, dos sistemas de geração dos autoprodutores (WALTER, 1994).

O novo modelo institucional do setor elétrico brasileiro abre novas possibilidades para que o autoprodutor e o produtor independente de energia, transacionem com concessionárias e consumidores livres. No entanto, continua a não existir nenhum instrumento legal que incentive esta tecnologia de geração de energia elétrica, nem tampouco valorize a cogeração a partir da biomassa, caso específico do setor sucro-alcooleiro, objeto deste estudo.

1.2 Cogeração no Setor Sucro-Alcooleiro

O uso do bagaço como combustível teve seu início com o desenvolvimento tecnológico da extração do caldo através de moagem. Os primeiros sistemas de cogeração construídos na indústria açucareira, o foram num contexto em que não existia interesse com o aproveitamento racional da energia, o que conduzia a que o bagaço fosse praticamente incinerado em caldeiras de baixa eficiência, eliminando-o como um resíduo no período de safra, embora as vezes não fosse capaz de suprir as necessidades de combustível, tendo que ser complementado com outros combustíveis como lenha ou carvão.

Historicamente, os sistemas de cogeração surgidos neste contexto tinham como única finalidade a de produzir a quantidade de vapor necessário para o processo de produção de açúcar

com o menor custo, gerado em caldeiras de baixa eficiência e baixa pressão que produziam vapor levemente superaquecido, por outro lado, os sistemas de distribuição de energia elétrica eram muito pouco desenvolvidos ou as vezes não existiam nos lugares onde eram construídas as usinas, pelo que a produção de energia elétrica era limitada à iluminação da própria usina e da comunidade em seu entorno, isto também justificava o fato que nestas usinas o acionamento dos equipamentos era essencialmente termo-mecânico.

Com o passar do tempo veio dentro do setor um período de eletrificação, os geradores de vapor passaram a produzir vapor superaquecido e o uso das turbinas a vapor de contra pressão passou a ser comum.

Durante muito tempo as usinas de açúcar e álcool eram auto-suficientes, produzindo a quantidade da energia elétrica necessária, sendo a restante enviada à rede, quando disponível em excesso.

Embora sejam conhecidas por todos as vantagens que tem a produção de eletricidade a partir do bagaço por ser este um combustível muito mais barato que os derivados do petróleo, não se observa dentro do setor uma grande tendência ao incentivo desta produção. Walter (1994) apresenta como causas desta situação as seguintes:

- O curto período da safra, que reduz a viabilidade econômica dos empreendimentos e reduz o interesse por parte do setor elétrico. Em algumas regiões, no entanto, existe uma coincidência entre a safra e o período de baixa hidraulicidade, o que deveria, em princípio, minimizar a restrição citada;
- A longa vida útil das instalações existentes, o que limita a atratividade econômica de reformas e modernizações e restringe a viabilidade econômica da cogeração em maior escala quase que à construção de novas usinas ou à substituição de equipamentos por obsolescência;
- Dificuldade de obtenção ou de utilização de outros combustíveis para emprego em complementação ao bagaço, principalmente no período entre safra;
- Ausência de rede elétrica que permita o escoamento da produção excedente, impedindo a comercialização em regiões isoladas;

- Comprometimento dos subprodutos da cana – basicamente do bagaço – com outra atividade econômica;
- As baixas tarifas oferecidas pelo setor elétrico para a compra da energia excedente de cogeneradores ou produtores independentes, em função de distorções tarifárias ou de uma postura pouco receptiva por parte das concessionárias;
- Existência de outras opções de expansão do parque de geração elétrico, o que se traduz nas baixas tarifas que são usualmente oferecidas aos cogeneradores.

Se bem é certo que com as privatizações das companhias elétricas e a abertura para a geração independente, aponta-se a uma maior viabilidade da cogeração para venda de energia elétrica.

Fazendo uma avaliação a nível internacional da cogeração junto ao setor de açúcar e álcool, a literatura destaca como exemplos significativos de produção em grande escala de energia elétrica os casos no Havai e nas Ilhas Reunião e Maurício, estas ilhas estão sujeitas a fortes restrições econômicas e falta de outras opções. Walter (1994) cita como destaque também os casos de Costa Rica, Tailândia e Cuba, este último com poucas perspectivas de mudanças a curto prazo, devido à crise econômica que atravessa desde o início dos anos 90.

1.2.1 **Havai:**

O caso de Havai é descrito como o mais importante da produção de eletricidade a partir de instalações que moem cana de açúcar, este incremento da produção de eletricidade teve sua origem na necessidade do aumento da potência para a irrigação das lavouras e para bombeio de água para consumo industrial, além das necessidades por parte das usinas de dar atendimento as comunidades próximas a elas. Com a criação do PURPA nos anos 70 este desenvolvimento tomou um novo impulso dentro do setor, não obstante não se observa que os esforços sejam encaminhados a maximizar essa produção já que continua a queima da cana para a colheita o que ocasiona que não sejam utilizadas as pontas e folhas na produção de potência. Existem 12 usinas no arquipélago, quatro são unidades de maior porte, respondendo por 80 % da energia entregue

ao sistema elétrico. A geração a partir do bagaço é de 2 a 50 % da geração elétrica total, dependendo da ilha. Existem sistemas nas usinas que operam durante todo o ano com ajuda de combustível auxiliar carvão e/ou óleo combustível.

1.2.2 Ilha Mauricio:

A comercialização do excedente de energia elétrica junto ao setor elétrico teve seu início no final da década de 50, depois disso teve um aumento constante, embora discreto. Nos finais dos anos 80 existiam 15 usinas gerando e comercializando excedentes às redes locais, sendo que 3 delas tinham contrato de venda firme de energia, possuindo sistemas com turbina de condensação. A finais de 1990 só uma usina gerava de forma contínua, utilizando carvão mineral como combustível complementar.

Em 1992 a contribuição da indústria açucareira em energia elétrica foi de 85 GWh, o que equivale a 10,5 % da energia elétrica gerada no país (Noel, 1994).

1.2.3 Ilha Reunião:

A produção de excedentes de eletricidade teve seu início a partir de 1986 quando foi terminada uma instalação capaz de gerar 60 GWh (usina Beaufonds), operando durante 5 meses no período da safra. No início de 1990, este sistema contribuía com 5 % da geração elétrica da ilha.

Existem apenas três usinas operando na ilha. Em 1992 foi posto em operação um sistema de 30 MW para operar o ano todo com carvão mineral como combustível auxiliar. Em 1995 foi colocado em operação um sistema de 60 MW para funcionar o ano todo, também com carvão mineral como combustível alternativo, com estes valores de geração, a produção das três usinas representa 20 % do consumo elétrico local (Riviere, 1991)

1.2.4 Tailândia:

Existem 46 usinas cuja produção é dirigida à exportação, o país tem um parque de geração essencialmente térmico, com participação aproximadamente igual à do carvão mineral, óleo combustível e gás natural, na geração total do país.

O governo Tailandês, desde os anos 80, vem incentivando a produção de eletricidade a partir do bagaço de cana. Existem estudos que avaliam as possibilidades de excedentes em torno de 60 a 100 MW, sendo os mesmos da ordem de 12 % da capacidade instalada no início da década de 90.

1.2.5 Costa Rica:

A geração elétrica deste país centro-americano é essencialmente mediante hidroelétricas, a demanda de energia elétrica cresceu muito nos últimos anos o que tem levado o governo a incentivar a entrada do setor privado na geração de eletricidade através de centrais termoelétricas, dentro de um setor dominado pelo governo por mais de 40 anos.

No país existem 17 usinas, e apenas quatro apresentam condições adequadas à cogeração em larga escala com potencial estimado em 80 MW no total. Somente a partir de 1990 o governo permitiu a venda de energia elétrica excedente de autoprodutores e cogeradores: dos cinco projetos aprovados, um era de uma usina que tinha 6,3 MW instalados, vendendo à rede 4 MW, o que corresponde aproximadamente a 0,5 % da capacidade instalada no país.

1.2.6 Cuba:

Neste país caribenho existem 158 usinas de açúcar, sendo que as maiores possuem produção de derivados da cana, 146 delas cogeram (92,4 % do total), estando 83 ligadas ao sistema energético nacional (56,8 % do total). Existem 716 MW de potência elétrica instalada nos vários sistemas de cogeração, sendo que 541 MW desta capacidade – cerca de 75 % do total – estão interligados à rede elétrica. Para que se possa ter uma avaliação, cerca de 15 % da eletricidade consumida em Cuba, antes do início da atual crise econômica, era gerada nas usinas de açúcar (Azor Brito, 1991).

No caso cubano existe uma situação de vantagem em relação a outros países, é o fato que 90 % da cana é coletada verde e enviada aos chamados centros de limpeza, onde a cana é cortada e limpa das pontas e folhas, para posteriormente ser enviada às usinas. Isto proporciona a vantagem de dispor de um potencial energético adicional para ser utilizado na geração de potência elétrica, atualmente este potencial não está sendo utilizado corretamente e muitas vezes é queimado nos centros de limpeza da cana. A crise pela qual está atravessando o país faz com que não possa haver investimentos a curto prazo dentro do setor para incrementar a produção de potência elétrica. A curto prazo, uma melhoria dentro do setor deverá estar direcionada à melhoria dos parâmetros operacionais das usinas.

A longo prazo existem avaliações feitas de possíveis excedentes de energia elétrica associadas à utilização de outras tecnologias, por exemplo Larson (1994), apresenta resultados do cálculo do potencial de geração elétrica na indústria açucareira cubana para diferentes cenários. Assim, com a utilização de turbinas de condensação com extrações e 8,0 MPa de pressão de vapor superaquecido, o potencial é de 20292 GWh/ano. A introdução de turbinas a gás permitirá o incremento deste índice até 38241 GWh/ano, o que praticamente duplicaria a atual geração de energia elétrica pelo sistema energético nacional.

1.3 O Setor Sucroalcooleiro Brasileiro

O setor sucro-alcooleiro brasileiro é muito amplo, estando o Brasil entre os primeiros países produtores de açúcar. Dentro do Brasil o estado que mais se destaca é o estado de São Paulo com 132 usinas das 339 com que conta o país para um 38,9 % (AEA, 1997), empregando 0,5 milhões de trabalhadores no estado, isto representa 38,5 % do total de empregos deste setor em todo o país, que é de 1,3 milhões. A área plantada no estado é de 1,8 milhões de hectares, o que representa 46,2 % da área cultivada de cana no Brasil, que apresenta uma produtividade de 94 ton de can/hectare. Só o estado de São Paulo produz 7,9 milhões de toneladas de açúcar, sendo 58,1 % da produção nacional. Em relação ao álcool este produz 9 bilhões de litros, o que representa 67,5 % da produção da nação (AEA, 1997). O estado de São Paulo em suas usinas de açúcar tinha uma capacidade instalada de 620 MW no ano de 1995.

A realidade deste setor não é diferente à dos restantes países produtores de açúcar.

Até o início da década de 1980, a ineficiência energética do sistema de cogeração era evidente, começando pela baixa eficiência das caldeiras, devido ao bagaço ser considerado um estorvo dentro do processo de produção de açúcar e álcool, as caldeiras convertiam-se em verdadeiros incineradores, sendo que também existia consumo exagerado de vapor para processo devido à ineficácia da tecnologia existente, tanto do ponto de vista da transferência de calor como dos esquemas de recuperação e aproveitamento efetivo do mesmo.

A geração de potência elétrica deste setor era muito limitada, em algumas usinas não era alcançada a condição de auto-suficiência, isto era devido fundamentalmente a que não existia atratividade econômico financeira para estimular esta atividade, assim como a desconfiança na confiabilidade dos sistemas de cogeração existentes para garantir o fornecimento necessário para o processo produtivo.

Foi então que na década de 80 começou a existir uma mudança na situação do setor definindo-se condições favoráveis para o aumento da geração de potência. Walter, (1994) menciona como elementos catalisadores desses câmbios, os seguintes:

1. A crise financeira na que o setor elétrico estava imerso, o que poderia acarretar déficit no fornecimento de energia;
2. Um questionamento mais vigoroso do PROÁLCOOL, dentro do marco de competitividade com o preço do petróleo no mercado internacional;
3. A existência de uma grande expectativa de reorganização das tarifas do setor elétrico, o que facilitaria o investimento para garantia da auto-suficiência.

Embora estes elementos tenham ajudado a favorecer o quadro de incentivos a investimentos dentro do setor, o caminho percorrido pela maioria das usinas tem visado a auto-suficiência, a qual foi obtida pela substituição natural dos equipamentos obsoletos do sistema. Este índice de auto-suficiência é da ordem de 85 % para as usinas de Centro-Sul e 94 % para as usinas que formam parte da COPERSUCAR (Walter , 1994).

No caso brasileiro existem duas experiências pioneiras na venda de excedentes a concessionárias, um no Nordeste, e outro no estado de São Paulo.

No caso do Nordeste esta experiência iniciou-se com a interligação no ano de 1987, em 1989 a CHESF levou a cabo uma política de compra de excedentes, terminando com a assinatura de 10 contratos de suprimento à rede, em total o fornecimento seria de 14,9 MW, sendo que 9,4 MW seriam supridos por cinco usinas e destilarias de Alagoas, 3 MW em dois contratos em Pernambuco, 1,5 MW por dois contratos no Rio Grande do Norte, e 1 MW por um único contrato na Paraíba. Esta experiência foi possível pela existência de algumas instalações relativamente modernas, com excedentes de bagaço, assim como uma tarifa atraente para o setor devido à grave crise em que se encontrava o setor elétrico nos anos 80. Logo esta situação mudou, devido a que as tarifas passaram a ser fixadas tendo como referencial o suprimento, provocando com que o interesse pela comercialização deste excedente deixara de existir, unido ao fato que os contratos passaram a mãos das concessionárias estaduais (Walter, 1994).

O estado de São Paulo tem experiência na compra de excedentes de energia desde o ano de 1992, quando a CPFL tinha 9 contratos de curta duração, que forneciam à rede 38,7 GWh (10,2 MW de potência), em 1993 a demanda contratada aumentou para 11,8 MW. Em 1994, 8 contratos de curto prazo garantiam 7,7 MW e dois contratos a longo prazo 9 MW. Outra concessionária do estado de São Paulo que tinha experiência na compra de excedentes era a CESP, embora só tinha um único contrato a curto prazo que totalizava 300 kW. Em meados de 1993 foi assinado um acordo do Estado de São Paulo junto ao setor sucro-alcooleiro, incentivando a cogeração e a produção independente de energia elétrica a partir de subprodutos da cana de açúcar. As metas deste programa viabilizariam 6 GW até o ano de 2008.

Em 1997/98 duas grandes usinas, Santa Elisa e Vale do Rosário mantêm os contratos de fornecimento que implicam na venda de 21 MW de energia firme.

Dentro do marco deste acordo o governo do estado de São Paulo compromete-se a comprar todos os excedentes de energia elétrica gerado pelo setor sucro-alcooleiro, dentro das normas vigentes, por sua vez, o setor açucareiro terá que investir em tecnologias de cogeração para a exploração ao máximo das potencialidades associadas à cana de açúcar. (entenda-se, mudanças e aperfeiçoamento dos sistemas existentes, emprego de sistemas avançados com turbinas de extração / condensação, sistemas de gaseificação de biomassa para o uso em turbinas a gás, etc.)

Pese a existência deste acordo ainda é observada muita inércia dentro do setor para que haja investimento sério e robusto na geração de importantes excedentes de energia elétrica, se bem é certo que com as privatizações do sistema elétrico e as possibilidades de tarifas atraentes para o setor, existem usinas que iniciam os primeiros passos nos investimentos para a geração de excedentes de potência elétrica, embora cheios de indecisões e expectativas.

1.4 Termoeconomia.

O incremento do interesse sobre a economia de energia levou ao desenvolvimento de técnicas de análise baseadas na segunda lei da termodinâmica, e em particular do conceito de exergia. O alcance destas técnicas buscam a avaliação de projetos e otimização de sistemas. A generalização das mesmas foi alcançado durante as décadas de 70 e 80 (Bejan, 1988; Tsatsaronis, 1993). A aplicação de tais técnicas leva à localização e cálculo das irreversibilidades do processo de produção e a identificar que unidades e porque motivos influem e afetam a eficiência global do sistema.

O cálculo só das irreversibilidades e eficiência de uma planta e suas unidades, embora considerada valiosa, não é suficiente. Valero, (1993) comenta três aspectos adicionais que devem ser tidos em consideração na aplicação de ditas técnicas.

1. Nem toda irreversibilidade pode ser evitada, isto é, as possibilidades técnicas para a economia de exergia, são sempre menores que seu limite teórico termodinâmico. A diferença entre elas depende do nível de decisão que limita os tipos de ação a serem realizados (operação, manutenção, processos, etc);

2. As economias locais de exergia que podem ser alcançadas, nas diferentes unidades ou processos de uma instalação, não são equivalentes. A mesma diminuição nas irreversibilidades locais dos diferentes componentes da planta leva em geral, a diferentes variações do consumo de energia da planta total;

3. As oportunidades de economia só podem ser especificadas através de um estudo detalhado dos mecanismos fundamentais de geração de entropia, sendo ainda necessário relacionar as

possibilidades de controlar estes mecanismos às variáveis livres de projeto e aos custos de investimento necessários.

Estes fatores antes assinalados, provocaram o surgimento de diferentes teorias, baseadas na Segunda Lei, que compartilham o objetivo de atribuição de custos e otimização econômica para sistemas térmicos, sendo a teoria do custo exergético uma delas.

O termo “Termoeconomia” foi usado para indicar uma apropriada combinação de análise exergético e econômico. A característica distintiva desta, é a atribuição de custos à exergia (e não à energia) contida nos fluxos internos (e externos) à planta (custo exergético). Simultaneamente, a expressão “análise termoeconômico” tem sido empregada por outros para indicar a análise termodinâmica convencional (baseado só na primeira lei da termodinâmica), e a análise econômica, conduzidos separadamente sem a consideração da exergia ou do custo exergético (Tsatsaronis, 1993).

O termo exergoeconomia foi registrado por Tsatsaronis em 1983 para dar uma caracterização mais precisa da combinação da análise exergética com a análise econômica usando o custo da exergia.

As análises termodinâmicas e econômicas, não tem que estar obrigatoriamente combinados, no campo mais geral da termoeconomia, embora na exergoeconomia, eles estejam integradas através dos custos da exergia (Tsatsaronis, 1993).

Uma análise termoeconômica completa consiste, segundo Tsatsaronis, 1993, em: i) uma detalhada análise de exergia, ii) uma análise econômica levada a nível de componente do sistema energético que está sendo avaliado, iii) custo da exergia e iv) avaliação exergoeconômica de cada componente do sistema.

De uma forma bem abrangente as metodologias termoeconômicas podem ser divididas em dois ramos principais:

Uma que pode ser chamada de “Estrutural”, às quais pertence a Otimização Termoeconômica (El Sayed e Evans, 1970) e a Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1983).

A outra, denominada Exergoeconomia, na qual aparecem as contribuições feitas por Reistad e Gaggioli (1980), a Teoria do Custo Exergético (Valero e Losano, 1993), a Exergoeconomia (Tsatsaronis, 1993) e a Metodologia Estrutural (Losano, et al, 1996).

O pioneiro em aplicar a locação de custos à energia disponível (exergia) e não à energia foi em 1932 Keenan, segundo Reistad e Gaggioli (1980), conceito que posteriormente seria usado por Obert, junto com Gaggioli e outros, os quais publicaram posteriormente trabalhos aplicando este conceito (Gaggioli e Fehring, 1978; Gaggioli e Wepfer, 1978; Wepfer, 1980). Anos mais tarde foram propostas duas metodologias, a de Valero e Losano (1993 a) e a de Tsatsaronis (1993).

A era moderna da termoeconomia foi iniciada na década de 1950 por M. Tribus e R.B. Evans na Universidade da Califórnia, Los Angeles, e por Obert e Gaggioli na universidade de Wisconsin em Madison. Tribus e Evans estavam aplicando o conceito de exergia a processos de dessanilização, quando introduziram o termo “termoeconomia”, desenvolvendo a idéia de atribuir custos à unidade de exergia de fluxo, e formularam balanços de custos a nível de componente de sistemas de energia (El Sayed e Gaggioli, 1989). E.F Obert e R.A Gaggioli aplicaram o custo exergético à seleção ótima de tubulações de vapor e seu isolamento.

Na Europa, Bergman e Schmidt, atribuíram custos à destruição de exergia de cada componente de uma planta de potência a vapor, num estudo relacionado com a otimização dos aquecedores de água de alimentação. Fratzche e Klödtz retomaram os trabalhos iniciais de Evans e Tribus, aplicando o custo exergético ao desenho de trocadores de calor regenerativos. Szargut, utilizou o mesmo conceito numa planta de cogeração (Torres, 1999).

El Sayed e Evans, (1970), desenvolveram o que foi chamado de método autônomo, que não é mais que a generalização dos fundamentos matemáticos para a otimização termoeconômica de sistemas térmicos.

Na sua tese de doutorado, Reistad faz uma análise termoeconômica de um sistema simples de cogeração, aplicando o método de El Sayed e Evans, comparando-o com os métodos convencionais (El Sayed e Gaggioli, 1989).

Uma época de revitalização da termoeconomia caracterizou as décadas de 1980 e 1990 destacando-se os trabalhos feitos por um grupo de especialistas da área, C.Frangopoulos¹, G.Tsatsaronis², M.von Spakovsky³, e A . Valero⁴, os quais escolheram um problema simples de cogeração para comparar as quatro metodologias por eles trabalhadas. Este trabalho ficou conhecido pelo nome de problema CGAM, esta comparação mostrou a validade de cada um dos métodos ao mostrar resultados similares entre eles. Estes trabalhos foram publicados num número especial da revista *Energy* (Tsatsaronis, 1994) totalmente dedicado à termoeconomia.

Pese aos vários anos que se vem trabalhando na aplicação da exergia na avaliação de sistemas térmicos e na aplicação de métodos termoeconômicos para otimização e avaliação de projetos, ainda estas metodologias não têm logrado converter-se em ferramentas de trabalho nos processos de produção do pessoal qualificado das indústrias, sendo até agora utilizado por pesquisadores das universidades e institutos de pesquisas no mundo. Embora seu marco de conhecimento esteja nos centros de pesquisa e universidades, têm-se trabalhos aplicados a plantas e indústrias concretas em diversas áreas.

Exemplos destes trabalhos, podem ser citados, Análise termoeconômica de sistema de cogeração com turbinas a gás (Guarinello e Nebra, 1998), Avaliação de centrais de cogeração em refinarias (Frangopoulos et.al, 1996). Estudo comparativo de processos de produção de cimento, (Silva e Nebra, 1996). Estudo da central de cogeração de um polo petroquímico (Torres e Nebra, 1997), Avaliação exergética e termoeconômica de um sistema de cogeração de um pólo petroquímico (Torres, 1999). Estudo de centrais de cogeração em usinas de açúcar e álcool (Robles Vertiola e Oliveira Júnior, 1995, Coelho et al, 1996, Walter.et.al, 1997, Ziebig, 1993, Paracuellos,1987, Barreda del Campo et.al, 1998). Os estudos termoeconomicos também têm estado presentes na manutenção de plantas de potência (Carvalho e Horta Nogueira, 1996), de igual forma no monitoramento de sistemas on-line (Valero et .al, 1996), na industria de celulose (Luz Silveira e Horta Nogueira, 1992). Tecnologias mais avançadas também têm sido estudadas, como sistemas integrados de gaseificação de carvão (Tsatsaronis,et.al, 1994b,a), estes mesmos sistemas embora com biomassa (Walter e Llagostera, 1995), (Tsatsaronis, Tawlik,and Lin,

¹ C.A .Frangopoulos: Universidade Nacional Técnica de Atenas, Grécia.

² G. Tsatsaronis: Universidade Tecnológica de Berlin, Alemanha

³ M.R. von Spakovsky: Escola Politécnica Federal de Lausanne (Suíça), e posteriormente Instituto Politécnico de Virginia (E.U.A)

⁴ A . Valero e M.A . Lozano: Universidade de Zaragoza (Espanha).

1994), (Tsatsaronis ,Lin, and Gallaspy, 1994), (Avgousti, et.al, 1989), (von Spakovsky,1995). A tese de doutorado de Jesus Guallar, faz uma avaliação termoeconômica do processo de produção de açúcar a partir de beterraba (Guallar, 1995), sistemas empregando combustão em leito fluidizado (Schwarz,et.al, 1997), análise de turbinas a gás úmidas (Gallo, 1997) . Uma temática na qual se têm feito trabalhos é a relacionada com o meio ambiente e as fontes de poluição, (Szargut, 1986), (Manfrida and Galli, 1995), (Frangopoulos and von Spakovsky, 1993), (von Spakovsky and Frangopoulos, 1993), (Frangopoulos, 1991), também recentemente foi defendida a tese de doutorado Metodologias de análise termoeconômica de sistema (Cerqueira, 1999),onde o autor faz uma comparação entre três das metodologias termoeconômicas. Estes trabalhos citados, mostram os esforços dos pesquisadores e estudiosos da termoeconomia em mostrar a utilidade de dita técnica como uma ferramenta útil e importante na avaliação de sistemas térmicos, na comparação e otimização de projetos.

Capítulo 2

Tecnologias Disponíveis para Sistemas de Cogeração

No capítulo a seguir são mostradas as diferentes tecnologias que encontram-se disponíveis para serem aplicadas na cogeração umas já utilizadas desde o surgimento da cogeração e outras mais avançadas, estando entre elas em caráter experimental no setor sucro-alcooleiro a de ciclos combinados com gaseificação de bagaço.

2.1 Introdução

A tecnologia da cogeração é conhecida e empregada na produção de calor e potência desde o início do século, utilizando-se inicialmente em indústrias específicas como meio de satisfazer as necessidades de eletricidade e calor (geralmente na forma de vapor).

Uma das definições bem conhecidas de cogeração é a produção combinada de energia elétrica ou mecânica e de energia térmica útil, a partir de uma mesma fonte de energia primária. Assim um sistema de cogeração ficará constituído por um conjunto de equipamentos relacionados entre si funcionalmente para satisfazer de modo eficiente as demandas de calor e trabalho que são solicitadas.

Nos sistemas de cogeração mais difundidos, aparecem como máquinas motrizes turbinas de vapor, turbinas de gás e motores de combustão interna (em sistemas de pequeno porte).

Do ponto de vista energético, o atrativo da cogeração radica nas altas eficiências globais de conversão da energia da ordem de 75 % a 90 %, superiores às que podem ser obtidas em sistemas

independentes de calor e potência (em centrais elétricas trabalhando com um rendimento de 35 %, o calor que é perdido através do condensador é da ordem de 43 % da energia entregue pelo combustível) (Walter, 1994).

2.2 Esquemas Térmicos para a Cogeração:

Os sistemas térmicos para a cogeração podem ser variados, pelo que permite-se estabelecer diversas classificações para caracterizá-los:

- Pelas características do processo industrial.

Podem-se apresentar três sistemas diferentes, o primeiro em centrais termoelétricas, onde uma vez que o vapor realizou trabalho na turbina, este não é enviado ao condensador, mas recuperado e reaproveitado em forma de fluxo de calor e utilizado em aquecimento ambiental de comunidades ou empresas próximas à termoelétrica. Esta forma é conhecida na literatura como “redes de calor” ou sistemas de calor distrital.

Uma segunda possibilidade aparece em instalações industriais quando se tem um excedente de potência elétrica produzida e que pode ser vendida à rede. O fluxo de energia em forma de calor é utilizado no processo produtivo.

Esta possibilidade de cogeração será cada vez mais viável na medida que a carga térmica seja maior e constante, destacam-se neste tipo de indústria, a de alimentos, a química, petroquímica, papel, celulose, siderúrgica e metalúrgica. A cogeração é realmente favorecida em processos onde há um subproduto que pode ser empregado como combustível, como é o caso das usinas de açúcar e álcool, com o bagaço, a siderúrgica e a de celulose.

A terceira forma em que pode-se manifestar a cogeração é no setor terciário, onde a magnitude da produção de eletricidade está em dependência dos requerimentos de potência. O calor obtido do sistema é empregado no aquecimento de água para produção de frio, ou calefação, para fins higiênicos, etc.

As limitações da aplicação da cogeração neste setor estão dadas pelas próprias características do mesmo: cargas térmicas sazonais, número reduzido de horas de funcionamento e baixo requerimento de potência.

- Pela ordem de produção das diferentes formas de energia

Segundo a ordem que ocupa a produção de trabalho dentro do processo sequencial de aproveitamento da energia primária consumida, pode-se falar de ciclos Topping e de ciclos Bottoming.

1. Ciclos Bottoming
2. Ciclos Topping

No ciclo Bottoming, a produção de potência é feita com a utilização do calor residual do processo industrial, sendo vantajoso do ponto de vista econômico quando a temperatura deste é superior a 370 °C, sendo favorecida a cogeração quando os resíduos estão isentos de materiais corrosivos ou abrasivos (Oliva, 1994).

A tecnologia Bottoming é mais utilizada para instalações industriais produtoras de cimento, vidro, materiais isolantes e indústrias metalúrgicas.

Nestes ciclos geralmente empregam-se turbinas a vapor como máquinas térmicas, podendo-se utilizar também turbinas a gás utilizando diretamente os gases de saída ou com o uso de um trocador de calor gás - gás, justificando-se este no caso de estarem presentes materiais abrasivos nos mesmos.

No ciclo Topping, o calor rejeitado pelo sistema de geração de potência é utilizado para a obtenção dos parâmetros de energia térmica, podendo-se utilizar turbinas de vapor ou gás, uma combinação destes ou motores de combustão interna.

Este é o caso mais comum. Este ciclo é o utilizado na indústria açucareira.

- Pelas máquinas térmicas utilizadas

Fundamentalmente, são baseadas em turbinas de vapor, turbinas de gás e motores de combustão interna.

O uso das turbinas de vapor constitui uma opção muito difundida, com parâmetros iniciais do vapor de 2 a 12 MPa e finais de 0,2 a 2 MPa, tendo a vantagem de uma longa vida.

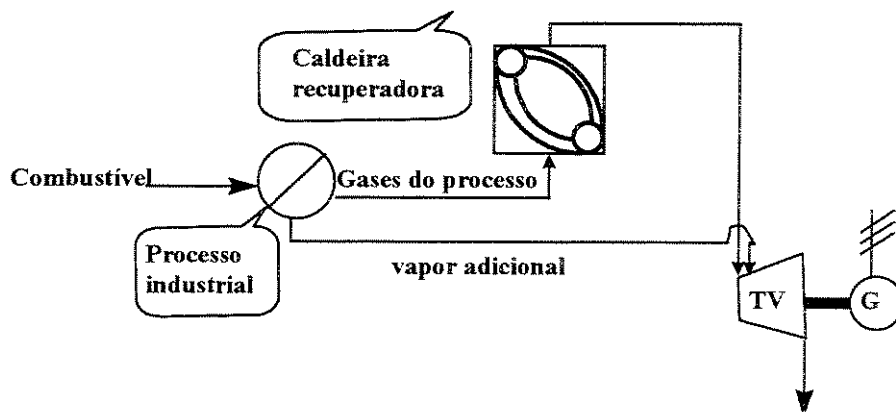


Figura 2.1 Esquema do ciclo Bottoming

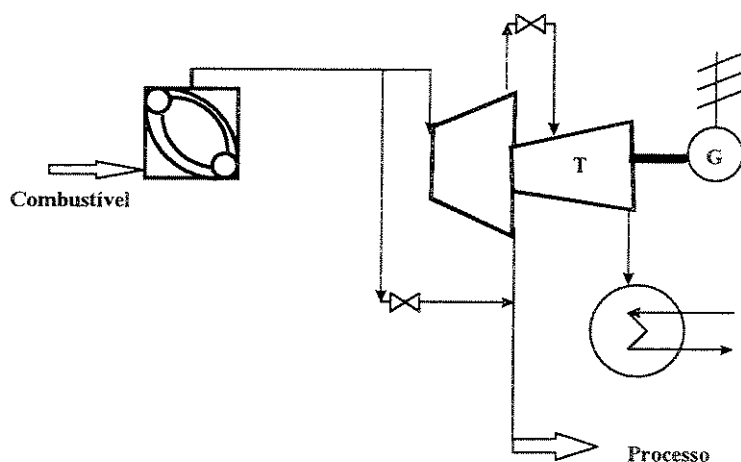


Figura 2.2 Esquema do ciclo Topping

As turbinas empregadas nestes ciclos podem ser de contra-pressão e de extração-condensação.

Em aplicações onde a temperatura dos processos seja alta, a utilização da turbina de vapor a contra-pressão é limitada em função da pouca produção de eletricidade, devido à alta pressão do vapor de escape. Esta limitação não é observada em motores Diesel, nem em turbinas a gás, devido a que os gases na saída destes sistemas têm uma temperatura da ordem de 500°C.

O mérito econômico dos sistemas com turbinas a vapor é dado pelo fato da facilidade de resposta dos sistemas de controle (velocidade, carga e pressão).

As turbinas de gás podem ser de ciclo aberto ou fechado. As de ciclo aberto são sistemas de potência geralmente simples, de bom nível de desenvolvimento tecnológico que permitem uma fácil recuperação do calor.

Nas instalações de cogeração com turbinas a gás, pode-se converter 25 % da energia que entra em eletricidade, recuperando 75 % do calor dos gases de exaustão (Oliva, 1994).

As turbinas de gás apresentam flexibilidade de operação, facilidade de instalação e expansão no sistema para unidades modulares, embora os custos de operação sejam altos devido ao baixo rendimento térmico e à necessidade de usar combustíveis de elevada qualidade.

Na figura 2.3 mostram-se os esquemas dos tipos de máquinas térmicas utilizadas.

2.3 Ciclos Disponíveis

Um projeto de central de cogeração conceitualmente adequado é aquele que não só atende às demandas operacionais prescritas pelo processo mas também consegue garantir o nível de excedentes planejado, nos períodos ajustados pelo processo, com confiabilidade e eficiência.

Nos casos em que isso não é alcançado, as falhas na geração e a queda de eficiência que lhe são decorrentes ocasionam, respectivamente, aumentos nos custos de operação e manutenção devido ao pagamento de multas contratuais e aumento nos custos dos combustíveis utilizados (Perrella, 1994) ainda que a central queime resíduos ou subprodutos do processo.

Os principais ciclos utilizados para configurações de centrais decogeração são:

- Ciclo Rankine ou a vapor
- Ciclo Brayton ou a gás
- Ciclo Combinado
- Ciclo Diesel.

Este último, de grande utilização na Europa e Estados Unidos, é especialmente empregado em unidades compactas e em sistemas isolados.

2.3.1 Ciclo Rankine

É o ciclo mais difundido a nível mundial, sendo utilizado desde finais do século XIX, correspondendo à geração de vapor numa caldeira a partir de combustíveis em estado sólido, líquido ou gasoso que conseqüentemente movimentará uma turbina a vapor e produzirá eletricidade.

Este ciclo foi proposto por W.J.Rankine, físico e engenheiro escocês e por R. Clausius, físico alemão, quase que simultaneamente, por volta de 1850.

O rendimento térmico deste ciclo depende das temperaturas médias em que o vapor é fornecido e rejeitado, conforme Van Wylen, (1978). O rendimento do ciclo então aumentará desde que haja aumento da temperatura na qual o vapor é fornecido, ou que haja diminuição da temperatura do vapor rejeitado. Na figura 2.4 mostra-se um esquema de dito ciclo.

Uma das formas de aumentar a eficiência deste ciclo, é elevando a temperatura de fornecimento do vapor, recorre-se ao superaquecimento deste vapor através de um trocador de calor adicional na caldeira, denominado superaquecedor, por onde o vapor saturado passa, sofrendo um aquecimento adicional, atingindo-se temperaturas superiores às anteriormente obtidas. Há por isso, um razoável ganho de eficiência com esta alteração do ciclo, além de uma melhora nas condições de trabalho da turbina a vapor. A expansão do vapor na turbina se dá quase toda na condição de “vapor seco”, o que favorece suas condições de escoamento através desta. A quase totalidade das usinas termoelétricas trabalham com vapor superaquecido.

O aumento da temperatura do vapor e seu conseqüente aumento de pressão, tem limitações por questões metalúrgicas, principalmente nas caldeiras, onde o aumento das temperaturas internas nos tubos provoca um sobreaquecimento das superfícies expostas às altas temperaturas e radiação dos produtos da combustão (Silas Viera, 1997).

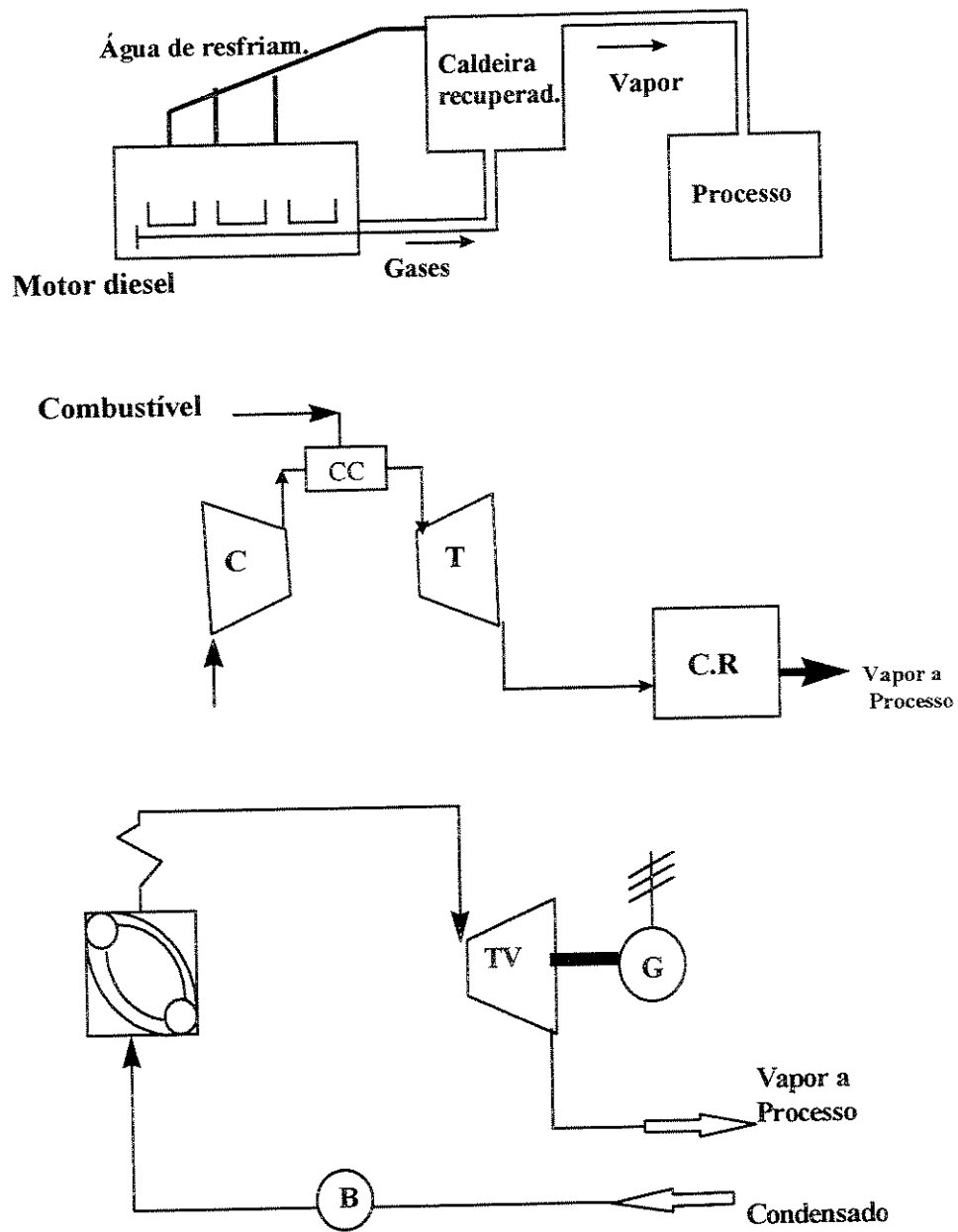


Figura 2.3 Esquemas de tipos de máquinas térmicas

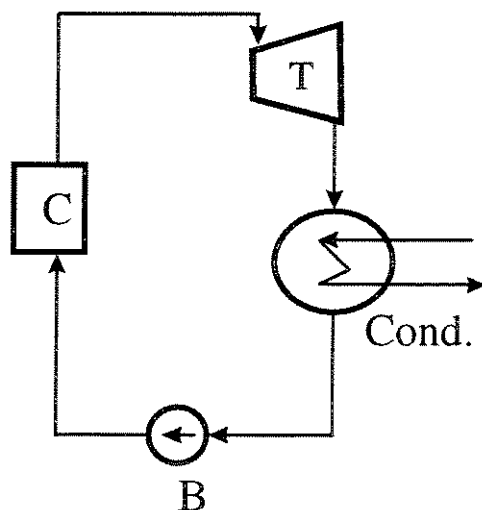


Figura 2.4 Ciclo Rankine vapor saturado

Outro fator que provoca aumento da eficiência, citado anteriormente, é a diminuição da temperatura de rejeição do vapor (fonte fria). Embora este fator está ligado às fontes naturais locais (mar, lagoa, rio etc). Pelo que as condições de operação em termos de pressão do condensador estarão intimamente ligadas a elas.

A redução da pressão de saída causa um aumento do teor de umidade do vapor que deixa a turbina. A forma de escoamento do vapor através da turbina, é influenciada pelo vapor úmido que por ela circula sendo que, quanto maior for o teor de umidade, menor será o rendimento, tanto interno da turbina como do ciclo todo. Este escoamento de vapor úmido através da turbina pode acarretar graves danos nas palhetas, devido à erosão, pelo que não é recomendado, mesmo para turbinas modernas, um título de vapor menor de 86 %, (Van Wylen, 1978).

Como foi visto, o primeiro procedimento para melhorar a eficiência do ciclo foi o superaquecimento do vapor na entrada da turbina, embora este encontrava limitações nos materiais das caldeiras e das turbinas. Para contornar estas limitações realiza-se o reaquecimento do vapor (figura 2.6). Neste caso o vapor uma vez expandido até uma certa pressão é extraído da turbina e enviado novamente à caldeira (reaquecedor) onde sua temperatura é elevada e retorna à

turbina superaquecido, onde é expandido até a condensação, diminuindo a umidade nos últimos estágios da turbina eliminando assim os problemas de erosão.

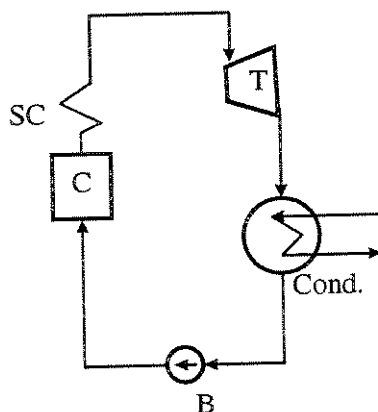


Figura 2.5 Ciclo Rankine superaquecido.

Outra via de aumentar o rendimento do ciclo é através do aquecimento regenerativo progressivo e gradual da água de alimentação pelo condensado da caldeira (figura 2.7) .

Feito através de trocadores de calor que podem ser de superfície ou de contato, onde o vapor utilizado para o aquecimento nestes trocadores é extraído de diferentes pontos da turbina, previamente determinados pelo fabricante, e chamados de “extrações”.

Quanto maior é o número de extrações, maior será o rendimento do ciclo, claro está que o número destas extrações está limitado por causas econômicas (dependência do custo do trocador em relação ao que se ganha com o aumento da temperatura na eficiência do ciclo), esta restrição econômica geralmente limita o número de trocadores a 8, embora exista a possibilidade que estes cheguem a 10, para sistemas com características muito específicas. O anteriormente exposto refere-se a centrais termoeletricas, para geração de eletricidade. Já no caso de sistemas de cogeração de menor porte, isso muda, pois o número de extrações está ligado aos consumidores das mesmas, e ao uso que será dado a esse vapor.

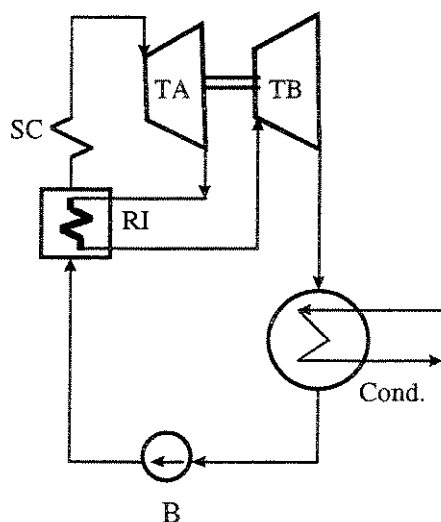


Figura 2.6 Ciclo Rankine com reaquecimento do vapor

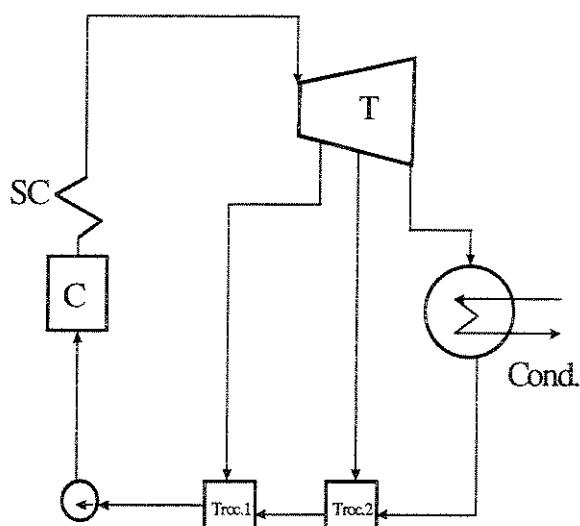


Figura 2.7 Ciclo Rankine regenerativo

2.3.1.1 Sistemas de Cogeração com Turbinas de vapor em usinas de açúcar

Os sistemas térmicos com turbinas de vapor são os mais difundidos no setor açucareiro, a grande difusão dos sistemas de cogeração com turbinas a vapor pode ser parcialmente atribuída às vantagens da longa vida útil e à adequação desses equipamentos ao uso de uma grande variedade de combustíveis. Parte da viabilidade técnica dos sistemas de cogeração com turbinas a vapor

pode ser creditada à sua facilidade de resposta aos sistemas de controle, tanto de velocidade, de carga quanto de pressão, em dependência do tipo de turbina selecionada para a geração de potência estes sistemas podem ser classificados em:

1. Sistemas de Cogeração com Turbinas de Contra-pressão;
2. Sistemas de Cogeração com Turbinas de Extração-Contrapressão;
3. Sistemas de Cogeração com Turbinas de Extração-Condensação

Os sistemas de cogeração com turbinas de contra-pressão são os mais difundidos na indústria açucareira, e como seu nome indica, a pressão do vapor na saída da turbina é maior do que atmosférica, este nível de pressão na saída vai depender do nível de pressão do processo produtivo. Estes tipos de sistemas são característicos de sistemas que visam a auto-suficiência, embora possam ser encontrados também em sistemas que geram excedentes de energia elétrica.

Sistemas de cogeração com turbinas de extração-contrapressão são muito escassos dentro da indústria do açúcar e o álcool (figura 2.9). Eles aparecem associados a esquemas onde os consumidores de outros níveis de pressão que não sejam os de processo, são satisfeitos por extrações feitas na turbina (turbomoendas, turbobombas etc). O número de extrações na turbina estará em função do compromisso de geração de potência e do número de aplicações. Como no caso anterior, este tipo de esquema é característico de sistemas que trabalham somente durante o período de safra e estão limitados pela contrapressão da turbina, impostas pelas necessidades do processo.

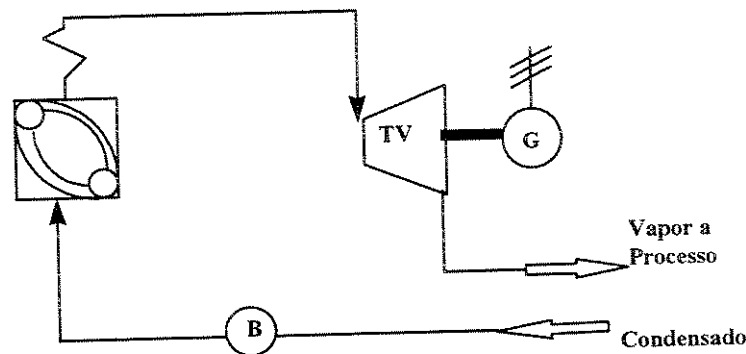


Figura 2.8 Sistemas de contrapressão

Já os sistemas de cogeração com turbinas de extração-condensação são característicos de sistemas que trabalham em períodos de não safra também (figura 2.10), as extrações estão, como o anterior, ligadas a diferentes consumidores com níveis de pressão diferentes, a existência de um condensador permite condensar o vapor que chega na saída da turbina e junto com a água de reposição fornecida no desaerador forma a água de alimentação das caldeiras permitindo que durante o período fora da safra esse sistema funcione como uma central termelétrica. O combustível utilizado fora da safra pode ser bagaço em excesso ou um combustível auxiliar como carvão mineral o óleo combustível. Exemplo de sistemas que possuem turbinas de condensação e trabalham durante todo o ano são os casos das ilhas Reunião, Havai, Maurício. No caso do Brasil não existem até o presente usinas que funcionem com este esquema ou tipo de turbina.

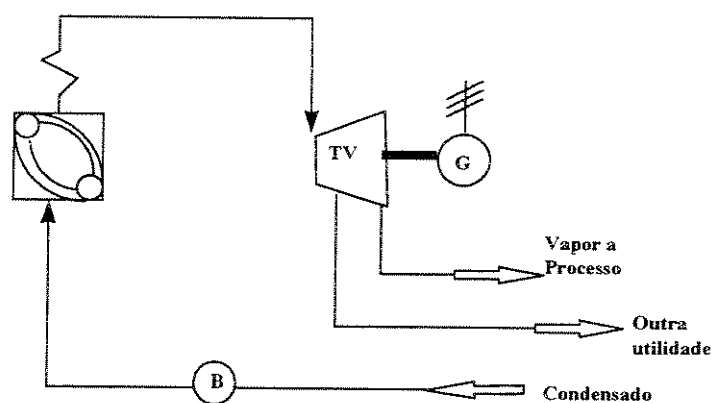


Figura 2.9 Sistemas de extração contrapressão

2.3.2 Ciclo Brayton

Os incrementos de eficiência das turbinas de gás alcançados nestas últimas décadas e a disponibilidade de gás a preços competitivos têm favorecido sua implantação em sistemas de cogeração para a indústria. Este tipo de sistema é o que possui maior versatilidade de aplicação. Encontram-se no mercado turbinas de gás com potências que variam desde 1 MW até 200 MW, (Lozano, 1998). A relativa facilidade do uso de seus gases limpos de exaustão para i) uso direto, ii) produção de vapor de água quente e vapor de água e iii) acionamento de um ciclo de potência a vapor, convertem a turbina de gás num motor idôneo para muitas aplicações, os valores típicos da

relação trabalho - calor em estes sistemas estão na faixa entre 0,5 a 1. Seus inconvenientes mais marcantes são: i) só podem processar combustíveis leves de alto preço, ii) perda de rendimento a cargas parciais e iii) baixa disponibilidade com operação intermitente

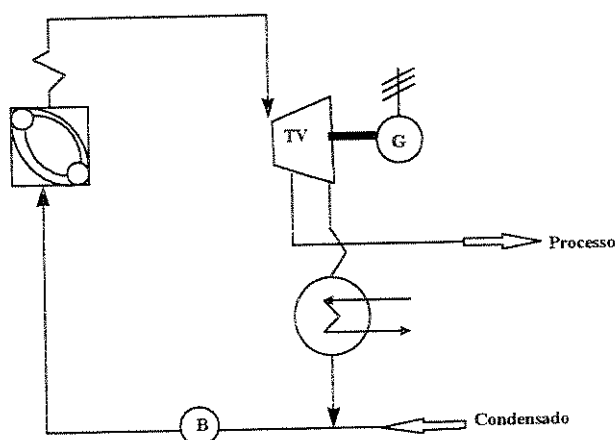


Figura 2.10 Sistemas de extração - condensação.

O ciclo padrão de ar Brayton é o ciclo para a turbina a gás simples, mostrado na figura 2.11.

Turbinas a gás têm este nome porque operam com o fluido de trabalho permanecendo na fase gasosa em todo o ciclo. Também são chamadas de turbinas de combustão, por receberem a energia necessária ao seu acionamento através de uma combustão interna. São constituídas basicamente por um compressor de ar, um combustor e uma turbina propriamente dita, que produz a potência necessária ao acionamento do compressor e ainda a potência útil, aproveitada em um gerador elétrico ou diretamente para acionamento mecânico.

O compressor é um equipamento que uma vez definidos seus parâmetros geométricos e a rotação, operará com uma vazão volumétrica de ar praticamente independente de outros fatores. Conseqüentemente a massa de ar admitida, que por sua vez determina a potência da turbina, é diretamente influenciada pela densidade do ar na sua entrada. Por isso, as propriedades do ambiente que determinam a densidade do ar, altitude ou pressão atmosférica, temperatura e umidade relativa, influem decisivamente na potência e eficiência da turbina.

Também a turbina como tal é um equipamento volumétrico, sendo sua potência determinada basicamente pela vazão em volume dos gases em sua entrada.

O primeiro processo é a compressão do fluido de trabalho. Se a expansão deste fluido comprimido ocorrer diretamente numa turbina e supondo que não existem perdas, a potência desenvolvida pela turbina será tão somente igual à consumida no compressor. Mas, se for adicionada energia para aumentar a temperatura do fluido antes da expansão, haverá um aumento significativo na potência desenvolvida pela turbina quando da expansão deste fluido quente, que produzirá excedentes de potência em relação àquela necessária inicialmente para acionar o compressor.

Este processo é de combustão a pressão constante e com posterior expansão adiabática reversível, caso em que o rendimento térmico do ciclo ideal só dependerá do fluido de trabalho.

Evidentemente, os processos do ciclo ideal não ocorrem nos processos de ciclo real devido a desvios causados por irreversibilidades ou perdas.

O ciclo de turbinas a gás pode ser caracterizado por dois parâmetros significativos: a relação de pressão e a temperatura de queima. A relação de pressão do ciclo é referida ao quociente da pressão de descarga e a pressão de entrada, em turbinas modernas pode ser de 14:1. Quando o objetivo seja alcançar eficiências mais altas em operação em ciclos simples, empregando por exemplo turbinas aeroderivadas, são necessárias taxas de compressão mais elevadas, nas faixas de 18:1 e 30:1 (I.P.T, 1996)

A temperatura mais alta do ciclo é a temperatura de queima chegando em torno dos 1200 °C ou mais, sendo esta temperatura restringida por causas metalúrgicas. Altas temperaturas podem ser atingidas em turbinas com sistemas de resfriamento nas pás.

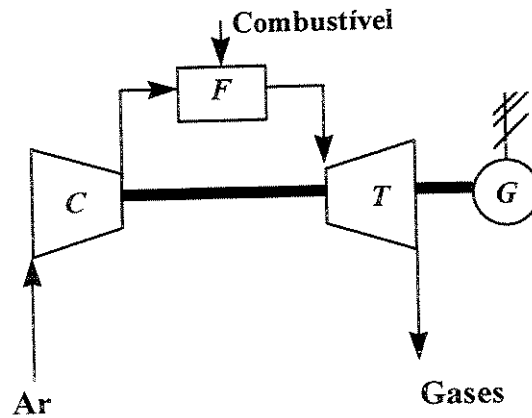


Figura 2.11 Ciclo Brayton simples

As turbinas se dividem em dois tipos básicos: as turbinas aeroderivativas, baseadas na tecnologia adotada para a propulsão de aeronaves, que são compactas e de peso reduzido, embora apresentem uma menor disponibilidade (manutenção mais freqüente) e consomem só combustíveis de elevada qualidade. Seu teto de potência máxima está ao redor de 40 MW (Lozano, 1998), sendo em geral máquinas de eixo múltiplo, e as turbinas industriais, de construção mais robusta e que por isso apresentam maior resistência a ambientes agressivos, estas permitem processar combustíveis líquidos de baixa qualidade e sua potência máxima supera os 200 MW.

Ambas apresentam elevada confiabilidade, fácil adaptabilidade a locais isolados e tempo bastante reduzido de manutenção. Os rendimentos médios em condições ISO das aeroderivativas estão na faixa de 34 %. As turbinas industriais apresentam rendimentos médios na faixa entre 30 e 32 %.

2.3.2.1 Modificações do Ciclo Simples

Diversas modificações podem ser feitas no ciclo Brayton simples para aumentar o seu desempenho. Elas incluem regeneração, resfriamento intermediário e reaquecimento, ou uma combinação dos três, denominada ciclo composto.

Ciclo Regenerativo: Regeneração é a recuperação de energia térmica (calor) dos gases de exaustão pelo ar comprimido antes de entrar no combustor.

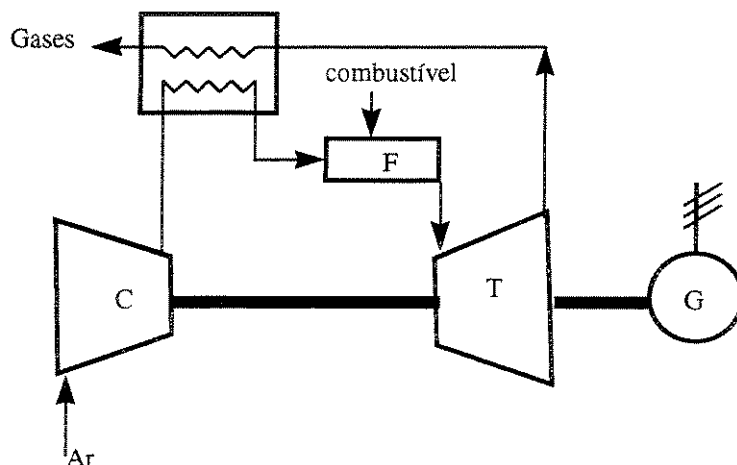


Figura 2.12 Esquema do ciclo regenerativo ideal

A eficiência do ciclo decresce à medida em que a relação de pressões aumenta (exatamente o oposto do ciclo Brayton básico) e, além disso, dependente das relações de temperatura. A regeneração aumenta a eficiência do ciclo até a relação de pressões na qual a temperatura do ar deixando o compressor iguala à temperatura dos gases de exaustão deixando a turbina. Este tipo de ciclo diminui a temperatura dos gases de exaustão e pode não ser adequado para cogeração.

Ciclo com Resfriamento Intermediário: O resfriamento do ar comprimido entre os estágios de compressão, utilizado exclusivamente, oferece um aumento no trabalho líquido extraído do ciclo, mais diminui a eficiência. Se a regeneração é adicionada juntamente com o resfriamento intermediário, a eficiência e o trabalho líquido são melhorados em relação ao ciclo simples. A figura a continuação mostra o esquema de um ciclo com resfriamento intermediário.

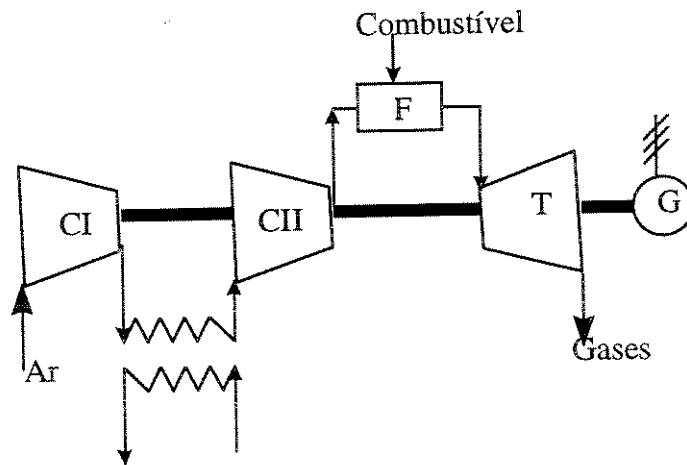


Figura 2.13 Esquema com resfriamento intermediário

Ciclo com *Reaquecimento*: O reaquecimento requer um segundo combustor entre os estágios de expansão. Tem os mesmos efeitos de um resfriamento intermediário, porém são menos pronunciados. Utilizado exclusivamente, o reaquecimento proporciona um aumento na produção de trabalho líquido com um decréscimo na eficiência do ciclo. Entretanto se for adicionada a regeneração, o trabalho líquido e a eficiência são aumentadas comparativamente ao ciclo simples. A continuação é mostrado o esquema do ciclo Brayton ideal com reaquecimento.

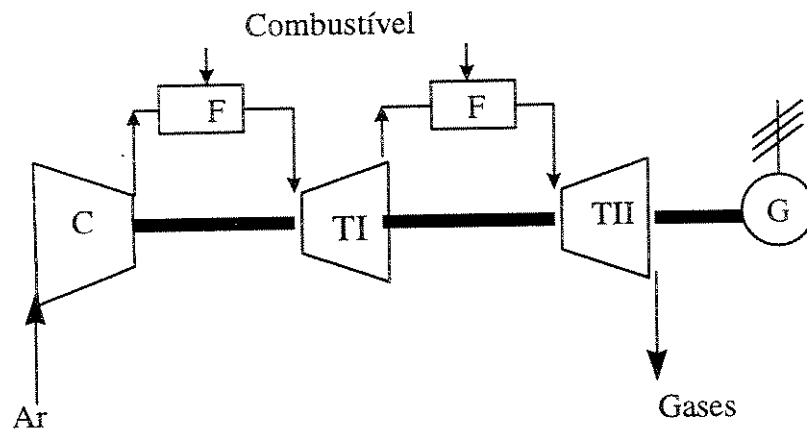


Figura 2.14 Esquema do ciclo Brayton ideal com reaquecimento.

Ciclo Composto: Regeneração, resfriamento intermediário e reaquecimento podem ser utilizados simultaneamente no ciclo composto. Este ciclo, nas maiores relações de pressão, alcança a maior eficiência; entretanto, só será encontrado naqueles de maiores dimensões devido à

quantidade e complexidade dos equipamentos adicionais e controles. Outra vez deve-se frisar que a prática da regeneração pode não ser adequada num sistema de cogeração.

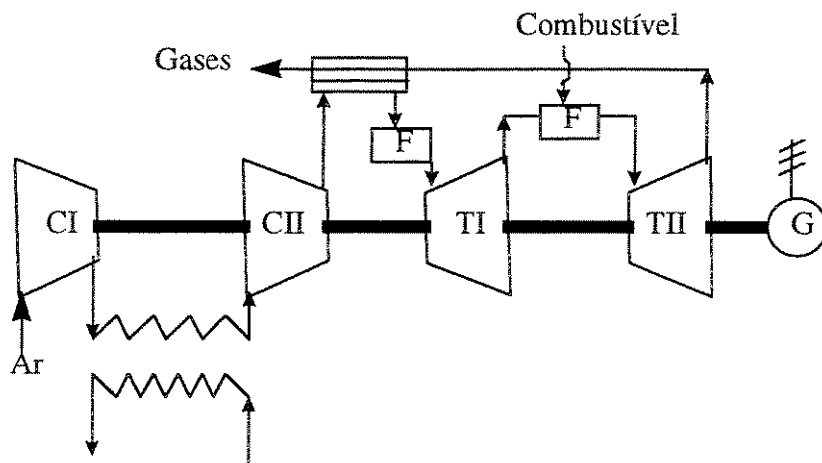


Figura 2.15 Esquema e diagrama do ciclo ideal composto.

2.3.3 Ciclo Combinado

O ciclo combinado é uma combinação dos ciclos da turbina a gás (ciclo Brayton) com o ciclo de turbina a vapor (ciclo Rankine). A entalpia ainda disponível nos gases de exaustão da turbina de gás, é aproveitada para gerar vapor sob pressão na caldeira de recuperação de calor, vapor esse que irá expandir-se numa turbina a vapor, produzindo mais energia útil. Pode-se concluir facilmente, que a geração de vapor pela caldeira de recuperação para expansão na turbina a vapor, está intrinsecamente ligada à vazão e temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás.

Nesta modalidade de operação o ciclo Rankine opera justamente com as perdas do ciclo Brayton, resultando num grande aumento de eficiência da unidade. A junção de ambos os ciclos resulta numa alta eficiência de utilização do combustível porque utiliza a vantagem da alta temperatura de exaustão dos gases na turbina a gás para suprir o ciclo, e a baixa temperatura de rejeição do vapor, característico das turbinas a vapor. Conseqüentemente, parte das irreversibilidades de ambos os ciclos, que advém justamente das temperaturas de rejeição de calor, são eliminadas no ciclo combinado.

As caldeiras de recuperação usadas nos ciclos combinados podem ser de dois tipos: sem pós-queima, onde a geração de vapor só depende da vazão de gases recebidas da turbina a gás, e com queima suplementar, onde um combustível é queimado na caldeira de recuperação, aumentando assim a participação na geração de vapor. Em ambos os casos, essas caldeiras de recuperação são de concepção mais simples que as caldeiras convencionais, principalmente a caldeira sem pós-queima. Evidentemente existem questões importantes quanto ao projeto de uma caldeira de recuperação, tanto quanto à quantidade de vapor que pode ser gerado quanto à sua pressão e temperatura. No caso de uma caldeira de recuperação sem queima suplementar, esses parâmetros são função das condições operacionais da turbina a gás – massa e temperatura dos gases de exaustão, dificultando seu controle. Em uma caldeira de recuperação com queima suplementar, a quantidade de vapor gerado pode ser de 6 a 7 vezes superior à obtida em uma unidade sem queima (Walter, Llagostera e Gallo, 1997). Cuidados especiais devem ser tomados quanto aos diferenciais de temperatura entre os gases e a água/vapor e entre os gases e o meio ambiente.

Os sistemas de ciclo combinado estão formados por turbinas de gás de ciclo aberto e turbinas de vapor dispostas em série com caldeiras de recuperação (com ou sem queima auxiliar), nas que é gerado vapor a alta ou mediana pressão, o qual é expandido na turbina de vapor de contrapressão. O vapor de exaustão é utilizado no processo (figura 2.16).

Estes ciclos apresentam uma grande flexibilidade com relação à produção de eletricidade e calor. Em comparação com as tecnologias anteriores, os ciclos combinados permitem de forma geral uma maior extração de energia mecânica por unidade de energia térmica.

Quanto maior é o porte do sistema, maior será a recuperação da energia dos gases de exaustão. Estas caldeiras podem gerar vapor a diferentes níveis de pressão eventualmente 2 níveis embora pode chegar até 3 níveis, o que possibilita o uso de turbinas de vapor que permitem a injeção de fluxos adicionais de vapor entre a pressão de alimentação e a de condensação.

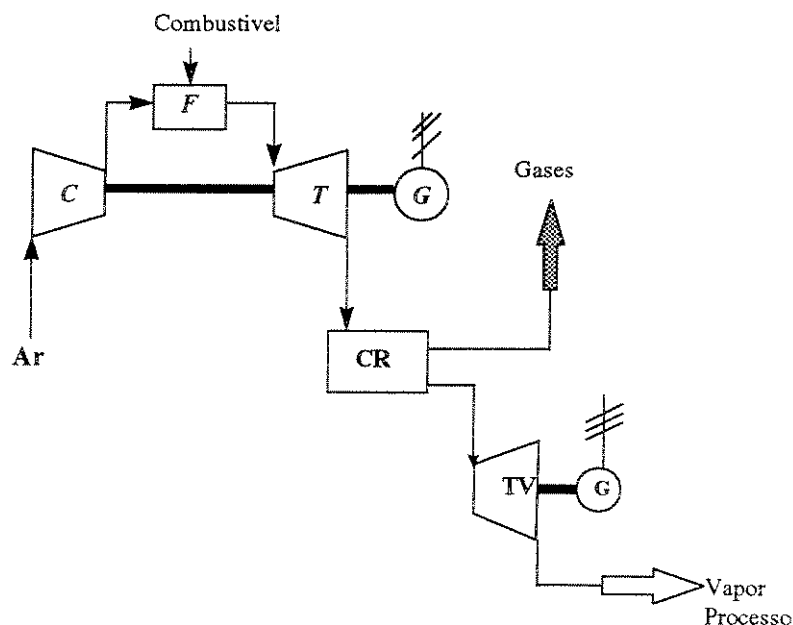


Figura 2.16 Esquema do ciclo combinado

A desvantagens dos ciclos combinados são semelhantes às dos ciclos com turbinas a gás no referente aos combustíveis. Neste sentido precisa-se de um desenvolvimento dos sistemas de gaseificação e a adaptação de câmaras de combustão externas às turbinas, para que dita tecnologia seja uma realidade em regiões onde o bagaço de cana deseje ser utilizado como combustível..

A aplicação de ciclos combinados com turbinas a gás na indústria açucareira permite um incremento considerável da quantidade de energia elétrica produzida por tonelada de cana, embora houvesse uma diminuição também considerável do calor disponível para o processo.

Ogden et al.(1990), assim como Larson et al.(1991), apresentam a fundamentação teórica das vantagens de aplicação destes sistemas na indústria açucareira, assim como o estudo do caso de uma usina na Jamaica.

2.3.3.1 Sistemas BIG-GT e BIG-STIG.

Os sistemas BIG-GT (Biomass Integrated Gasifier / Gas Turbine) e BIG-STIG (Biomass Integrated Gasifier / Steam Injected Gas Turbine), são sistemas projetados para trabalhar com combustível sólido, e podem portanto, ser aplicados na indústria do açúcar. É uma tecnologia bem

conhecida no referente a outros combustíveis sólidos como carvão mineral e madeira. No caso específico do bagaço, palhas e folhas, subprodutos do setor açucareiro, ainda tem que ser resolvidos alguns problemas tecnológicos que impedem a aplicação desta tecnologia de maneira prática e econômica. Um desses problemas, segundo trabalhos apresentados, é o relacionado com a alimentação de maneira sistemática (contínua) do bagaço (fundamentalmente) no gaseificador, já que segundo as experiências feitas, durante a alimentação do bagaço no gaseificador formam-se bolsas ou colchões do material, impossibilitando a alimentação do mesmo de maneira estável e contínua (Sanchez, 1994).

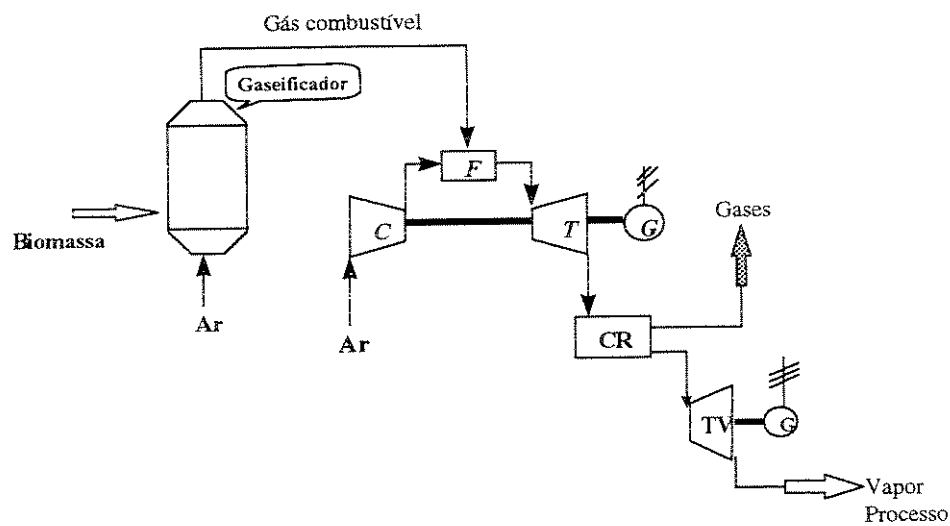


Figura 2.17 Esquema do ciclo BIG-GT

Outro aspecto tecnológico não resolvido é o relacionado com o gás que é produzido da gaseificação do bagaço, cujo poder calorífico é baixo. Para poder operar com turbinas desenhadas para gás ou óleo combustível deve ser aumentada a quantidade de combustível a ser fornecido na câmara de combustão, neste caso a quantidade de gás a atravessar a turbina de potência será maior, podendo ser atingida a vazão limite para a operação da mesma, sem ter alcançado as condições de temperatura necessárias. Uma via para solucionar isto é desviar uma quantidade de ar do compressor, por exemplo, para ser empregado no gaseificador, diminuindo assim a quantidade de ar na câmara de combustão, e compensando esta diminuição com mais gás combustível, logrando-se obter na entrada da turbina a quantidade de gás necessário, com os níveis de temperatura previstos.

Um aspecto de muita discussão neste sistema, envolvendo a gaseificação de biomassa, é o referente à limpeza do gás na saída do gaseificador, já que as turbinas a gás estão desenhadas para trabalhar fundamentalmente com gás natural, que é muito limpo. Os fabricantes de turbinas (GE, ABB) indicam os níveis toleráveis de sólidos nos gases de entrada das turbinas de potência. Embora não exista padronização destes valores para sua utilização nas turbinas a gás trabalhando com gases produto da gaseificação da biomassa.

Os sistemas BIG-STIG, são sistemas cuja característica fundamental é a injeção de vapor na câmara de combustão e/ou outros pontos antes de entrar na própria turbina. A injeção de vapor em turbinas a gás de ciclo aberto pode melhorar a eficiência global do ciclo, mediante a utilização do calor de exaustão da turbina para gerar vapor. A potência específica líquida de saída é também incrementada por um maior fluxo de massa através da turbina. Embora o vapor utilizado com esse fim diminua o calor disponível para processo no caso decogeração.

Sob a denominação de STIG (Steam Injected Gas Turbine) vários modelos de turbinas a gás com injeção de vapor são comercializados por diferentes indústrias. A potência dessas máquinas pode ser modulada pela quantidade de vapor injetada. Os custos de operação destas turbinas podem ser altos tendo em consideração que uma quantidade de vapor (água tratada) está sendo jogado à atmosfera.

Em relação à turbina de gás de ciclo simples, o uso da injeção de vapor incrementa a eficiência do ciclo em até 14% ou 15 % para o ciclo de injeção de vapor simples e até 19% ou 20% para o ciclo de injeção de vapor composto (Bridgwater,1994). Estes tipos de sistemas encontram-se comercialmente disponíveis para turbinas a gás com queima de gás natural, mas não existem experiências industriais com queima de gases de baixo poder calorífico, como é o caso da biomassa. Nestes casos o vapor pode diluir o combustível até um ponto em que a combustão se forma instável. Também existe a possibilidade que a capacidade da turbina seja excedida.

Os ciclos combinados com evaporação são similares ao STIG, com a exceção, que neste caso água é injetada em vez de vapor. Esta é vaporizada no trocador gás – gás, os resultados de funcionamento são melhores no caso da injeção com vapor (Bridgwater, 1994).

Os ciclos combinados com injeção de vapor devem consumir água para obter a potência estimada. Embora para custos de combustível na faixa de 1,9 - 2,84 $\$/10^9$ J, os custos da água

podem ser tão altos como 3,96 – 10,56 \$/m³. As estimativas de consumo de água mostram que os ciclos com injeção de vapor usaram só 1/3 a 1/2 da água que os ciclos de vapor convencionais com torre de resfriamento usam (Bridgwater, 1994).

De todos os quatro elementos fundamentais dos ciclos combinados, gaseificador, turbinas a gás, caldeira de recuperação e ciclo de vapor, o que apresenta ainda problemas tecnológicos é o gaseificador.

A tecnologia das turbinas a gás é conhecida e dominada já há vários anos, o que precisa ser resolvido é a adequação das turbinas, já que as mesmas são projetadas principalmente para trabalhar com a queima de gás natural, para que operem com bom desempenho com gases combustíveis de baixo poder calorífico, como é o caso da gaseificação de biomassa e principalmente do bagaço.

A tecnologia de gaseificação é conhecida desde o século passado, e é definida como a conversão de biomassa, ou de qualquer combustível sólido, em um gás energético, através da oxidação parcial a temperaturas elevadas. Esta conversão pode ser realizada em vários tipos de reatores, como os chamados reatores de leito fixo e reatores de leito fluidizado.

A geração de potência a partir de combustíveis sólidos via gaseificação tem sido desenvolvida para pequenas plantas com gaseificadores de leito fixo acoplados a motores Otto e para projetos de larga escala, pressurizados, com carvão. Para biomassa, ainda estão em desenvolvimento sistemas de leito fluidizado tanto atmosféricos como pressurizados. Esta tecnologia está disponível para sistemas de capacidade até aproximadamente 20 GJ/h – 5,5 MW térmicos (na forma de gás combustível). Não obstante sistemas do tipo BIG-STIG operando em ciclo combinado para uma usina de açúcar e álcool, poderão demandar vazões de gás combustível até 20 vezes superiores (Walter, Horta, 1997).

Atualmente existe divergência em relação ao tipo de gaseificador idôneo para este tipo de atividade de geração de potência elétrica, se o gaseificador pressurizado ou atmosférico e, em menor escala, entre os gaseificadores de leito fixo e de leito fluidizado.

No presente, a tecnologia dos gaseificadores de leito fluidizado está avaliada como a mais adequada para esta aplicação sendo escolhida por praticamente todos os projetos de

desenvolvimento que estão sendo realizados. Esta escolha deve-se entre outros fatores a que os gaseificadores de leito fixo devem acarretar, em princípio, em maiores custos, para sistemas maiores do que 15 MW térmicos – 54 GJ/h. Também a uma exigência feita pelo edital de concorrência da União Européia no âmbito do projeto “ THERMIE ” onde se exigia que as propostas de projetos para ser implementados a nível de unidades piloto de sistemas de produção combinada de calor e potência a partir de combustível sólido tinham que ter gaseificadores de leito fluidizado. Existem outras características dos gaseificadores de leito fluidizado, como flexibilidade com relação à taxa de alimentação e composição do combustível, alta capacidade volumétrica, e fácil controle da temperatura do leito que aumenta a justificação da escolha. Embora esta tecnologia também tenha desvantagens, como que a temperatura de operação é limitada pela possibilidade de sinterização das cinzas, a carga de partículas de cinzas no gás é alta, a perda de carbono na fuligem pode ser alta e alcatrão é formado a baixas temperaturas de operação.

Existem pesquisas em Chicago, de um processo de 3 MW de leito fluidizado pressurizado (Overend et al., 1994). Na Itália pesquisa-se um sistema de gaseificação em leito fluidizado sem limpeza do gás, acoplado a uma caldeira com turbina de condensação e na Suécia um sistema de gaseificação de madeira em leito fluidizado pressurizado de 2 MW.

As razões práticas para se decidir pela gaseificação de biomassa são numerosas e dependem muito das condições locais. A gaseificação de biomassa pode reduzir a dependência de regiões e países às flutuações nos preços dos combustíveis importados. Além disso, existem muitas circunstâncias em que a gaseificação apresenta vantagens significativas sobre a queima direta de biomassa ou de combustíveis fósseis. Por exemplo a geração de potência em pequena escala pode ser realizada sem a necessidade de um ciclo a vapor, simplesmente pela queima do gás em um motor de combustão interna.

A combustão do gás em fornos e fornalhas de geradores de vapor originalmente projetados para combustíveis líquidos e gasosos derivados do petróleo pode ser realizada sem a necessidade de alterações dramáticas no equipamento (Sánchez, Silva, 1997).

Contudo, a gaseificação possui algumas desvantagens técnicas que devem ser levadas em consideração: a tecnologia é mais complicada que a queima direta e deve-se ter especial atenção com os aspectos de segurança, uma vez que o gás produzido é tóxico. Portanto a instalação dos

gaseificadores deve ser feita de forma a evitar vazamentos e em locais bem ventilados. Deve-se considerar ainda a redução da eficiência do sistema de gaseificação, que ocorre devido à perda de calor e ao consumo de energia dos sopradores.

Instalações de pequena escala tem uma má reputação por apresentarem falhas freqüentes. A maioria dos problemas ocorrem no manuseio do combustível e na limpeza dos gases. A razão principal disto é devido ao fato que as instalações para gaseificação não são tratadas como sistemas integrados (Sánchez, Silva, 1997).

No capítulo 11, Walter e Horta (1997) no livro “Sistemas Térmicos II Tecnologias de conversão energética da biomassa ” fazem menção dos principais projetos de desenvolvimento para o acoplamento de gaseificadores a turbinas a gás. São mencionados os seguintes:

- A Bioflow, uma joint-venture entre duas concessionárias, uma Sueca e outra Finlandesa, a Sydkraft e a Ahlstrom respectivamente, as quais começaram em 1991 a construção de uma unidade de demonstração BIG-GT em ciclo combinado de 6 MWe e 9 MW térmicos comercializados com fins de aquecimento distrital, o combustível é a madeira e o gaseificador é de leito fluidizado circulante pressurizado, com filtros cerâmicos para a limpeza de gás parcialmente resfriado.
- O projeto da central BIG-STIG a ser construído na Bahia, coordenado pela Companhia Hidroelétrica de São Francisco – CHESF, formando parte também outras empresas brasileiras e estrangeiras. Vai ser utilizada uma turbina a gás do tipo LM 2500, da General Eletric, operando em ciclo combinado, para geração de 25 MWe, o combustível será cavacos de madeira. Existem duas propostas de gaseificadores, uma feita pela Bioflow – gaseificador pressurizado – e pela empresa TPS Termiska Processor AB, da Finlândia – atmosférico.
- Nos Estados Unidos, o DOE selecionou o gaseificador de leito borbulhante (pressurizado) do Institute of Gas Technology – IGT para uma experiência de gaseificação de biomassa (bagaço de cana) em larga escala a nível piloto no Havaí, com carga de 50 t/dia. Na Segunda parte do projeto uma turbina a gás de 3 a 5 MW deverá ser acoplada à instalação de gaseificação.

- Na Suécia, a concessionária Vattenfall, está pondo todo seu empenho na demonstração em escala comercial dos sistemas BIG-GT, em uma planta que deve gaseificar 60 t/h de biomassa e produzir 60 MWe e 65 MW térmicos para uso em sistemas de calor distrital. Existe também uma associação com uma empresa finlandesa, a Tampella, para adaptação da tecnologia de gaseificação em leito fluidizado originalmente desenvolvida pelo IGT. Foi igualmente adaptada uma planta piloto que originalmente gaseifica carvão mineral para funcionar com biomassa, inclusive bagaço.

- Novamente nos Estados Unidos, agora por meio do Governo do Estado de Vermont junto com o DOE, estão querendo fazer uma demonstração comercial da gaseificação de cavacos de madeira provenientes do trabalho de manutenção de florestas maduras. Entretanto estão sendo financiados os testes de um gaseificador de leito fixo em um centro de pesquisas da General Electric.

- A Imatran Voima Oy concessionária de serviços elétricos da Finlândia, está trabalhando no desenvolvimento de um ciclo no qual o vapor proveniente da secagem parcial da turfa – de 70 para 10 ou 30 % - possa ser injetado numa turbina a gás STIG de um ciclo combinado. Cálculos preliminares indicam que poderão ser produzidos 92 MWe com eficiência no sistema de 35 %. Este projeto só estará disponível comercialmente no final da década.

- Na Itália em 1991 foi comissionada uma unidade de 6,7 MWe empregando um ciclo de potência a vapor com turbina de condensação, empregando os gaseificadores desenvolvidos pela empresa finlandesa Studsvick. Esta possuía limpeza do gás combustível. Também uma unidade piloto de gaseificação de 2 MW foi desenvolvida para alimentar um motor diesel, dentro do programa de desenvolvimento dos sistemas BIG-GT.

- O programa THERMIE da União Européia financiará três unidades piloto dentro de um programa de desenvolvimento da tecnologia BIG-GT. Todas as unidades serão construídas em ciclo combinado. O projeto dinamarquês, com 7,2 MWe de potência líquida, prevendo também a venda de calor para um sistema de aquecimento distrital. Os projetos Italiano e Inglês, de 11,9 e 8,0 MWe respectivamente, utilizarão o calor recuperado para a secagem da biomassa. A instalação dinamarquesa terá um gaseificador pressurizado, os restantes projetos utilizarão gaseificadores atmosféricos.

2.3.4 Ciclo Diesel

Os sistemas onde são empregados os motores de combustão interna são utilizados fundamentalmente no setor terciário e pequenas indústrias. Nestes sistemas, o aproveitamento do calor produz-se com a utilização da energia contida nos gases de escape e/ou nos fluxos de resfriamento e lubrificação, transformando em eletricidade até 40 % da energia que entra e recuperando até 75 % do calor sensível dos gases de exaustão, obtendo-se um rendimento global de 64 % (Oliva, 1994).

Os motores Diesel são máquinas térmicas de combustão interna a êmbolo, em cujos cilindros têm lugar a queima de um combustível e por consequência, a transformação de calor em trabalho. Sua potência em unidades estacionárias, varia no amplo leque de 20 a 25000 kW, sendo essas últimas unidades empregadas com frequência para impulsão de embarcações.

Os motores Diesel apresentam, a diferença dos demais motores de combustão interna, o fato de receberem o combustível através de injetores; nos cilindros do motor se comprime ar puro e, ao final da compressão, se injeta nos mesmos o combustível que, em meio ao ar quente, se inflama e queima a pressão constante.

Esses motores estão associados a elevados índices de rendimento, porque empregam altas relações de compressão.

Centrais de geração de energia elétrica utilizando motores de combustão interna (motores Diesel), tem sido freqüentemente utilizado para suprir sistemas onde a demanda não justifique a instalação de uma usina termoeletrica a vapor. Estas últimas se justificam quando a faixa de potência está na ordem de 200 MW, sendo possível então, obter um valor de investimento por kW competitivo, com eficiência térmica aceitável.

Motores Diesel, em termos de custo e eficiência, dominam a faixa de Centrais Elétricas até potências de 150 MW, sendo esta potência praticamente consenso entre os fabricantes como sendo o limite superior. Versões de motores de 4 e 2 tempos, com capacidade unitária de até 45 MW, podem operar satisfatoriamente com óleos pesados de baixa qualidade.

Algumas vantagens econômicas e operacionais de centrais elétricas Diesel podem ser vistas a continuação:

- Elevada confiabilidade e disponibilidade, acima de 95 %;
- Procedimentos de manutenção e operação simples;
- Eficiência térmica elevada ao longo da curva de carga, sendo encontrados usualmente valores acima de 50 % em motores de curso elevado;
- Facilidade de modularização e de adaptação climática, em particular onde o suprimento de água é reduzido.

Uma central elétrica de motores Diesel é composta pelas unidades de motores e geradores principais, sala de controle e sistemas auxiliares, que incluem tanques e bombas do armazenamento e alimentação do combustível, sistema de resfriamento de água e óleo lubrificante, suprimento de ar de combustão e exaustão dos gases da combustão.

Os motores Diesel também são capazes de funcionar com gases provenientes da gaseificação de biomassa, e especificamente do bagaço.

2.4 Outros ciclos conhecidos, o Ciclo Cheng e o Ciclo Kalina.

2.4.1 Ciclo Cheng :

O ciclo Cheng é promovido por uma empresa fundada pelo professor Cheng, seu idealizador (Walter, Llagostera, Gallo, 1997). É composto por uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, de forma que ao menos uma parte do vapor gerado seja injetado na turbina, aumentando o fluxo de massa sem aumentar o trabalho de compressão e, conseqüentemente, aumentando a produção de potência. Com injeção máxima de vapor, a turbina pode produzir 70 % de eletricidade suplementar. No caso da cogeração, a utilização deste tipo de ciclo pode ser inviável, pela redução de calor disponível para processo.

2.4.2 Ciclo Kalina:

O ciclo Kalina é uma invenção de Alexander Kalina. É constituído basicamente por um ciclo Rankine, tendo em comum uma coluna de destilação. Uma mistura de 30 % de amônia e 70 % de água é posta sob pressão e logo separada por destilação em duas misturas, uma rica em amônia e outra rica em água. cada um dos fluidos é submetido a um ciclo Rankine completo. Calcula-se obter rendimentos de 20 a 39 % superiores ao do ciclo Rankine simples. No fim dos anos 80, apenas uma unidade de demonstração de 6 MW era conhecida (Walter, Llagostera, Gallo, 1997). A utilização de um ciclo deste tipo num sistema de cogeração pode ser inviável, em razão das baixas temperaturas de operação do mesmo

2.5 Outras Tecnologias:

Existe uma série de tecnologias que estão sendo desenvolvidas e que prometem ampliar a viabilidade da cogeração como são os sistemas com turbinas a vapor ou a gás usando combustores ou gaseificadores de leito fluidizado, ciclos combinados com gaseificadores de carvão mineral ou de biomassa, emprego de células combustíveis e uso de turbinas a gás com ciclos fechados, entre outras.

Uma das formas de obter altas relações de potência /calor é mediante os sistemas de ciclo combinado com gaseificação. Uma vez produzido o gás combustível no gaseificador, este precisa ser resfriado, este resfriamento pode ser através de água, com geração de vapor que pode ser incorporado ao fluxo de vapor produzido na caldeira de recuperação segundo o ciclo Cheng, sendo que o gás limpo passa a ser queimado na turbina a gás. Esta é uma forma de aproveitar a energia liberada durante o resfriamento dos gases necessário para sua posterior limpeza.

Com as células combustíveis de ácido fosfórico utiliza-se um processo eletroquímico para a produção de eletricidade a partir do hidrogênio produzido com os combustíveis, estas células podem operar com gás natural, destilados leves, propano e combustíveis sintéticos. Os produtos da operação destes sistemas são eletricidade, calor e água. Uma vantagem da utilização destas células é o fato que a eficiência a cargas parciais não é muito diferente de seus valores nominais.

Unidades de 40 kW a 10 MW já foram testadas e outras encontram-se em operação em restaurantes, subestações elétricas, clubes, hotéis etc (Walter, Llagostera, Gallo, 1997).

O uso de turbinas a gás com ciclo fechado, permite o uso de qualquer gás como fluido de trabalho, logicamente existe uma relação de compromisso entre o custo dos equipamentos de troca de calor e a turbina, que definem a opção por gases de baixo ou alto peso molecular. Quando se quer maximizar a produção de potência então pode-se utilizar regeneradores de calor.

2.6 Seleção das Tecnologias:

A seleção da tecnologia mais adequada para sua aplicação a um determinado processo produtivo deve ser feita sob a mais rigorosa análise de diferentes aspectos:

O primeiro, e um dos mais importantes, é a relação potência/calor, parâmetro característico de cada tecnologia de cogeração. Quando de forma geral não há coincidência dessas relações com as de demanda de potência e calor do sistema industrial, a escolha de uma tecnologia em detrimento das demais, implica o não atendimento pleno de ao menos uma das duas formas de demanda energética, salvo raras exceções trabalha-se em conformidade à demanda térmica, já que a rede elétrica funciona como um sistema de armazenamento para o sistema decogeração.

Um segundo aspecto a ter em conta é a disponibilidade de combustível a custo relativamente baixo para operar a tecnologia em questão, este aspecto é de grande importância já que pode vetar uma tecnologia disponível, visto que a não existência no país ou região de uma rede de abastecimento de gás natural por exemplo, descarta a possibilidade do uso de turbinas a gás, considerando que o transporte deste pela estrada resulta inviável para os volumes de consumo requeridos.

Outros aspectos não menos importantes são os relacionados a impactos ambientais que podem ter efeitos positivos ou negativos em dependência da seleção feita, assim como os custos dos investimentos necessários e os gastos de operação e manutenção da tecnologia.

Existem outros aspectos que necessitam ser considerados, como a eficiência de conversão do combustível em energia elétrica, onde são mostradas as vantagens do sistema de cogeração em relação aos sistemas termoelétricos do ponto de vista só da utilização de energia.

A disponibilidade operacional dos sistemas de cogeração, que influencia a confiabilidade da operação do sistema elétrico, é um aspecto importante no momento da seleção da tecnologia adequada.

Estes são alguns dos fatores que devem ser tidos em consideração no momento da seleção de umas das tecnologias disponíveis para um sistema de cogeração, tendo sempre como objetivo o de satisfazer as duas demandas do sistema: potência e calor, com a máxima economia de combustível e o máximo aproveitamento da energia.

Capítulo 3

Descrição do Sistema de Cogeração da Usina “ Vale do Rosário “

Neste Capítulo serão informadas as características fundamentais do sistema de cogeração objeto do nosso estudo, agrupando o sistema em vários subsistemas: geração de vapor, sistema de moenda, turbobombas, turbogeradores, válvulas redutoras, consumidores de vapor e sistema de condensado e água de reposição. No final é explicado de maneira sucinta o simulador IPSE utilizado para a simulação do sistema de cogeração.

3.1 Introdução

A usina Vale do Rosário encontra-se no estado de São Paulo, na região próxima às cidades de Morro Agudo e Orlândia, município de Morro Agudo. Tem uma capacidade de moagem de 1000 ton/hr de cana. O sistema de cogeração objeto de nossa análise, é constituído pelos subsistemas de: geração de vapor, de energia elétrica, de energia mecânica (moendas) e de condensado e água de reposição.

3.1.1 Geração de Vapor

A geração de vapor possui sete caldeiras. Cinco delas, consideradas de média pressão e que alimentam as turbo moendas e turbobombas do sistema de média pressão, fornecem a maior quantidade de vapor para processo, assim como para outros consumidores externos ao sistema de

cogeração. As outras duas caldeiras, consideradas de alta pressão, são destinadas a fornecer vapor para o sistema de geração de energia elétrica (tabela 3.1).

Para os cálculos, a eficiência global destas caldeiras foi adotada como 77 %, valor fornecido pelos engenheiros da usina.

Todas as caldeiras são de queima em suspensão, o bagaço é queimado com 50 % de umidade.

As extrações contínuas das caldeiras foram fixadas em 2,5 % para as de alta pressão e 3 % para as de baixa, do vapor superaquecido que elas produzem.

Tabela 3.1 Tipos de Caldeiras (Dados do Fabricante)

Tipo de Caldeira.	Capacidade kg/hr	Temperatura Vapor Sup. °C	Pressão. vapor Sup. Kg/cm ² (man)	Potência Vent.Ind CV	Potência Vent.For. CV
AZ 380	80 000	300	21	2/ 200	1/ 200 1/150
AZ 380	80 000	300	21	2/ 200	1/200 1/150
AZ 380	80 000	300	21	2/ 200	1/200 1/150
SZ 180	50 000	300	21	2/ 150	1/150 1/75
SZ 180	50 000	270	21	2/ 150	1/150 1/75
VS 500	120 000	430	44	2/ 300	2/ 125
VS 500	120 000	430	44	2/ 300	2/ 125

3.1.2 Sistema de Moagem

No referente à moagem, possui três sistemas, dois deles com seis moendas cada um e por último um difusor, os três contam com sistema de preparo de cana formados por picadoras, niveladoras e desfibradoras, o difusor possui um equipamento para eliminar parte da água contida no bagaço chamado de rolo desaguador este é acionado por motor elétrico. Nos três casos a cana abandona o sistema de moagem com uma umidade de 49 a 51 %.

Em relação aos tandems, os sistemas de preparo de cana, assim como as moendas, segundo os dados do fabricante das mesmas, têm os dados de entrada e saída do vapor indicados na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Dados dos tandems.

Pressão de entrada do vapor (kg/cm^2) (man)	Temperatura de entrada do vapor ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão de saída do vapor (kg/cm^2) (man)
20 - 21	280	1,5

No caso das turbomoendas, o dado mais confiável conhecido era a potência de cada turbina por tonelada de cana moída, indicado na tabela 3.3

Tabela 3.3 Potência consumida por tonelada de cana moída

Picador	Nivelador	Desfibrador	turbinas de seis moendas	Tongaat niv + desf (difusor)	Moenda (difusor)
2,6 kW/t	0,75 kW/t	2,6 kW/t	7,2 kW/t	4,9 kW/t	1,4 kW/t

3.1.3 Sistema de Bombeamento

Tanto o sistema de alta pressão como o sistema de média pressão possuem duas turbobombas e duas motobombas, sendo que as últimas só funcionam no caso que as primeiras estejam inoperantes. Os dados das turbobombas são mostrados na tabela 3.4

A eficiência das bombas de alta e média pressão foram informadas como dados pelo pessoal técnico da usina, sendo de 70 %. O nível de pressão de descarga das mesmas foi calculado levando em consideração uma perda até sua chegada à caldeira de 40 % (valor utilizado na usina), pelo que para as bombas de alta pressão a descarga foi calculada como sendo igual a $61,6 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ man}$. A pressão na caldeira de alta é de $44 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ man}$, somando os 40 % em termos de perdas ($17,6 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ man}$) dá como resultado $61,6 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ man}$.

Para o caso das caldeiras de média onde a pressão é de $21 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ man}$, a pressão de descarga calculada foi de $30,4 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ man}$.

Tabela 3.4 Sistema de bombeamento

Tipo	Pressão do Vap. entrada (MPa) (man)	Temp.do Vapor de entrada (°C)	Pressão do Vap. saída (MPa) (man)	Temp.do Vapor saída (°C)	Temp.da água de saída (°C)	Potência	Pressão da água saída (MPa) (man)
Alta (ABB 95)	4,315*	430* 330	0,147*	200	105*	T-510* HP B-316* kWE	6,139
Alta (ABB 95)	4,315*	430*	0,147*	200	105*		6,139
Baixa	2,059*	290*	0,147* 0,171	-	-	T-360 kW	2,981
Baixa	2,059*	290*	0,147* 0,171	-	-	T-360 kW	2,981

(* dados do fabricante)

3.1.4 Turbogeneradores

O sistema de geração de eletricidade é constituído por cinco turbogeneradores de 4 MW cada um, tendo-se uma capacidade instalada de 20 MW. Com essa capacidade a usina não somente é capaz de satisfazer a demanda interna, como também pode vender o excedente de sua produção estando no entorno de 4 MW, esta situação é válida para as safras de 96 e 97, já na safra de 1998 foi agregado ao sistema um turbogenerador de 12 MW, passando a potência instalada para 32 MW. Isto foi feito para cumprir um contrato de venda de 15 MW para esta safra, com a CPFL.

Os turbogeneradores são alimentados exclusivamente pelas caldeiras de alta pressão pelo que as condições de operação são as seguintes:

Tabela 3.5 Parâmetros dos turbogeneradores

Pressão do vapor de entrada (MPa man)	Temperatura do vapor de entrada (°C)	Pressão do vapor de saída (MPa man)	Temperatura do vapor de saída (°C)
4,315*	390*	0,147*	135*

(* dados do fabricante)

3.1.5 Válvulas redutoras

No sistema existem seis válvulas redutoras de pressão, com o objetivo de uma maior flexibilidade operacional do sistema de distribuição de vapor e para abastecer as necessidades dos consumidores. Duas destas válvulas encontram-se no Tandem 1 e no difusor, as quais reduzem a

pressão de 2,059 Mpa man para 0,147 Mpa man, fornecendo vapor de baixa pressão para o processo, as outras três válvulas estão relacionadas com os diferentes consumidores, uma delas reduz de 2,059 Mpa man para 1,667 Mpa man para fornecer vapor para o hidrolisador de bagaço, e as outras duas de 2,059 Mpa man para 0,9807 Mpa man para o consumo de vapor das secadoras de açúcar, centrífugas e para o secador de levedura. Além destas válvulas existe uma válvula de alívio para expulsar à atmosfera a quantidade de vapor excedente que o sistema não é capaz de consumir.

3.1.6 Consumidores de Vapor

Além dos trubogeneradores, das turbomoendas e do processo, no sistema existem outros consumidores de vapor. Nos mesmos não é medida diretamente a quantidade de vapor que eles consomem para desenvolver suas atividades, o dado que se tem é o consumo que o fabricante fornece, por quantidade de produto processado:

Tabela 3.6 Consumidores

Hidrolisador	Levedura termolizada	Secador de Levedura	Centrífugas	Secadores de açúcar	Cozedor a vácuo
0,1 kg _v /kg de bagaço	0,2 kg _v /kg de levedura termolizada	7 x 10 ³ de kg _v / ton de levedura.	1 kg _v /5 kg de açúcar.	1,848 kg _v /50 kg de açúcar	N.C.

Neste caso a Usina contabiliza a quantidade de cada um destes produtos para cada período, pelo que não resulta difícil a determinação de dito consumo. Só no caso dos cozedores a vácuo a quantidade consumida será determinada por diferença. Tanto o cozedor a vácuo como as centrífugas e secadores de açúcar consomem vapor saturado das caldeiras de baixa pressão, o restante consome vapor superaquecido destas caldeiras (2,059 Mpa man).

3.1.7 Sistema de condensado e água de reposição

O condensado de alta pressão é formado pelo condensado proveniente do vapor consumido pelos pré-evaporadores. O condensado do sistema de média pressão é formado pelo condensado do vapor vegetal produzido no pré-evaporador, tendo em conta que a produção deste último é de

um kg de vapor vegetal por um kg de vapor utilizado no pré-evaporador. Há uma metodologia para a determinação do vapor consumido no pré-evaporador, o que determina a vazão do sistema de condensado da parte de alta e média pressão. (ver apêndice A, figura 2 formação do condensado).

Em relação à água de reposição, a parte de alta pressão possui um tanque de água desmineralizada com um tratamento químico mais rigoroso que no caso do sistema de média pressão, onde a água têm um tratamento mais leve, chamando-se água branda. Em ambos os sistemas, tanto à água de reposição como o condensado são introduzidos ao sistema através do desaerador o qual tem um consumo adicional de vapor para provocar a separação do oxigênio da água.

Em resumo, pode-se dizer que o vapor de processo é formado pelo vapor de escape dos turbogeradores, as turbomoendas e as turbobombas do sistema de alta e média pressão. Este vapor gerado não só alimenta os turbos - acionados como fornece vapor aos desaeradores do sistema de alta e média pressão e consumidores externos ao sistema de cogeração. Do sistema de cogeração obtém-se vapor para processo, potência elétrica nos turbogeradores e potência mecânica nas turbomoendas.

3.2 Operação do sistema e coleta de dados

O sistema de moagem é alimentado com cana trazida do campo, os tandems e o difusor moem em média 300 t/h de cana cada um, esta cana passa primeiro pelo sistema de preparo de cada tandem formado pelos niveladores, picadores e desfibradores. Logo a cana entra no sistema de moagem onde obtém-se como resultado deste processo caldo e bagaço, o primeiro é enviado a processo para a produção de açúcar e álcool e o segundo vai para as caldeiras como combustível para a produção de vapor. O bagaço que não é consumido nas caldeiras é estocado no pátio da usina para utilização posterior, o bagaço sai do sistema de moagem com uma umidade de 49 a 50 %. Para alcançar este nível de umidade no difusor, o mesmo conta com o chamado rolo desaguador que encontra-se na saída dele e tem como finalidade extrair a máxima quantidade de água contida no bagaço. Os dados de moagem para cada uma das safras são mostrados na tabela 3.7.

No sistema existem consumidores de vapor que são externos ao sistema de cogeração da usina. Estes consumidores consomem vapor saturado das caldeiras de média pressão (Centrífugas, Secadores de açúcar, e Cozedores a vácuo) e outros consomem vapor superaquecido destas mesmas caldeiras (Hidrolisador de bagaço, Levedura termolizada e Secadores de levedura). O consumo destes equipamentos está em função da quantidade de produtos produzidos por eles, como foi explicado anteriormente, os consumos para as safras em avaliação mostram-se na tabela 3.8 .

Tabela 3.7 Dados do sistema de moagem e preparo da cana

Safras	Sistema	Moagem na safra [t/safra]	Dias efetivos	Moagem horária [t/hr]
	Tandem I	1470559,5	183,933	333,128
96	Tandem II	1603706,781	201,258	332,017
	Difusor	1093231,39	140,339	324,581
	Tandem I	1447660,950	203,090	297,099
97	Tandem II	1677388,016	210,633	331,815
	Difusor	1574853,806	194,447	337,464
	Tandem I	557666,18	80,407	288,98
98	Tandem II	629693,41	84,876	309,12
	Difusor	666823,72	83,936	330,82

Tabela 3.8 Consumidores externos de vapor

Safras	Hidrolisador. (kg/s)	Levedura termolizada (kg/s)	Secador de Levedura (kg/s)	Centrífugas (kg/s)	Secadores de açúcar (kg/s)	Cozedor a vácuo (kg/s)
96	0,108	0,094	0,221	2,292	0,424	0,094
97	0,115	0,075	0,209	2,891	0,534	0,075
98	0,04	0,058	0,202	3,342	0,618	0,04

Em relação ao sistema de potência, o dado conhecido era a quantidade de potência gerada na safra assim como a quantidade de potência vendida aos consumidores externos da usina (rede elétrica), (ver tabela 1 apêndice A).

Para avaliar o consumo de vapor das turbinas e em cada ponto do sistema teve-se que realizar um balanço de massa e energia dele como um todo, isto permitiu definir os parâmetros de funcionamento em regime permanente. Para a realização do balanço foi necessário recolher uma grande quantidade de informações, começando pelas características dos equipamentos em termos de consumo, eficiência, parâmetros de funcionamento como pressão, temperatura.

Esta última tarefa torna-se difícil quando não se tem o sistema preparado para uma avaliação deste tipo, pois geralmente não se dispõe nas fábricas de toda a instrumentação em todos os pontos onde são necessárias as medições, e em muitos casos é necessário adotar os dados do fabricante, eficiências, consumos aproximados de potência, e outras características que só a experiência prática é capaz de fornecer.

Para a realização do trabalho, obtivemos medições práticas naqueles pontos onde a instrumentação era confiável e outros dados tiveram que ser assumidos confiando na experiência e critérios técnicos que são levados em conta dentro do setor. A continuação daremos uma lista dos dados utilizados assim como as fontes de onde foram obtidos e também a metodologia seguida para a realização dos cálculos preliminares, antes da simulação.

No caso das caldeiras, era conhecida a quantidade de vapor produzido por cada uma delas em cada um dos meses de safra. A safra de 1996 estendeu-se por 229 dias, a safra de 1997 foi de 245 dias, da safra 98 só foram selecionados 92 dias de operação, esses dias foram selecionados a partir do começo do funcionamento do novo turbo, o que não coincidiu com o início da safra, já que aconteceram alguns problemas técnicos na posta em funcionamento do mesmo. A produção de vapor das caldeiras para as safras de 1996 e 1997 são mostradas na tabela 3.9, para a safra de 1998 este dado não era confiável devido a irregularidades existentes na coleta desta informação, pelo que para esta safra o fechamento do balanço de massa e energia foi feito em forma diferente.

Dos boletins do laboratório da usina foram tomados os dados necessários para o cálculo da quantidade de vapor a ser consumido pelos pré-evaporadores, assim como a produção de bagaço

hidrolizado, levedura termoilizada, levedura seca, potência elétrica produzida, potência elétrica vendida à rede, estes dados são mostrados nas tabelas 1 ,2 e 3 no apêndice I para cada uma das safras.

Tabela 3.9 produção de vapor das caldeiras (safra 96 e 97)

	Produção de vapor (10 ³ t /safra) [safra 96]	Produção de vapor (10 ³ t /safra)[safra 97]
Total caldeiras de baixa	1309,9	1647,6
Total caldeiras de alta	775,4	860,1
Total das caldeiras	2085,2	2508,0

No referente ao condensado e a água de reposição, como já foi dito, o conhecimento estava restrito a que o condensado do sistema de alta pressão era formado pelo vapor condensado que era utilizado para o aquecimento do pré-evaporador, e o condensado do sistema de baixa pressão estava formado pelo vapor vegetal desprendido no evaporador. Devido a isto era necessário desenvolver uma metodologia para o cálculo do consumo de vapor dos pré-evaporadores, esta metodologia está desenvolvida e disponível na usina e foi incluída no apêndice A.

Em relação ao sistema de moagem, eram conhecidos os parâmetros do vapor na entrada e saída das moendas, assim como as eficiências isoentrópicas das mesmas, e os consumos específicos de potência nominal de cada planta, com estes dados é possível determinar o consumo de vapor de cada uma das turbomoendas.

Do sistema de geração de potência elétrica igualmente eram conhecidos os parâmetros do vapor na entrada e saída das turbinas dos geradores e a potência elétrica total gerada pelos mesmos na safra, no entanto, não era conhecido o consumo de vapor das turbinas, este dado foi calculado a partir do balanço global, sendo que a eficiência do gerador elétrico e do redutor foram adotadas em 0,95 e 0,98 respectivamente, considerando dados obtidos da bibliografia (Moran e Shapiro, 1997).

Do sistema de bombeamento da água de alimentação nas caldeiras eram conhecidos os parâmetros do vapor na entrada e saída da turbobomba, o que permitia calcular sua eficiência isoentrópica, mas era necessário ter em conta a eficiência da bomba e a eficiência do redutor, estas foram assumidas em 0,70 e 0,98 respectivamente.

Uma vez realizada esta tarefa de levantamento dos dados necessários para a avaliação de cada uma das safras, foi necessário fazer alguns cálculos preliminares antes de levar estes dados ao simulador para fazer os balanços de massa e energia.

O primeiro passo foi comprovar a veracidade dos dados em relação ao sistema em estudo, é dizer se estes dados estavam dentro dos parâmetros praticados pela usina, se não era excedida alguma capacidade limite de algum dos equipamentos básicos, e impunha-se a necessidade de fazer os cálculos do consumo de vapor das turbomoendas, turbogeradores e turbobombas tanto do sistema de alta como de média pressão.

3.3 Reajustes e considerações para a realização da simulação

Para poder realizar a simulação foi necessário dividir o sistema de alta e de baixa pressão em relação a dias efetivos e dias corridos. Foi decidido fazer a produção das caldeiras de alta que alimentam os turbogeradores em função dos dias corridos e o restante da usina em função dos dias efetivos. Esta escolha foi feita verificando previamente as potências médias obtidas e a capacidade nominal dos equipamentos e levando em conta o funcionamento independente dos sistemas de alta e média pressão. Em relação à safra 1998 não foi necessário realizar nenhum tipo de reajuste, nem divisão entre dias corridos nem efetivos, pois foram selecionados 92 dias de safra, não existindo equipamentos que tivessem excedido sua capacidade nominal.

Para verificar a compatibilidade dos dados do sistema, foi feita uma revisão da produção de vapor das caldeiras para verificar se ao serem comparadas com sua capacidade nominal não existiam problemas. Realmente foram encontradas dificuldades com a caldeira 2, cuja capacidade nominal é de 80 t/hr, e ao fazer a análise com base em dias efetivos, sua produção média resultava em 84,07 t/hr, maior que a nominal (na safra 1996). Na safra 1997 as dificuldades foram com as

caldeiras 1, 2, 3 cujas capacidades nominais são de 80 t/hr e ao fazer a análise na base dos dias efetivos sua produção foi de 84,28 , 83,28 e 87,13 t/hr respectivamente. Devido a isso foram feitos reajustes nas produções de vapor das caldeiras de baixa de modo de corrigir este excesso, o mesmo foi distribuído entre as outras caldeiras de baixa pressão de iguais capacidades, sendo suas distribuições divididas da seguinte maneira:

Considerando a potência elétrica produzida entre os dias corridos obtemos 16,12 MW em média; é dizer os turbogeradores estão sendo explorados a 80,6 % de sua capacidade.

Temos também que as caldeiras de baixa estão sendo exploradas 89,6 % em média de sua capacidade e as caldeiras de alta pressão a 58 % em média.

Tabela 3.10 Reajuste da produção de vapor das caldeiras. Safra 1996

Caldeira	Capacidade Nominal [t/hr]	Produção na Safra [10 ³ t /safra]	Produção Média [t/hr]	Observação
I	80	339,4	78,93	dias efetivos
II	80	341,5	79,42	“
III	80	336,2	78,2	“
IV	50	186,6	43,4	“
V	50	106,2	24,7	“
VI	120	386,7	70,4	dias corridos
VII	120	388,7	70,7	“

Para a safra de 1997 seria:

Tabela 3.11 Reajuste da produção de vapor das caldeiras. Safra 1997

Caldeira	Capacidade Nominal [t/hr]	Produção na Safra [10 ³ t /safra]	Produção Média [t/hr]	Observação
I	80	410,4	80,0	dias efetivos
II	80	405,9	80,0	“
III	80	424,2	80,0	“
IV	50	186,2	48,408	“
V	50	106,2	50,0	“
VI	120	435,1	73,98	dias corridos
VII	120	220,8	72,28	“

Aqui os turbogeradores estão sendo explorados a 87,5 % de sua capacidade e as caldeiras de baixa a 99,5 %. As caldeiras de alta pressão estão trabalhando com 62 % de sua capacidade nominal, aproximadamente.

Uma vez feita esta divisão entre a parte de alta e baixa pressão, a primeira dificuldade encontrada foi a de determinar a quantidade de condensado que deveria ser fornecido a cada setor. Foram feitos dois cálculos de consumo de vapor do pré-evaporador: um referido a dias efetivos e outro referido a dias corridos, para as safras 96 e 97. A metodologia disponível na usina para o cálculo do consumo de vapor do pré-evaporador é mostrada no apêndice A, junto aos resultados destes cálculos para cada uma das safras. No caso da safra 98 estes cálculos foram um só para os 92 dias de safra selecionados. Neste mesmo apêndice encontra-se desenvolvida a metodologia para o cálculo dos consumos específicos de vapor das turbinas das bombas de água de alimentação do sistema de alta e média pressão, das moendas e sistema de preparo de cana e das turbinas dos geradores elétricos, assim como seus resultados para cada moenda.

Com todos estes dados já disponíveis, pode-se então passar a fazer a simulação do sistema de cogeração da usina, objeto de estudo. Para isto foi utilizado o simulador IPSE.

3.4 Simulador IPSE

O simulador IPSE foi desenvolvido pela empresa Simtech Simulation Technology, na cidade de Graz (Austria), em sentido geral o simulador IPSE serve para a simulação de diferentes processos térmicos, os quais podem ser montados a partir de um banco de diferentes elementos como são turbinas , geradores, válvulas, caldeiras, as quais estão previamente articuladas a sistemas de equações para poder desenvolver os cálculos de balanço de massa e energia. O sistema foi montado como pode ser apreciado na figura 1, mediante a definição dos equipamentos básicos ligados entre si através de linhas de vapor ou água segundo ficarem definidas as propriedades do fluxo que passa por elas.

3.4.1 Setor de alta Pressão

Os dados conhecidos para esta parte da simulação eram a potência elétrica gerada na safra, a quantidade de vapor produzida pelas caldeiras de alta pressão e a quantidade de condensado que retornava do processo. Assim sendo o primeiro passo foi informar ao simulador as eficiências isentrópicas e mecânicas das turbinas e as eficiências mecânica e elétrica do gerador, calculando assim o fluxo de vapor que devia passar a través de cada gerador para produzir a potência gerada.

As quantidades de vapor gerado por cada caldeira era conhecida, assim como suas eficiência, o consumo de vapor da turbobomba estava em função do volume de água que ela deveria trasfegar, já que foi obtida a eficiência isentrópica da mesma, e foi fixada a eficiência mecânica e de bombeamento, porém, o consumo de vapor dos turbogeradores mais a turbobomba de alta tinha que ser igual à produção de vapor das caldeiras mais a quantidade de vapor incorporada ao processo através dos desuperaquecedores, esta quantidade de vapor era função dos parâmetros de vapor fixados após os desuperaquecedores e do fluxo de vapor que passa através deles.

Além disso a bomba deveria conduzir uma quantidade de água equivalente ao consumo de vapor da turbobomba, os turbogeradores e a quantidade de água que era extraída da caldeira mediante as extrações contínuas. Já determinada a quantidade de água necessária para satisfazer as demandas do setor de alta pressão, e conhecendo a quantidade de condensado que chega ao

desaerador, podia-se determinar a quantidade de água a ser reposta no processo, encerrando o balanço de massa do setor de alta pressão, como é lógico, as condições do vapor em cada um dos pontos tinha que ser definida assim como as da água. A água de reposição era introduzida ao circuito de alta através do desaerador. Desta forma foi feita a simulação para as safras 96 e 97.

No caso específico da safra 98 como não era conhecida de início a quantidade de vapor produzida pelas caldeiras de alta pressão, a simulação foi feita em sentido inverso, quer dizer, foi inicialmente determinado que quantidade de vapor consumiam os turbogeradores para a potência elétrica que deveriam produzir tendo em consideração as eficiências das turbinas, do gerador elétrico e do redutor, depois foi a vez de começar a dar diversos valores de fluxo de água na bomba para assim determinar o consumo de vapor de cada turbina, já que estavam fixadas as condições desse vapor, a eficiência de bombeio e do redutor. Depois de varias tentativas foi fechado o balanço de massa e energia do setor de alta pressão de forma tal que o vapor gerado garantisse o consumo dos turbogeradores, turbobomba de alta, assim como do desaerador, logicamente levando em conta que o fluxo de água que passasse pela bomba devia ser igual à produção de vapor nas caldeiras, mais a água para os desuperaquecedores e a água das extrações contínuas das caldeiras.

3.4.2 Setor de baixa Pressão

Neste caso a metodologia era a mesma que a anterior. A simulação iniciou-se com os dados confiáveis disponíveis: os consumos de vapor de cada um dos elementos dos tandems e consumidores secundários, a geração de vapor de cada uma das caldeiras, também conhecida, assim como sua eficiência, parâmetros de eficiência das turbobombas e quantidade de condensado que é incorporado ao sistema de baixa pressão. Esta metodologia foi aplicada diversas vezes até lograr reproduzir as condições de operação da usina. O setor de baixa pressão é mais complexo, pois existem consumidores não só de vapor superaquecido, como também de vapor saturado, assim como as extrações contínuas do fundo das caldeiras para diminuir a concentração de sais o que na hora de contabilizar os consumos as caldeiras teriam produções de vapor saturado e superaquecidos.

Os resultados são mostrados nas planilhas 1,2 e 3 do apêndice A, onde é recolhido o número do fluxo identificado na figura 1, o nome que tem esse fluxo no simulador IPSE, o fluxo

de massa em kg/s a entalpia em kJ/kg a entropia em kJ/kg K, a temperatura °C, a pressão em bar e por último a exergia em kJ/kg. Como fica evidenciado, este programa de simulação tem a grande vantagem que permite conhecer as propriedades termodinâmicas de todos os fluxos do sistema, além de fazer os balanços de massa e energia. Esta metodologia foi seguida para as safras 96 e 97.

No caso da safra 98 o roteiro seguido foi similar ao do sistema de alta, sendo também uma incógnita a quantidade de vapor gerado nas caldeiras de média pressão. O balanço iniciou-se caminhando do final para o início, determinando o consumo de vapor das moendas e difusor, logo o consumo de vapor dos consumidores externos tanto de vapor saturado como superaquecido como levando em conta as extrações de fundo das caldeiras, e o consumo de vapor do desaerador de média pressão.

Os resultados da simulação do sistema encontram-se reportados no apêndice A para cada uma das safras.

Um comentário a ser destacado como resultado da simulação, é o fato que nas safras de 96 e 98, não estava passando vapor através das válvulas redutoras (fluxos 116 e 147), já na safra 97, além de estar passando vapor pelas válvulas redutoras, estava-se jogando vapor à atmosfera (fluxo 163), o que denota um erro de operação no sistema. Na safra de 98 estava-se igualmente jogando vapor na atmosfera o que mostra que estava sendo gerado mais vapor que o necessário para o processo, podendo ser a causa deste problema o incremento na geração de potência elétrica pela instalação do novo turbogerador de 12 MW.

Capítulo 4

Eficiência de 1^{ra} e 2^{da} Lei - Indicadores do Sistema de Cogeração

Neste capítulo serão realizados os cálculos dos valores de eficiência de Primeira e Segunda Lei para os principais equipamentos que compõem o sistema de cogeração da usina, estabelecendo as comparações entre cada um deles e para cada uma das safras avaliadas. São feitos os cálculos dos indicadores dos sistemas de cogeração baseados na Primeira Lei da termodinâmica, para cada uma das safras e comparados com os índices de outros sistemas típicos de cogeração sugeridos por Horlok. É determinada a exergia do bagaço assim como os excedentes de sua produção para cada uma das safras.

4.1 Introdução

O crescente interesse pelo uso eficiente de recursos combustíveis, resultante da situação de fornecimento limitado de energia, está requerendo a otimização de processos térmicos com especial atenção à energia associada com os gases de escape e outras formas de perdas de calor.

O método mais comumente usado para avaliar a eficiência de um processo de conversão de energia é a análise pela primeira lei da termodinâmica. Até os dias de hoje, o homem usa como medida de quão longe um equipamento ou sistema está da perfeição, as eficiências baseadas neste princípio. A termodinâmica clássica brinda entre outras, os conceitos de energia, energia transferida em forma de calor e trabalho, balanço de energia, de massa, entropia, assim com equações para o cálculo das propriedades termodinâmicas de equilíbrio.

Embora, exista um interesse na utilização combinada da primeira e segunda lei da termodinâmica, a segunda lei complementa e realiza o balanço de exergia permitindo o cálculo tanto do valor termodinâmico de um fluxo, em termos do trabalho mecânico que poderia ser extraído dele, e as ineficiências e perdas termodinâmicas reais dos processos do sistemas. O conceito de exergia é útil para este propósito. A análise exergética permite a avaliação termodinâmica da conversão da energia, porque proporciona uma ferramenta para uma clara discussão entre perdas de energia para o meio ambiente e irreversibilidades internas e externas do processo.

Exergia segundo Rant (in Szargut, 1988), afirma que exergia “é a parte da energia que pode ser *completamente* convertida em *qualquer* outra forma de energia”

Szargut (1988) afirma que a exergia “é a quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo interação apenas com os componentes do meio ambiente”.

Para sistemas de energia operando a temperaturas diferentes da ambiente, a exergia é definida como a parte útil da energia, esclarecendo, a parte da energia que pode ser transformada em outra forma de energia. A diferença da energia total, uma parte da exergia total suprida ao sistema é destruída em todos os processos reais. Esta destruição de exergia é o que comumente é chamada “gasto de energia”. A outra parte da energia gasta são as perdas de exergia, isto é exergia associada com fluxos diversos, ou energia rejeitada ao meio ambiente (exemplo, fluxo de gases, água de resfriamento e perdas de calor), tanto as perdas de exergia como a destruição de exergia são identificadas através de uma análise exergética (análise de segunda lei).

A destruição de exergia é o resultado direto das irreversibilidades de um sistema. O mau funcionamento e operação fora das condições de desenho de um componente geralmente incrementa tanto a destruição de exergia como as perdas exergéticas para o ambiente. Em um sistema verdadeiramente otimizado a quantidade total de destruição de exergia e perdas é justificável através das considerações antes expostas.

4.2 Exergia - Estados de referência.

Para formular uma definição rigorosa de exergia, partiremos do suposto de um sistema combinado formado por um sistema fechado e o meio. O conceito de exergia é definido como a máxima quantidade de trabalho teórico que pode ser obtida do sistema quando o sistema fechado evolui até o estado de equilíbrio com o meio. Tendo em conta esta definição, a exergia associada a um fluxo em regime permanente, sistema aberto e só considerando a exergia física, fica definida pela equação 4.1.

$$E_x = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (4.1)$$

A exergia foi definida como o trabalho teórico máximo que pode obter-se do sistema combinado formado pelo sistema fechado mais o ambiente, ao evoluir o sistema fechado desde um estado dado até o estado de equilíbrio, interagindo só com o ambiente. De forma alternativa a exergia também pode ser definida como o trabalho teórico mínimo que será necessário fornecer para conseguir que o sistema fechado passe desde seu estado morto até um estado prefixado. (Moran and Shapiro, 1997).

Como mostra a própria definição de exergia, um elemento importante no cálculo da mesma é a definição do estado de referência, o meio ambiente, do qual depende o valor da exergia. O estado de referência pode ser definido genericamente como tudo aquilo que não pertence ao sistema fechado, alguns autores denominam *entorno*, definindo o meio como parte desse entorno que é mais geral. No caso objeto de estudo esse meio foi definido como tendo uma pressão de 1 atm, e uma temperatura de 25 °C.

A transferência de exergia que acompanha um fluxo de calor do sistema a temperatura T_f para o meio a T_o é definida pela expressão 4.2, que pode ser interpretada como o trabalho que *poderia* realizar um ciclo de potência reversível que recebesse Q à temperatura T_f e descarregasse energia por transferência de calor ao ambiente a T_o .

$$\text{Transferencia de Exergia que acompanha fluxo de calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q \quad (4.2)$$

O termo entre parênteses é conhecido como fator de Carnot.

No caso que nos ocupa foi necessário calcular a exergia do bagaço para o qual foi utilizada a equação apresentada por Szargut para combustível sólido com umidade.

$$e_{X.BAG} = \beta(PCI + LZ_W) + e_{X_W} Z_W \quad (4.3)$$

Onde:

$e_{X.BAG}$ - Exergia específica do bagaço (kJ/kg)

β - É uma razão que é função das frações em massa de hidrogênio, carbono, oxigênio e nitrogênio presentes no bagaço, a qual é definida a continuação.

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160(Z_{H_2} / Z_C) - 0,2499(Z_{O_2} / Z_C)[1 + 0,7884(Z_{H_2} / Z_C)] + 0,0450(Z_{N_2} / Z_C)}{1 - 0,3035(Z_{O_2} / Z_C)} \quad (4.4)$$

Onde:

Z_X - Fração em massa dos diferentes elementos químicos

Z_W - Fração em massa da água presente no bagaço úmido (50 %)

PCI - Poder calorífico inferior do bagaço (7655 kJ/kg)

L - Entalpia de vaporização da água (2442 kJ/kg)

e_{X_W} - Exergia química da água líquida¹

Para o calculo do coeficiente β , as frações em massa adotadas foram 6,2 % para o hidrogênio, 49,5 % para o carbono e 44,3 % para o oxigênio. O conteúdo de nitrogênio foi

¹ tomada da figura 3.14 página 101 do libro de Szargut a qual depende da umidade relativa do ar atmosférico e de t_0 (temperatura de referência, igual a 25 °C). No nosso caso essa umidade relativa do ar foi adotada como 70 %, a exergia da água obtida de 50 kJ/kg.

Para o cálculo do coeficiente β , as frações em massa adotadas foram 6,2 % para o hidrogênio, 49,5 % para o carbono e 44,3 % para o oxigênio. O conteúdo de nitrogênio foi desprezado, estas frações foram obtidas do “Seminário sobre bagaço”. Centro de Tecnologia Copersucar. Piracicaba, 1982, assim como o valor do poder calorífico inferior do bagaço

O valor da exergia calculada foi de $e_{x \text{ BAG}} = 10259,335 \text{ kJ/kg}$.

4.3 Eficiência termodinâmica:

Funções como condicionamento de ar, tratamento térmico de materiais em fornos industriais e geração de vapor de processo requerem a combustão de carvão, combustíveis derivados do petróleo, biomassa, ou gás natural. Quando os produtos da combustão encontram-se a uma temperatura muito maior que a requerida para a tarefa, o uso final não estará bem integrado com a fonte de energia e só será obtido um uso ineficiente do combustível consumido.

Imaginemos um sistema fechado onde não existe troca de trabalho, e opera em estado estacionário. Suponhamos que ele recebe o calor Q_f à temperatura da fonte T_f e entrega o fluxo de calor Q_u à temperatura de uso T_u . Uma parte da energia é perdida nos arredores sendo refletida pelo calor Q_p , que atravessa uma porção da fronteira do sistema a temperatura T_p .

Os balanços de energia e exergia para o sistema fechado podem ser estabelecidos pelas expressões a continuação (Kirillin, 1986):

$$Q_f = Q_u + Q_p \quad (4.5)$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right)Q_f = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)Q_u + \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)Q_p + I \quad (4.6)$$

A expressão 4.5 indica que da energia transportada pelo fluxo de calor Q_f é utilizada Q_u , e perdida nos redores, Q_p . Isto pode ser descrito por uma eficiência energética que relacione os fluxos de energia de acordo com o conceito de produto/recursos segundo a seguinte expressão:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_f} \quad (4.7)$$

A expressão 4.6 mostra que a exergia introduzida ao sistema pelo fluxo de calor Q_f é transferida desde o sistema acompanhando os fluxos de calor Q_u e Q_p ou destruída por irreversibilidades internas. Isto pode ser descrito através de uma eficiência exergética que relacione os fluxos de exergia segundo o conceito de produtos/recursos, como define a equação 4.8.

$$\varepsilon = \frac{(1 - \frac{T_0}{T_u})Q_u}{(1 - \frac{T_0}{T_f})Q_f} \quad (4.8)$$

Fazendo uso da equação 4.7 em 4.8 podemos chegar à equação 4.9.

$$\varepsilon = \eta \frac{(1 - \frac{T_0}{T_u})}{(1 - \frac{T_0}{T_f})} \quad (4.9)$$

Tanto η como ε avaliam a efetividade da conversão de recursos em produtos. O parâmetro η avalia esta relação em termos energéticos, o parâmetro ε avalia em termos exergéticos. O parâmetro ε , definido em relação ao conceito de exergia, é denominado *eficiência exergética*.

A expressão 4.9 indica que um valor de η muito próximo da unidade como seja possível na prática é importante para uma utilização adequada da exergia transferida desde os gases de combustão quentes ao sistema. Embora isto por si só não garanta uma utilização efetiva. As temperaturas T_f e T_u também são importantes, pois o uso eficiente da exergia aumentará ao aproximar-se a temperatura T_u à temperatura da fonte T_f . Pelo que para uma utilização apropriada da exergia resulta desejável obter um valor de η próximo à unidade, até onde a prática permita e também uma integração adequada das temperaturas da fonte e de uso.

4.4 Eficiência termodinâmica por equipamento:

4.4.1 Eficiências de Primeira Lei.

Foi calculada a eficiência de primeira lei para cada um dos equipamentos fundamentais do sistema como turbomoendas, turbogeradores e turbobombas, no caso das caldeiras esta eficiência foi informada, Roxo (1997), para os cálculos.

Para o caso das turbomoendas, turbobombas e turbogeradores, a eficiência energética foi calculada como mostra a equação 4.10.

$$\eta = \frac{W_{MEC}}{\Delta H_{ISO}} \quad (4.10)$$

Onde:

W_{MEC} - Potência mecânica

ΔH_{ISO} - Salto térmico isoentrópico.

4.4.2. Eficiência de Segunda Lei.

Também foi definida a eficiência de Segunda Lei para estes equipamentos utilizando-se a proposta por Kotas,(1985) (Ψ').

O cálculo das exergias da água e do vapor foi feito mediante a equação 4.1, onde primeiramente é necessário definir um estado de referência, que em nosso caso foi a exergia da água líquida a 25 °C e 1 bar:

$T_o = 25 \text{ °C}$	$P = 1 \text{ bar}$	$h_o = 104,856 \text{ kJ/kg}$	$s_o = 0,36698 \text{ kJ/kg K}$
-----------------------	---------------------	-------------------------------	---------------------------------

A definição de eficiência térmica de Segunda Lei da Termodinâmica, para as turbomoendas, turbobombas e turbogeradores é:

$$\Psi' = \frac{\Delta H_{REAL}}{E_{X1} - E_{X2}} \quad (4.11)$$

Onde:

ΔH_{REAL} - Salto térmico real

E_{X1} - Exergia Total na entrada do equipamento

E_{X2} - Exergia Total na saída do equipamento

Incluídas as perdas de transmissão mecânica e as de geração elétrica, no gerador, resulta:

$$\Psi = \frac{W_E}{E_{X1} - E_{X2}} \text{ ou } \frac{W_{MEC}}{E_{X1} - E_{X2}} \quad (4.12)$$

Onde:

W_E - Potência elétrica

W_{MEC} - Potência mecânica

No caso específico das caldeiras, a eficiência de Segunda Lei é definida como:

$$\Psi = \frac{E_{XVSC} + E_{XVS} + E_{X.EXT.CON} - E_{X.AGUA.ENT}}{E_{X.BAG}} \quad (4.13)$$

Onde:

E_{XVSC} - Fluxo de exergia do vapor superaquecido

E_{XVS} - Fluxo de exergia do vapor saturado

$E_{X.EXT.CON}$ - Fluxo de exergia das extrações contínuas

$E_{X.AGUA.ENT}$ - Fluxo de exergia da água na entrada da caldeira

$E_{X.BAG}$ - Fluxo de exergia do bagaço consumido na caldeira.

4.5 Cálculo do consumo de bagaço das caldeiras.

Com o objetivo de conhecer a quantidade de bagaço consumido pelas caldeiras, e logicamente o excedente nas safras foi feito o cálculo de consumo de bagaço para cada uma delas.

No caso das caldeiras de baixa pressão, que além de vapor superaquecido produzem vapor saturado, os cálculos foram feitos através da equação 4.14

$$m_{bag} = \frac{mv_{sc}(hv_{sc} - ha_e)}{PCI \times \eta_c} + \frac{mv_s(hv_s - ha_e)}{PCI \times \eta_c} + \frac{ma_{ext}(ha_{ext} - ha_e)}{PCI \times \eta_c} \quad (4.14)$$

Onde:

m_{bag} - Quantidade de bagaço consumido [kg/s]

mv_{sc} - Fluxo de vapor superaquecido [kg/s]

mv_s - Fluxo de vapor saturado [kg/s]

ma_{ext} - fluxo de água extraída da caldeira [kg/s]

hv_{sc} - Entalpia do vapor superaquecido [kJ/kg]

hv_s - Entalpia do vapor saturado [kJ/kg]

ha_{ext} -Entalpia da água extraída da caldeira [kJ/kg]

ha -Entalpia da água de entrada na caldeira [kJ/kg]

PCI - Poder calorífico inferior do bagaço

η_c - eficiência da caldeira [0,77]²

No caso das caldeiras de alta pressão que só produzem vapor superaquecido, a expressão utilizada foi a mesma anterior, equação 4.14, só que neste caso não aparecerá o termo referente ao vapor saturado.

Os resultados obtidos para o consumo de bagaço em cada caldeira estão reportados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 Consumo de bagaço nas caldeiras (kg/s) para as safras avaliadas

	Cald. I	Cald. II	Cald. III	Cald. IV	Cald. V	Cald. VI	Cald. VII
safr 1996	9,32	9,32	9,24	5,24	3,1	9,14	9,19
safr 1997	9,5	9,5	9,5	5,68	6,04	9,14	10,95
safr 1998	4,95	4,95	4,95	5,01	4,95	15,78	15,76

Com a finalidade de verificar os dados, conhecendo a produção de bagaço total da usina na safra, foi determinada a quantidade de bagaço que sobrou, fazendo o balanço indicado na equação 4.15.

$$S_{BAG} = P_{RODBAG} - M_{TBAG} \quad (4.15)$$

Onde:

S_{BAG} - Sobra de bagaço [t/safra]

P_{RODBAG} - Produção de bagaço [t/safra]

² Eficiências das Caldeiras comunicação pessoal, Ing Roxo da Usina Vale do Rosário

M_{TBAG} - Massa total de bagaço consumida pelas caldeiras [t/safra]

Os cálculos de excedentes de bagaço estão reportados na tabela 4.2

Tabela 4.2 Produção, consumo e excedente de bagaço para as safras avaliadas.

	safra 1996	safra 1997	safra 1998 (92 dias)
Produção de bagaço na safra [10^3 t /safra]	1207,1	1363,6	535,1
Consumo total de bagaço pelas caldeiras [10^3 t /safra]	1078,4	1276,8	447,9
Sobra de bagaço na safra [10^3 t /safra]	128,7	86,7	87,2
Porcentagem de excedente em relação ao bagaço produzido [%]	10,66	6,36	16,29

4.6 Resultados de Eficiências de 1^{ra} e 2^{da} Lei.

Os resultados das eficiências de primeira e segunda lei assim como sua comparação para cada uma das safras são mostrados nas tabelas 4.3, 4.4, a seguir

Tabela 4.3 Comparação das eficiências de Primeira e Segunda Lei para as caldeiras.
(Safra 96 , 97 e 98)

<u>Equipamento</u>	<u>η Eficiência de Primeira Lei [%]</u>	<u>Ψ Eficiência de Segunda Lei [%]</u>
Caldeiras de Baixa Pressão	77,0	22,0
Caldeira de Alta Pressão	77,0	24,8

A grande diferença entre ambas eficiências é devida à sua própria definição. A Eficiência de Primeira Lei é definida como a energia útil absorvida pelo vapor em relação ao poder calorífico inferior do combustível. Já no caso da Segunda Lei ela estabelece a relação entre a potência teórica máxima que poderia ser extraída do vapor que sai da caldeira¹ e a exergia do bagaço. Ela põe em evidencia as irreversibilidades ou perdas que acontecem desde a liberação do calor pelo combustível durante o processo de combustão que é claramente irreversível até que é absorvido pela água.

Essa eficiência mostra como, parte das potencialidades de geração de trabalho (exergia) contida no combustível, é perdida através das trocas irreversíveis de calor, dadas fundamentalmente pela grande diferença de temperatura entre os gases produto da combustão e a água nos tubos da caldeira, além das perdas produto da diferença de temperatura entre os gases quentes e o meio e os gases quentes e o vapor no caso que exista também vapor superaquecido. A Segunda Lei no caso das caldeiras enfatiza e infere onde o homem pode atuar para diminuir estas perdas e elevar estas eficiências, seja melhorando o processo de combustão, ou melhorando a troca de calor mediante limpeza de superfícies de troca ou a elevação dos parâmetros de geração desse vapor. Mas a eficiência de Segunda Lei é muito clara, ainda tendo condições ideais de operação das caldeiras o máximo (teórico) que poderá ser aproveitado da energia contida no bagaço para a produção de potência elétrica, será, no caso das caldeiras de baixa, 22 %, e no caso das caldeiras de alta, 25 %.

No caso dos equipamentos turbo - acionados acontece o contrário como mostra a tabela 4.4.

Tabela 4.4 Comparação de eficiência de Primeira e Segunda Lei para os turbo acionados

	96	96	96	97	97	97	98	98	98
Equipamento	η	ψ'	ψ	η	ψ'	ψ	η	ψ'	ψ
Turbogeradores	65,0	79,0	69,0	65,4	79,2	69,9	65,4	79,2	69,9
Tandem I	38,3	49,4	45,1	38,3	49,4	45,1	38,3	49,4	45,1
Tandem II	38,3	49,4	45,1	38,3	49,4	45,1	38,3	49,4	45,1
Difusor	35,3	49,4	45,1	38,3	49,4	45,1	38,3	49,4	45,1
Turbobomba alta	52,7	63,0	60,0	52,8	62,8	60,3	52,8	62,8	60,3
Turbobomba baixa	54,5	62,0	61,5	54,4	62,1	61,5	54,4	62,1	61,5

Analisando os valores apresentados na tabela 4.4, logo se observa que as eficiências de segunda lei apresentam valores mais altos que as de primeira lei, isto é devido a que para ambas eficiências o numerador é o mesmo, mas no caso da eficiência de Primeira Lei o denominador considera um salto térmico ideal, que numericamente é maior que a variação do fluxo de exergia real no equipamento, ou seja, as condições de comparação na definição de eficiência segundo a primeira lei para estes equipamentos, são mais restritivas que no caso da segunda lei. Em qualquer

¹ Considerando que a potência é extraída até a condensação total do vapor e o resfriamento da água líquida até 25 °C, 1 bar.

das duas análises os resultados apontam como os equipamentos de maiores irreversibilidades as turbinas das moendas.

Note-se que nos resultados da eficiência de segunda lei existe uma variação de uma definição a outra, em dependência se temos em conta as perdas por transmissão mecânica, ou a eficiência do gerador elétrico. Geralmente estas baixas eficiências, podem estar associadas a limitações de desenho e construção destes equipamentos, limitações com os parâmetros de utilização do vapor, ou associadas a problemas de regime de exploração e manutenção no decorrer da vida dos equipamentos e que influenciam seu desempenho e aumentam as irreversibilidades deles e também do sistema.

4.7 Critérios de Desempenho Globais do Sistema, Baseados na Primeira Lei da Termodinâmica.

Fator de Utilização de Energia

Dentro dos parâmetros mais utilizados, segundo (Horlock ,1987), está o fator de utilização de energia ou simplesmente, eficiência de Primeira Lei. Para um sistema de cogeração é dado por:

$$FUE = \frac{W + Q_U}{m_{COMB} \times PCI} \quad (4.16)$$

Onde

W - Potência elétrica e/ou mecânica produzida [kW]

Q_U - Fluxo de calor útil para processo [kJ/s]

m_{COMB} - Vazão mássica de combustível [kg/s]

PCI - Poder calorífico inferior do combustível [7655kJ/kg]

Para fazer o cálculo deste fator o sistema será dividido em dois setores, setor de alta pressão, que inclui a parte de geração de potência, e o setor de baixa pressão, que inclui as moendas e o difusor (ver figuras 4 .1 e 4 .2). Logo a seguir, será calculado este fator de forma global. Segundo esta divisão será necessário calcular o calor útil para cada uma destes setores e

logo o calor útil total ou global do sistema que seria a soma de ambas as partes (baixa e alta pressão).

Cálculo do calor útil do sistema de alta:

$$Q_{U,ALTA} = H_{46} + H_{24} - H_1 - H_4 - H_6 \quad (4.17)$$

Onde os números referentes aos fluxos estão indicados nas figuras 4.1 e 4.2

Como mostra a equação 4.17 o calor útil do sistema de alta vai estar formado pela soma do fluxo de entalpia que sai dos turbogeradores e da turbobomba de alta menos o fluxo de entalpia do condensado de retorno do processo, água de reposição do sistema, e o fluxo de entalpia do vapor utilizado para o aquecimento no desaerador respectivamente(ver figura 4.1).

Cálculo do calor útil do sistema de baixa

$$Q_{U,BAIXA} = H_{117} + H_{133} + H_{148} + H_{85} + H_{86} + H_{152} + H_{155} + H_{156} + H_{97} - H_{47} - H_{52} - H_{54} \quad (4.18)$$

Já o calor útil do sistema de baixa, definido pela equação 4.18, estará formado pela soma dos fluxos de entalpia do vapor que abandona o tandem I, o tandem II, o difusor, os fluxos de entalpia dos consumidores de vapor saturado (cozedor a vácuo, centrífugas e secadores de açúcar), os fluxos de entalpia dos consumidores externos de vapor superaquecido (Hidrolisador, levedura termolizada e secador de levedura) e o fluxo de entalpia que abandona a turbo-bomba, menos o fluxo de entalpia do condensado de retorno do processo, água de reposição do sistema, e o fluxo de entalpia do vapor utilizado para o aquecimento no desaerador respectivamente (ver figura 4.2).

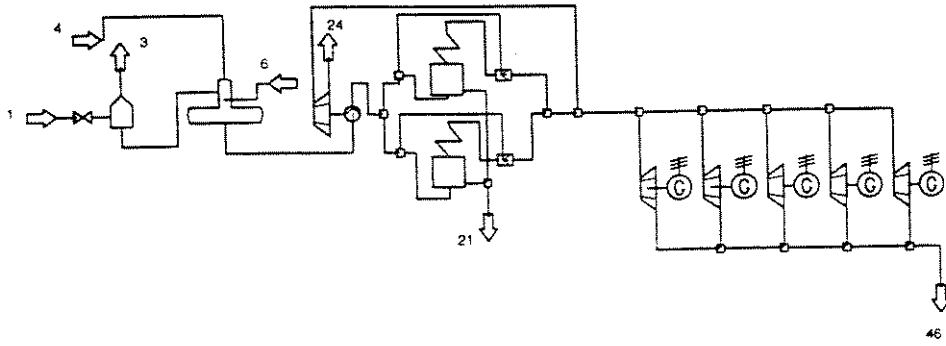


Figura 4.1 Sistema de Alta pressão

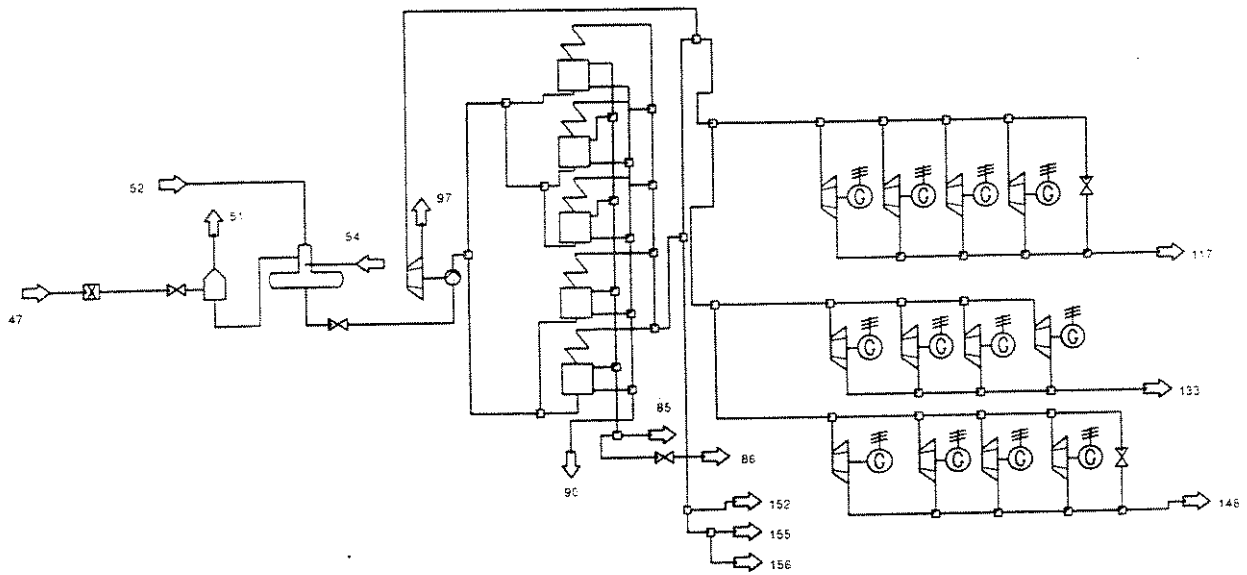


Figura 4.2 Sistema de baixa pressão

Cálculo do calor útil total do sistema

$$Q_{U.SIST} = Q_{U.ALTA} + Q_{U.BAIXA} \quad (4.19)$$

Setor de alta pressão, sistema de geração de potência elétrica.

W_{ELET} - Potência elétrica produzida kW

W_{MEC} - Potência mecânica produzida

$Q_{U.ALTA}$ - Calor útil do sistema de alta para o processo kW

$$FUE_{ALTA} = \frac{W_{ELET} + W_{MEC} + Q_{U.ALTA}}{m_{COMB} \times PCI} \quad (4.20)$$

Setor de baixa pressão do sistema: tandems e difusor.

$$FUE = \frac{W_{MEC} + Q_{U.BAIXA}}{m_{COMB} \times PCI} \quad (4.21)$$

Onde:

W_{MEC} - Potência mecânica produzida (turbobomba de baixa dos tandems e difusor, kW)

Para toda a planta:

$$FUE = \frac{W_{ELET} + W_{T.B.ALTA} + W_{T.B.BAIXA} + W_{TAN.J} + W_{TAN.II} + W_{DIF} + Q_{U.SIST}}{(m_{CI-VII} \times PCI)} \quad (4.22)$$

Onde :

m_{CI-VII} - fluxo total de bagaço consumido pelas caldeiras [kg/s]

Índice de Poupança de Energia

Um parâmetro apresentado por Huang (1996) refere-se à economia de energia de combustível (*Índice de Poupança de Energia*), obtida por sistemas de cogeração em comparação a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmica. Este índice é indicado pela sigla ESI. Para o caso do sistema em estudo este índice foi definido como segue.

$$ESI = \frac{m_{CI-VII} \times PCI}{\frac{W_{ELET} + W_{MEC}}{\eta_{TERM}} + \frac{Q_{U.SIST}}{\eta_{CALD}}} \quad (4.23)$$

Onde:

η_{TERM} - é a eficiência térmica de uma planta de potência de referência, foi adotado 0,4

η_{CALD} - é a eficiência de caldeiras que produzem vapor saturado apenas, foi adotado 0,77

m_{CI-VII} - fluxo total de bagaço consumido pelas caldeiras [kg/s]

$$W_{MEC} = W_{T.B.ALTA} + W_{T.B.BAIXA} + W_{TAND I} + W_{TAND II} + W_{DIFUSOR}$$

Então a razão de poupança de energia do combustível pode ser obtida como segue.

$$RPEC = 1 - ESI \quad (4.24)$$

Combustível Destinado à Produção de Potência

Outro parâmetro apresentado, e baseado no conceito de *Combustível Destinado a produção de Potência (FCP)*, que é definido como a razão de combustível para produzir potência em relação à potência produzida (elétrica e/ou mecânica) e é calculado como segue.

$$FCP = \frac{(m_{CI-VII} \times PCI) - \frac{Q_{U.SIST}}{\eta_{CALD}}}{W_{ELET} + W_{MEC}} \quad (4.25)$$

Onde:

m_{CI-VII} - Vazão mássica total de combustível utilizado [kg/s]

η_{CALD} - Eficiência Térmica da caldeira(valor adotado pela usina 0,77)

W_{ELET} - Potência elétrica produzida

W_{MEC} - Potência mecânica produzida

Este fator será calculado para os sistemas de alta e baixa pressão e o sistema em seu conjunto, considerando os valores de calor útil e potência mecânica e elétrica adequados a cada caso.

Então a eficiência de geração de potência define-se como:

$$\eta = \frac{1}{FCP} \quad (4.26)$$

Razão potência / Calor

Um outro índice indicador do perfil típico de um sistema de cogeração é o definido pela relação entre a quantidade de potência elétrica e/ou mecânica produzida e o calor destinado ao processo, indicado pela sigla PHR. Como nos outros casos, será calculado para o sistema de geração de potência, para o sistema de baixa e para o sistema em seu conjunto, considerando os valores adequados

$$PHR = \frac{W_{ELET} + W_{MEC}}{Q_U} \quad (4.27)$$

Na tabela 4.9 são apresentados os resultados obtidos no cálculo do calor útil, potência mecânica e elétrica nos diferentes casos.

Na tabela 4.10 são apresentados os critérios de desempenho baseados na primeira lei da termodinâmica, obtidos a partir das definições (4.16) a (4. 27).

Tabela 4.5 Resumo dos cálculos para as safras avaliadas

Parâmetros	(Safr 96)	(Safr 97)	(Safr 98)
$Q_{U \text{ alta}}$	87,4 MW	93,9 MW	149,2 MW
$Q_{U \text{ baixa}}$	197,2 MW	220,4 MW	130,7 MW
$Q_{U \text{ sistema}}$	284,7 MW	314,3 MW	280,0 MW
W_{ELET}	16,1 MW	17,5 MW	27,6 MW
$W_{\text{MEC. ALTA}}$	0,28 MW	0,32 MW	0,5 MW
$W_{\text{MEC. BAIXA}}$	10,6 MW	9,7 MW	9,1 M W
$W_{\text{MEC. SIST}}$	10,8 MW	27,5 MW	9,6 MW

Tabela 4.6 Resumos dos critérios de desempenho para as safras avaliadas

Critérios de desempenho	Safr 96	Safr 97	Safr 98
FUE (Sistema de Alta)	0,74	0,73	0,734
FUE (Sistema de Baixa)	0,75	0,75	0,736
FUE (Toda a Planta)	0,75	0,74	0,735
ESI (Índice de poupança energ)	0,954	0,968	0,945
RPEC(razão de poupan. Energ)= 1 - ESI	0,046	0,032	0,055
FCP de alta(Combust. para à Produz.de Potência)	1,63	1,79	1,697
FCP de baixa	1,96	2,239	2,22
FCP da planta	1,76	1,948	1,82
$\eta = 1 / \text{FCP eficiência na geração de potência (alta)}$	0,61	0,558	0,589
$\eta = 1 / \text{FCP eficiência na geração de potência (baixa)}$	0,51	0,446	0,45
$\eta = 1 / \text{FCP eficiência na geração de potência (planta)}$	0,57	0,513	0,548
PHR de alta (relação entre a pot. Mec. e/ou Elet. e calor Processo	0,187	0,189	0,189
PHR de baixa (relação entre a pot. Mec. e/ou Elet. e calor Processo	0,054	0,044	0,069
PHR da planta(relação enter a pot. Mec. ou Elet. e calor Processo	0,095	0,087	0,133

No livro “Cogeneration-Combined Heat and Power (CHP)” (Horlock,1997) é dedicado o capítulo 2 à discussão destes critérios ou índices dos sistemas combinados e são mostrados alguns dos valores destes coeficientes para diversos exemplos de sistemas combinados, a continuação são transcritos alguns deles junto aos obtidos para o sistema em estudo, na tabela 4.11.

Os esquemas dos sistemas objeto de comparação na tabela 4.11 e suas respectivas proporções de produção de potência e calor, estão indicados nas figuras 4.3 a 4.6.

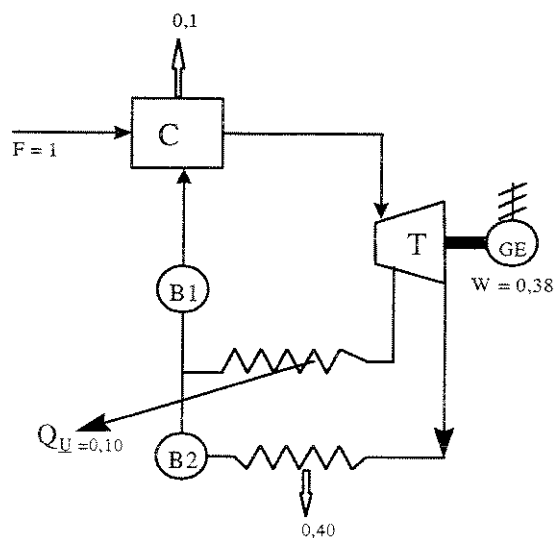


Figura 4.3 Planta de extração - condensação

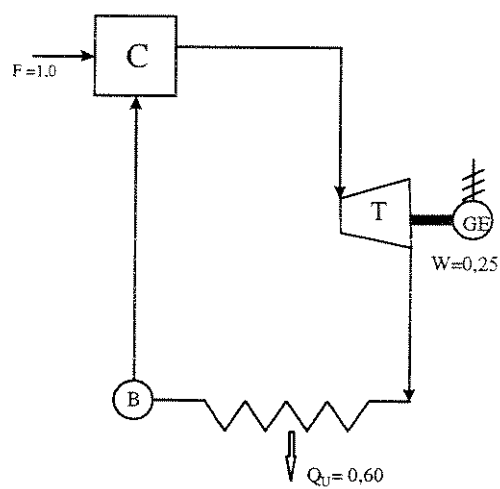


Figura 4.4 Planta de contra-pressão

Tabela 4.7 Comparação dos índices com os obtidos para outros sistemas

Exemplo	FUE	$\eta = 1 / \text{FCP}$	RPEC	FCP	P.H.R
Planta de extração condensação	0,48	0,43	0,057	2,33	3,8
Planta de contra - pressão	0,85	0,75	0,235	1,33	0,42
Turbina a gás com caldeira de recuperação	0,85	0,77	0,268	1,30	0,54
Ciclo combinado com sistema de contra - pressão	0,82	0,75	0,318	1,33	0,95
Usina “Vale do Rosário”(Safra 96)	0,75	0,57	0,046	1,76	0,095
Usina “Vale do Rosário”(Safra 97)	0,74	0,513	0,032	1,95	0,087
Usina “Vale do Rosario” (Safra 98)	0,735	0,548	0,055	1,82	0,133

Como pode-se observar nesta tabela o fator de utilização da energia (FUE) do sistema em estudo é ligeiramente inferior ao dos sistemas de comparação, com exceção da planta de extração - condensação, isto é devido fundamentalmente a que nas plantas expostas as caldeiras são de combustível líquido, cuja eficiência é muito maior que as caldeiras que queimam bagaço.

No caso da eficiência relativa à geração de potência (η), que neste estudo foi de 57, 51,3 e 54,8 %, é também mais baixa, devido as eficiências mais baixas das caldeiras, turbogeradores e turbomoendas. O próprio índice FCP mais alto, indica que no caso em estudo, utiliza-se mais energia para produzir 1 kW de potência elétrica e/ou mecânica.

No caso da poupança de energia do combustível (RPEC), observa-se uma economia de 4,6 %, 3,2 % e 5,5 % no combustível em relação a sistemas que produzem separadamente potência e calor, o que justifica uma vez mais as vantagens da cogeração neste caso. Outra vez, este índice é mais baixo que nos outros tipos de sistemas em razão do perfil diferente deste, claramente expresso pela relação potência / calor (PHR), muito mais baixa que nos outros casos.

Capítulo 5 Termoeconomia

Introdução

Neste capítulo será descrita a metodologia da Teoria do Custo Exergético, que foi usada para efetuar a avaliação termoeconômica do sistema de cogeração da usina objeto de nosso trabalho. São também apresentadas a descrição passo a passo da estrutura produtiva, as considerações feitas em cada uma das safras, assim como a discussão dos resultados conforme as variações feitas na citada estrutura, para a avaliação da influência das perdas de vapor à atmosfera nos produtos principais do sistema (vapor de escape e energia elétrica). São apresentados os custos exergéticos e monetários de cada um dos fluxos do sistema, em função da estrutura produtiva definida para cada safra.

5.1 Teoria do custo exergético.

A termoeconomia é uma metodologia de análise de sistemas térmicos, que pode ser vista como um aprimoramento de análises de sistemas pela segunda lei da termodinâmica. Ela utiliza conceitos da análise exergética junto a conceitos econômicos, tendo como resultado, numa única avaliação, custos econômicos e exergéticos.

O objetivo da análise termoeconômica é atribuir custo ao conteúdo exergético de um portador de energia, e quando aplicada a um sistema de produção, é a obtenção de uma função de custo adequada para aquele sistema. (Valero. et. al, 1986, Valero e Lozano, 1994).

O custo pode ser expresso em termos de exergia, ou em termos monetários, sendo também utilizada a denominação de exergoeconomia para metodologia semelhante (Tsatsaronis, 1994).

A análise de custo exergética baseia-se na contabilidade da destruição de exergia que experimentam os fluxos na sua passagem através dos diferentes equipamentos do sistema. O grau de destruição de exergia estará associado à concepção de cada equipamento, com a manutenção e forma de operação do mesmo.

Aspectos importantes da Teoria do Custo Exergético:

- A análise contabiliza as eficiências (e perdas exergéticas) em cada um dos volumes de controle (equipamento, conjunto de equipamentos, ou junções e bifurcações) do sistema, tendo como resultado o custo exergético de produção de cada um dos fluxos (portadores de energia).
- A medida do custo de um fluxo do sistema estará representada pela exergia contida nele.

Como resultado da aplicação do método são obtidos os seguintes resultados:

- São identificados os equipamentos do sistema onde existem as maiores irreversibilidades termodinâmicas, ou seja, os equipamentos mais ineficientes da planta.
- Considerando que o custo exergético monetário é proporcional ao conteúdo exergético do portador de energia, e adicionando os custos de capital e operação de cada equipamento, será possível obter como resultado final a função global de custo da planta. Na função são identificados cada um dos portadores de energia internos e os externos à planta (insumos e produtos).
- Esta função é importante na tomada de decisões: definir quais dos equipamentos necessitam de manutenção com maior frequência (maior incidência nos custos), na escolha entre alternativas tecnológicas, ou para otimização do funcionamento da planta.

Existem conceitos básicos na aplicação da Teoria do Custo Exergético, sendo os mais importantes para o presente estudo sumarizados a seguir.

Custo exergético (B^*): Definido como a quantidade de exergia necessária para obter um produto funcional.

Custo exergético unitário (K): indica o consumo de exergia requerido por uma instalação para gerar a unidade de exergia do produto. Representado pela equação 5.1.

$$K = \frac{\text{Custo.exergetico}}{\text{exergia}} = \frac{B^*}{B} \quad (5.1)$$

Como os processos reais são irreversíveis (ocorrem perdas e destruição de exergia), o custo exergético será sempre função do processo utilizado e, portanto:

$$\text{Custo exergético} (B^*) > \text{Exergia} (B)$$

Em consequência, o custo exergético unitário será sempre maior que a unidade, e seu inverso, a eficiência exergética, será inferior à unidade.

$$\eta = \frac{1}{K} = \frac{B}{B^*} \quad (5.2)$$

O custo monetário de cada fluxo portador de energia é calculado em base ao custo exergético, ele é indicado com (C): Definido como a soma dos custos da exergia utilizada e dos demais custos associados (capital, operação e manutenção, mão de obra) para a produção de um fluxo de produto ou insumo.

Os termos “ fuel ”, produto e perda introduzidos por Tsatsaronis, (1993), são também empregados, entendendo-se o “fuel” de uma maneira genérica, definido como a exergia que deve ser fornecida ao volume de controle ou sistema para materializar o produto desejado. O produto, como seu nome indica, será aquele resultado concreto que é obtido no volume de controle ou sistema que está sendo avaliado. Já a perda está associada a uma energia que não esta sendo

utilizada no sistema, e que é enviada ao meio e, portanto, não possui nenhuma utilidade dentro do contexto avaliado.

Assim, os conceitos de custo exergético unitário e eficiência exergética ficam definidos como:

$$\eta = \frac{\text{Pr oduto}(P)}{\text{Fuel}(F)} = 1 - \frac{\text{Perda}(L) + \text{Destruição}(D)}{\text{Fuel}(F)} \quad (5.3)$$

$$K = \frac{1}{\eta} = \frac{\text{Fuel}(F)}{\text{Pr oduto}(P)} = 1 + \frac{\text{Perda}(L) + \text{Destruição}(D)}{\text{Pr oduto}(P)} \quad (5.4)$$

O conhecimento do rendimento exergético global de uma instalação é insuficiente, se o objetivo é determinar o custo exergético dos produtos internos à planta e os individuais. Além do mais, pode haver interesse em conhecer com exatidão a quantidade de “fuel” necessária para constituir os fluxos internos do sistema.

Para isto deve-se dar resposta a duas perguntas:

1. É possível conhecer com exatidão a quantidade de “fuel” que foi necessário consumir para gerar cada um dos fluxos de matéria e/ou energia presentes no processo?
2. Se num sistema (volume de controle) existe mais de um produto identificável, existirá algum critério racional para distribuir o consumo total de “fuel” entre eles?

Trata-se então de formalizar a relação conceitual estabelecida anteriormente entre eficiência racional e custo exergético unitário, levando em conta que o sistema estará formado por diferentes subsistemas (volumes de controle) que se relacionam entre si e com o entorno, com o objetivo de produzir utilidades. Para responder essas indagações é preciso conhecer a exergia dos fluxos e definir de maneira clara e inequívoca o conceito de eficiência racional de cada um dos subsistemas que conformam a planta. De outra forma trata-se de definir com clareza as definições de “fuel”, produto e perda para volume de controle.

Um passo importante para a aplicação do método é o maior conhecimento possível do sistema a ser avaliado, já que deste dependerá um outro não menos importante, o qual incidirá nos resultados da avaliação e do grau de detalhe que será possível obter, que é a definição dos subsistemas em que será dividida a instalação em estudo.

Para lograr esta ultima finalidade é necessário:

- Conhecimento da instalação em função dos dados e parâmetros dos fluxos do sistema e dos equipamentos que for possível levantar.
- Ter uma visão global da planta, permitindo a simplificação de fluxos com características semelhantes que não fornecem informação adicional à análise, assim como eliminar a multiplicidade de equipamentos com idênticos objetivos e parâmetros, e que podem ser representados por um único volume de controle.
- Interesse no conhecimento dos custos exergéticos e exergoeconômicos dos fluxos intermediários para poder determinar o grau de incidência de cada um na formação dos custos dos produtos principais da planta.
- O nível de desagregação dos volumes de controle também dependerá do objetivo que se persiga na avaliação.

Uma vez definida a estrutura física do sistema (volumes de controle, fluxos que relacionam os volumes entre si e com o meio), a idéia básica da avaliação de custo é reduzida a uma simples realização de balanços para cada um dos subsistemas, onde o custo exergético dos produtos será igual à soma dos custos exergéticos dos insumos utilizados na sua produção.

Para definir a função termodinâmica de cada unidade do sistema, será necessário definir a *estrutura produtiva* do mesmo, e que apresente concordância com o conceito de eficiência exergética. Especifica-se nesta estrutura que fluxos ou combinações dos mesmos constituem produto (P), insumos "fuel" (F) e perda (P), levando em conta que:



- Os fluxos presentes numa unidade só poderão ser classificados num único tipo, como “fuel”, produto o perda para uma mesma unidade produtiva;
- A exergia dos fluxos definidos como fuel, produto o perda da unidade produtiva será sempre positiva ou nula;
- O balanço de exergia pode ser determinado como:

$$D = F - P - L \quad (5.5)$$

Estas definições de *estrutura física e produtiva* são as mesmas que serão utilizadas para a determinação dos custos tanto exergéticos como monetários.

Segundo Valero e Lozano (1993), para a determinação dos custos devem ser consideradas quatro proposições, que partem das definições das estruturas anteriormente referidas.

Cerqueira, (1999), resume claramente estas proposições, os procedimentos de sua aplicação para a formação da chamada matriz de produção, utilizada na aplicação do método. Essas proposições são:

(P1) Os custos exergéticos (B^*) e exergoeconômicos (C_s) são quantidades conservativas, como consequência de suas definições, e pode-se portanto escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema. Na determinação do custo exergético, o lado direito de cada equação de balanço será igual a zero; e, na determinação do custo exergoeconômico, igual aos demais custos associados ao sistema, com sinal negativo ($-Z$).

(P2) Na ausência de informações externas, o custo exergético de um insumo suprido externamente ao sistema é igual à sua exergia ($B_i^* = B_i$), o custo exergoeconômico é o custo de aquisição do insumo ($C_{si} = C_i$).

(P3) Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser incluídos no custo final do produto, o que se traduz na atribuição de custo zero a todas as perdas ($B_i^* = C_{si} = 0$).

As proposições 2 e 3 permitem escrever tantas equações quantos forem os fluxos supridos ao sistema e as perdas. Como, em geral, o número de fluxos sempre é maior que o número de sistemas mais os fluxos de entrada e saída, as equações obtidas através das proposições da um a três não tornam o sistema determinado. As equações necessárias para realizar tal objetivo serão obtidas pela aplicação de duas proposições finais.

(**P4a**) Se uma parcela ou todo o insumo de uma unidade é a variação da exergía de um fluxo que a atravessa, então o custo exergético unitário do fluxo é constante através da unidade.

(**P4b**) Se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos unitários de cada um destes fluxos.

Uma dificuldade da Teoria do Custo Exergético é não estabelecer regras para unidades dissipativas, cujo produto não pode ser definido em termos termodinâmicos. Esta estabelece que o custo das irreversibilidades associadas a sua operação devem ser cobrados como insumo nas unidades produtivas.

Para uma estrutura produtiva definida, mediante a aplicação das proposições acima referidas definirá o sistema de equações, que será único e determinado. Este sistema de equações lineares pode ser vantajosamente representado na forma de matrizes e vetores:

$$\vec{M}\vec{C} = \vec{Y}$$

A matriz de custo **M** é constituída por três submatrizes, correspondentes à aplicação das quatro proposições:

A matriz de incidência, ($\vec{A}$) proposição (**P1**), a matriz de entradas e saídas ($\vec{\alpha}_{EL}$) sem valor (perdas), proposições (**P2**) e (**P3**), e a matriz das bifurcações ($\vec{\alpha}_b$) proposições (**P4a**) e (**P4b**). Associados a estas submatrizes estão os três subvetores em que se divide o vetor de valoração externa ($\vec{Y}$), correspondente ao lado direito das equações.

No que segue será detalhado passo a passo o procedimento de construção do sistema de equações.

A matriz de incidência $A_{n \times m}$, com número (n) de linhas igual ao número de unidades e número de colunas (m), igual ao de fluxos, é construída atribuindo aos elementos (A_{ij}) da matriz o valor +1 se o fluxo j entra na unidade i, -1 se deixa a unidade e 0 se não se relaciona com ela. Na determinação do custo exergético, o subvetor a ela associado (Y^A) é o vetor nulo e, na determinação do custo exergoeconômico, cada elemento (Y_i^A) é igual aos demais custos associados à unidade, com sinal negativo ($-Z_i$).

Em termos do custo exergético, a parte do sistema correspondente à matriz de incidência será como segue.

$$\vec{A} \vec{B}_i^* = 0 \quad (5.6)$$

Para o custo exergético a matriz de incidência será representada como:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & \dots & A_{1m} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & \dots & A_{2m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & A_{n3} & \dots & A_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_1^* \\ B_2^* \\ B_3^* \\ \vdots \\ B_m^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.6')$$

Cada equação algébrica obtida expressa acima será o balanço de custo exergético de um dos subsistemas definidos.

Se no cálculo econômico apenas é considerado o custo dos insumos, e tendo em conta que o custo monetário referido aos energéticos do sistema é também uma propriedade conservativa, podemos fazer a operação:

$$\vec{A} \vec{C}_F = 0 \quad (5.7)$$

A qual pode ser explicitada da seguinte maneira:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & \dots & A_{1m} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & \dots & A_{2m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & A_{n3} & \dots & A_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{F1} \\ C_{F2} \\ C_{F3} \\ \vdots \\ C_{Fm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Em (5.7) tem-se a mesma matriz de incidência, que em (5.6) sendo que neste caso o vetor de custo exergético é substituído pelo de custo monetário, onde cada elemento representa o custo monetário de cada fluxo portador de energia do sistema, contabilizando apenas a incidência do custo dos energéticos utilizados em cada fluxo.

O cálculo dos custos monetários pode ser efetuado a partir dos custos de capital, operação e manutenção, desagregados por volumes de controle. A equação (5.7) transforma-se na (5.8).

$$\vec{A}\vec{C} = -\vec{Z} \quad (5.8)$$

Onde:

$$\vec{A}\vec{C} = \vec{A}\vec{C}_F + \vec{A}\vec{C}_C + \vec{A}\vec{C}_{OM} \quad (5.9)$$

levando em conta (5.7) anterior::

$$\vec{A}\vec{C}_F = 0 \quad (5.7)$$

De (5.7), (5.8) e (5.9), resulta:

$$-\vec{Z} = \vec{A}\vec{C}_C + \vec{A}\vec{C}_{OM} \quad (5.10)$$

O vetor Z tem o mesmo número de termos que subsistemas (volumes de controle) do sistema, sendo que cada um de seus valores será igual ao valor monetário dos custos de capital

(C_c), operação e manutenção (C_{OM}) de cada subsistema. No trabalho apenas são considerados estes tipos de custos.

A matriz de entrada e saídas (α_{EL}), subdividida em duas: entradas (E) e saídas (L). A de entrada tem tantas linhas quantas forem as entradas do sistema. Em cada linha atribui-se a todos os elementos o valor zero, com exceção do elemento correspondente ao fluxo de entrada, ao qual se atribui valor 1. Ao elemento do vetor correspondente (Y^E) atribui-se, na determinação do custo exergético, valor igual ao fluxo de exergia ($Y_i^E = B_i$), e na determinação do custo exergoeconômico, valor igual ao custo de aquisição do fluxo, por unidade de tempo ($Y_i^E = C_i$).

Em cada linha i nos fluxos de perda (L) atribui-se ao elemento correspondente ao fluxo de perda o valor 1 e aos demais valor zero. No vetor correspondente (Y^L) o elemento terá valor zero, considerando que a “perda” não tem utilidade posterior ($Y_i^L = 0$). O número de linhas desta matriz é igual ao de fluxos que se considerem perdas.

O conjunto de equações referidas às entradas do sistema, pode ser escrito em forma matricial como:

$$\vec{\alpha}_E \vec{B}_i^* = \vec{Y}^E \quad (5.11)$$

No cálculo dos custos monetários, a equação correlata à (5.11) será como segue.

$$\vec{\alpha}_E \vec{C}_f = \vec{C}_f^E \quad (5.12)$$

Onde as unidades do vetor da direita são ($\$/s$), e os valores dos energéticos C_{fy}^E , são determinados pelos preços de mercado :

$$\vec{C}_F^E = \begin{bmatrix} C_{f1}^E \\ C_{f2}^E \\ . \\ . \\ C_{fn}^E \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

De forma geral, incluindo as entradas e perdas a eq (5.12) pode-se representar como:

$$\vec{\alpha}_{EL} \vec{C}_f = \vec{C}_f^{EL} \quad (5.14)$$

Onde:

$$\vec{C}_f^{EL} = \begin{bmatrix} C_{f1}^E \\ C_{f2}^E \\ \vdots \\ C_{fn}^E \\ - \\ C_1^L \\ C_2^L \\ \vdots \\ C_n^L \end{bmatrix} \quad (5.14')$$

As equações suplementares são representadas na matriz de bifurcações (α_b), que tem número de linhas igual ao necessário para transformar a matriz M numa matriz quadrada. O vetor correspondente (Y^{bf}) tem sempre todos os elementos iguais a zero.

Em forma matricial pode-se indicar este novo conjunto de equações da forma:

$$\vec{\alpha}_b \vec{B}_i^* = \vec{0} \quad (5.15)$$

Estas equações, chamadas de *bifurcações*, originam-se da aplicação das proposições (P4a) e (P4b) expostas anteriormente.

Representando a matriz de produção M para o cálculo dos custos exergéticos ela ficaria da seguinte maneira:

$$\begin{bmatrix} \vec{A} \\ \text{---} \\ \vec{\alpha}_{EL} \\ \text{---} \\ \vec{\alpha}_b \end{bmatrix} [\vec{B}^*] = \begin{bmatrix} \vec{0} \\ \text{---} \\ \vec{Y}^{EL} \\ \text{---} \\ \vec{0} \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

A matriz ampliada da esquerda inclui a matriz de incidência, entradas e saídas e bifurcações. O vetor da direita inclui o vetor das exergias dos fluxos de entrada e saída e dois vetores nulos.

No caso que se deseje determinar os custos monetários, considerando apenas o custo dos energéticos, a representação fica como segue:

$$\begin{bmatrix} \vec{A} \\ \text{---} \\ \vec{\alpha}_{EL} \\ \text{---} \\ \vec{\alpha}_b \end{bmatrix} [\vec{C}_f] = \begin{bmatrix} \vec{0} \\ \text{---} \\ \vec{C}_f^{EL} \\ \text{---} \\ \vec{0} \end{bmatrix}$$

A matriz da esquerda é a matriz produtiva, igual à anterior (5.16), o vetor da direita inclui o vetor dos custos dos energéticos determinados pelo preço de mercado e dois vetores nulos.

Se o objetivo do cálculo é determinar os custos monetários dos fluxos do sistema levando em conta além dos custos dos energéticos, os custos de capital, operação e manutenção de cada um dos subsistemas da planta, a representação matricial fica definida da seguinte forma.

$$\begin{bmatrix} \vec{A} \\ \text{---} \\ \vec{\alpha}_{EL} \\ \text{---} \\ \vec{\alpha}_b \end{bmatrix} [\vec{C}] = \begin{bmatrix} -\vec{Z} \\ \text{---} \\ \vec{C}^E \\ \text{---} \\ \vec{0} \end{bmatrix}$$

A matriz da esquerda continua sendo a matriz de produção, e o vetor da direita inclui o vetor Z, que inclui os custos de capital, operação e manutenção de cada subsistema, um vetor $\vec{C}^E$ que representa o custo dos energéticos ou insumos da planta e um vetor nulo.

Quanto maior seja o grau de detalhe da matriz de incidência do processo, maiores serão as possibilidades de estudar as causas de ineficiência da planta. Embora uma matriz de incidência com um nível de desagregação muito grande, corresponda a um incremento do número de medidas físicas a serem determinadas, e, portanto, da complexidade da matriz de produção. Deste fato a importância de obter um nível de agregação adequado com os objetivos e o alcance visados no trabalho.

5.2 Métodos de alocação de custos

Valero et al, (1994) consideram a distribuição de custos em um sistema de cogeração, como foi denominado por Gaggioli (1983), por meio do *método das extrações*. Nesse método cada subsistema tem um único objetivo, por exemplo, no caso de uma turbina a vapor, gerar potência. Neste caso os custos exergéticos unitários do vapor que entra e sai da turbina são igualados. Assim, ao fluxo que constitui o objetivo do subsistema, são imputados além de todas as irreversibilidades que acontecem na turbina, também os custos de instalação, capital, operação e manutenção dos equipamentos desse subsistemada.

Considerando que os critérios de locação de custos extrapolam os limites da termodinâmica, sendo em verdade econômicos, Gaggioli, (1983), e Reistad e Gaggioli, (1980), propõem um segundo método: *método das igualdades*. Ainda considerando o exemplo da turbina a vapor, neste

caso os custos exergeticos unitários da potência e o vapor de saída da turbina são igualados, repartindo assim os custos antes mencionados entre eles.

Em Reistad e Gaggioli, (1980) ainda são definidos outros dois métodos de alocação de custos: o *método do trabalho como subproduto*, recomendado para ser aplicado quando o vapor de baixa (seguindo o exemplo da turbina a vapor) é considerado a finalidade principal do sistema de cogeração, e finalmente, o *método do vapor como subproduto*, sendo aqui a potência considerada o produto principal do sistema.

Neste trabalho será aplicado o método de alocação de custos proposto por Valero e Lozano, definindo-se para cada volume de controle (subsistema) uma única finalidade e, portanto, um único produto.

5.3 Estrutura Produtiva para o sistema avaliado.

Uma vez definidos os objetivos da análise, trata-se agora de, a partir da estrutura física da planta de cogeração (figura A .1 e A .2, apêndice A), construir a estrutura produtiva. Logicamente, a primeira é como uma fotografia do sistema que será avaliado, com cada um dos equipamentos e linhas de fluxo que possui, e que estará enriquecido por toda a quantidade de dados coletados durante o levantamento do sistema.

Esta estrutura física serviu de base para os balanços de massa, energia e exergia, feitos no capítulo 3, mediante o simulador IPSE, e cujos resultados aparecem no apêndice A, para cada uma das safras avaliadas. A figura A .1 corresponde à estrutura física das safras 96 e 97 e a figura A .2 à safra 98 ambas encontram-se no apêndice A. Como pode ser apreciado, a estrutura física consta de 164 fluxos, cujas propriedades foram determinadas a partir dos dados coletados na fábrica. Estes dados, assim como as propriedades de cada fluxo, aparecem no apêndice A .

Existe uma diferença entre a estrutura física das safras 96 e 97 em relação à safra 98, devido a que nesta última encontra-se instalado um turbogerador adicional (turbogerador # 6), mas na construção destas estruturas se manteve a mesma seqüência na numeração dos fluxos, é por isso que o número máximo dado em ambas estruturas aos fluxos é 164, sendo que, em realidade, para

as safras 96 e 97 não existem os fluxos 43, 44, 45, que são os fluxos de entrada , saída do vapor ao turbogerador #6 e a potência gerada pelo mesmo.

O próximo passo consistiu na formulação da estrutura produtiva através da estrutura física, para o qual foi necessário, de acordo com a informações obtidas no levantamento dos dados, determinar os volumes de controle e os fluxos principais que os relacionam entre si e com o meio. As estruturas produtivas para cada uma das safras são mostradas através das figuras 5.1(para as safras 96 e 97) e 5.2 (para a safra 98).

Como pode ser visto, a estrutura produtiva das safras 96 e 97 têm 36 volumes de controle denotados em algarismos romanos, já na safra 98 este número foi reduzido para 31. Isto é devido a que nesta safra foi utilizado um turbogerador a mais. Ao mesmo tempo, deixam de existir 6 volumes de controle em relação à estrutura produtiva da safras 96 e 97, são eles as bifurcações que representam os volumes de controle XXIV e XXIX, as junções que representam os subsistemas XXVIII e XXXII, e as válvulas de estrangulamento que existem no Tandem I e no difusor, representados pelos volumes de controle XXVI e XXXI, já que para os dias avaliados na safra de 98 essas válvulas não foram utilizadas, não sendo incluídas na análise, deixando de terem sentido as junções e bifurcações também antes mencionadas. Assim, nas safras de 96 e 97 restaram 36 subsistemas com 89 fluxos, e na safra de 98, 31 subsistemas com 84 fluxos. Nas tabelas 5.1 e 5.2 são mostrados os elementos que conformam cada volume de controle e a classificação de cada fluxo em fuel, produto e perda para as safras 96,97 e a safra 98 respetivamente.

Tabela 5.1 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para as safras 96 e 97

Volume de controle	elemento do subsistema	Fuel (F)	Produto (P)	Perda(L)
I	Flash e Desaerador	$B_1+B_4+B_3$	B_5	B_2
II	Turbobomba de alta	$B_{24}-B_{25}$	B_6-B_5	-
III	Bifurcação	B_6	$B_7+B_9+B_{11}+B_{12}$	-
IV	Caldeira de Alta I	$W_{E46}+B_{15}+B_{16}$	B_8-B_7	$B_{17}+B_{10}$
V	Caldeira de Alta II	$W_{E47}+B_{18}+B_{19}$	$B_{14}-B_{11}$	$B_{13}+B_{20}$
VI	Desuperaquecedor I	B_8+B_9	B_{22}	-
VII	Desuperaquecedor II	$B_{12}+B_{14}$	B_{21}	-
VIII	Junção	$B_{21}+B_{22}$	B_{23}	-
IX	Bifurcação	B_{23}	$B_{26}+B_{24}$	-
X	Bifurcação	B_{26}	$B_{27}+B_{29}+B_{31}+B_{33}+B_{35}$	-
XI	Turbogerador I	$B_{27}-B_{28}$	W_{E40}	-
XII	Turbogerador II	$B_{29}-B_{30}$	W_{E41}	-
XIII	Turbogerador III	$B_{31}-B_{32}$	W_{E42}	-
XIV	Turbogerador IV	$B_{33}-B_{34}$	W_{E43}	-
XV	Turbogerador V	$B_{35}-B_{36}$	W_{E44}	-
XVI	Junção	$B_{28}+B_{30}+B_{32}+B_{34}+B_{36}$	B_{39}	-
XVII	Junção-Bifurcação	$W_{E40}+W_{E41}+W_{E42}+W_{E43}+W_{E44}$	$W_{E46}+W_{E47}+W_{E48}+W_{E49}+W_{E50}$	-
XVIII	Flash e Desaerador	$B_{51}+B_{53}+B_{54}$	B_{55}	B_{52}
XIX	Turbobomba de baixa	$B_{65}-B_{66}$	$B_{56}-B_{55}$	-
XX	Todas as caldeiras de baixa(numa só)	$W_{E48}+B_{57}+B_{58}$	$B_{60}+B_{64}-B_{56}$	$B_{59}+B_{63}$
XXI	Bifurcação	B_{64}	$B_{65}+B_{67}+B_{68}+B_{70}$	-

Volume de controle	elemento do subsistema	Fuel (F)	Produto (P)	Perda(L)
XXII	Bifurcação (uma válvula)	B_{60}	$B_{61}+B_{62}$	-
XXIII	Bifurcação(duas válvulas)	B_{70}	$B_{71}+B_{72}+B_{73}$	-
XXIV	Bifurcação	B_{67}	$B_{74}+B_{75}$	-
XXV	Tandem I	$B_{74}-B_{76}$	W_{M1}	-
XXVI	Válvula Redutora I	B_{75}	B_{78}	-
XXVII	Tandem II	$B_{68}-B_{80}$	W_{M2}	-
XXVIII	Junção	$B_{76}+B_{78}$	B_{79}	-
XXIX	Bifurcação	B_{69}	$B_{82}+B_{83}$	-
XXX	Preparo do Difusor	$B_{82}-B_{84}$	W_{M3}	-
XXXI	Válvula Redutora II	B_{83}	B_{86}	-
XXXII	Junção	$B_{84}+B_{86}$	B_{87}	-
XXXIII	Junção	$B_{25}+B_{39}+B_{66}+$ $B_{79}+B_{80}+B_{87}$	B_{88}	-
XXXIV	Bifurcação	B_{88}	$B_{90}+B_{91}$	B_{89}
XXXV	Bifurcação	B_{91}	B_4+B_{54}	-
XXXVI	Bifurcação (representa processo)	B_{90}	$B_1+B_{51}+B_{Q92}$	-

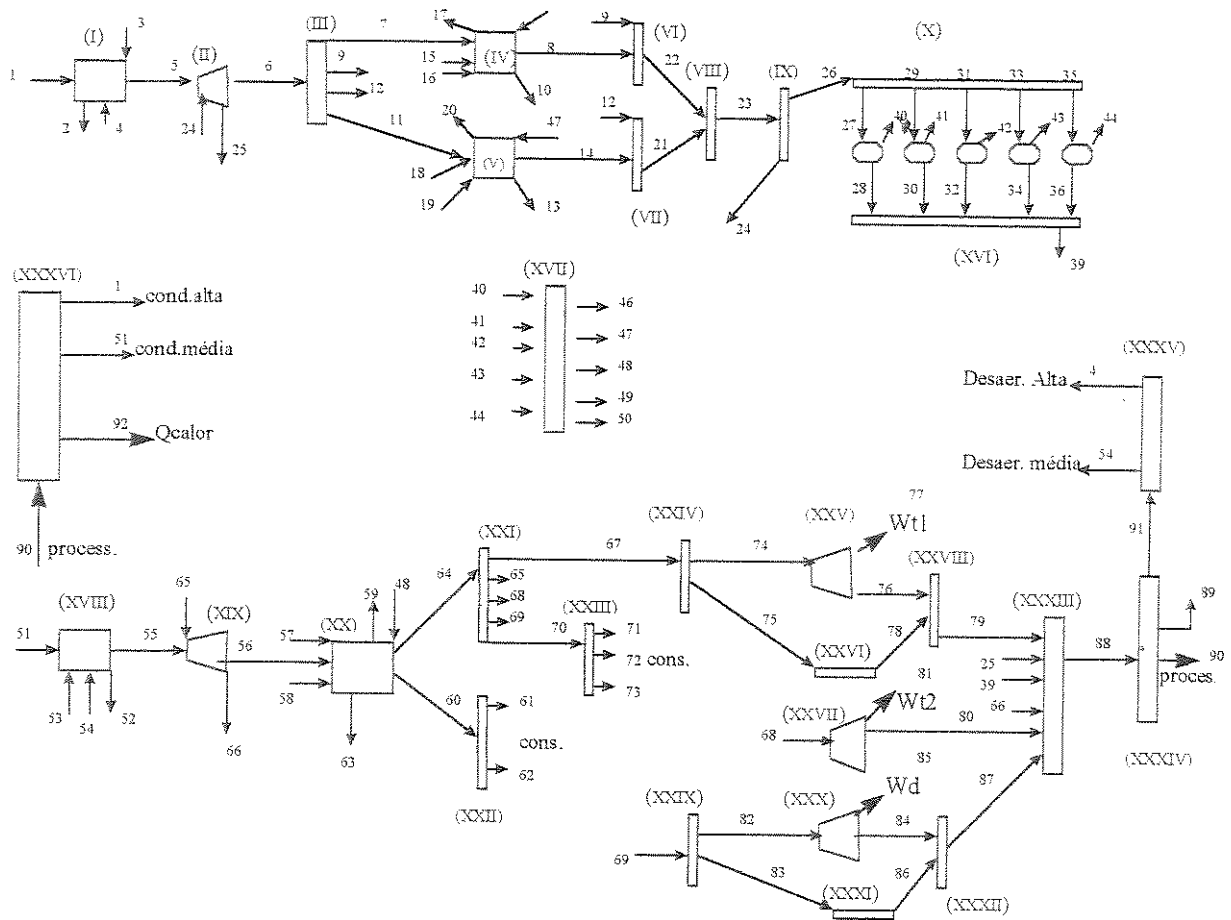


Figura 5.1 Estrutura produtiva para as safras 96 e 97

Tabela 5.2 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para a safra 98

Volume de controle	elemento do subsistema	Fuel (F)	Produto (P)	Perda(L)
I	Flash e Desaerador	$B_1+B_4+B_3$	B_5	B_2
II	Turbobomba de alta	$B_{24}-B_{25}$	B_6-B_5	-
III	Bifurcação	B_6	$B_7+B_9+B_{11}+B_{12}$	-
IV	Caldeira de Alta I	$W_{E46}+B_{15}+B_{16}$	B_8-B_7	$B_{17}+B_{10}$
V	Caldeira de Alta II	$W_{E47}+B_{18}+B_{19}$	$B_{14}-B_{11}$	$B_{13}+B_{20}$
VI	Desuperaquecedores	B_8+B_9	B_{22}	-
VII	Desuperaquecedores	$B_{12}+B_{14}$	B_{21}	-
VIII	Junção	$B_{21}+B_{22}$	B_{23}	-
IX	Bifurcação	B_{23}	$B_{26}+B_{24}$	-
X	Bifurcação	B_{26}	$B_{27}+B_{29}+B_{31}+B_{33}+B_{35}$	-
XI	Turbogerador I	$B_{27}-B_{28}$	W_{E40}	-
XII	Turbogerador II	$B_{29}-B_{30}$	W_{E41}	-
XIII	Turbogerador III	$B_{31}-B_{32}$	W_{E42}	-
XIV	Turbogerador IV	$B_{33}-B_{34}$	W_{E43}	-
XV	Turbogerador V	$B_{35}-B_{36}$	W_{E44}	-
XVI	Turbogerador VI	$B_{37}-B_{38}$	W_{E45}	-
XVII	Junção	$B_{28}+B_{30}+B_{32}+B_{34}+B_{36}+B_{38}$	B_{39}	-
XVIII	Junção Bifurcação	$B_{40}+B_{41}+B_{42}+B_{43}+B_{44}+B_{45}$	$B_{46}+B_{47}+B_{48}+B_{49}+B_{50}$	-
XIX	Flash e Desaerador	$B_{51}+B_{53}+B_{54}$	B_{55}	B_{52}
XX	Turbobomba de baixa	$B_{65}-B_{66}$	$B_{56}-B_{55}$	-
XXI	Todas as caldeiras de baixa(numa só)	$W_{E48}+B_{57}+B_{58}$	$B_{60}+B_{64}-B_{56}$	$B_{59}+B_{63}$
XXII	Bifurcação	B_{64}	$B_{65}+B_{67}+B_{68}+B_{70}$	-

Volume de controle	elemento do subsistema	Fuel (F)	Produto (P)	Perda(L)
XXIII	Bifurcação (uma válvula)	B_{60}	$B_{61}+B_{62}$	-
XXIV	Bifurcação (duas válvulas)	B_{70}	$B_{71}+B_{72}+B_{73}$	-
XXV	Tandem I	$B_{67}-B_{76}$	W_{M1}	-
XXVI	Tandem II	$B_{68}-B_{80}$	W_{M2}	-
XXVII	Preparo do Difusor	$B_{69}-B_{84}$	W_{M3}	-
XXVIII	Junção	$B_{25}+B_{39}+B_{66}+B_{76}+B_{80}+B_{84}$	B_{88}	-
XXIX	Bifurcação	B_{88}	$B_{90}+B_{91}$	-
XXX	Bifurcação	B_{91}	B_4+B_{54}	-
XXXI	Bifurcação(represent a o processo)	B_{90}	$B_1+B_{51}+B_{Q92}$	-

5.4 Matriz de Produção

De acordo com a metodologia adotada uma vez estabelecida a estrutura produtiva, procede-se à montagem da matriz de produção, composta por três submatrizes: a de incidência, a de entradas e saídas sem valor, e das bifurcações. Como é de esperar, para cada estrutura produtiva teremos uma matriz de produção.

Como no caso avaliado, as matrizes serão da ordem de 89 x 89 para as safras 96 e 97, e de 84 x 84 para a safra de 98, a apresentação dessas matrizes não é prática. A seguir são apresentados alguns exemplos das equações de balanço utilizados na análise dos volumes de controle mais representativos do sistema. As equações que conformam a matriz de produção para cada estrutura produtiva encontram-se no apêndice C.

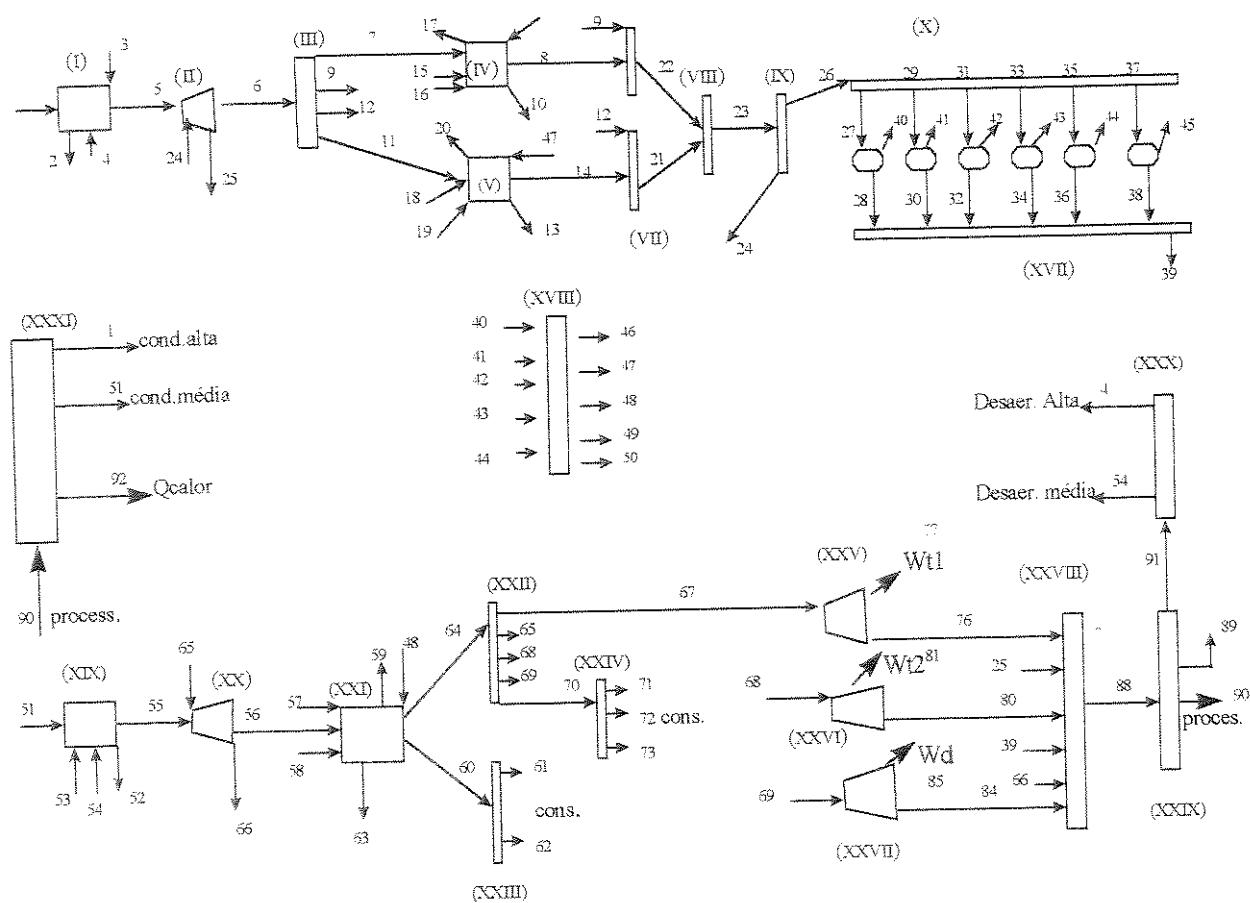


Figura 5.2 Estrutura produtiva para a safra 98

Turbogerador I (Volume de controle XI)

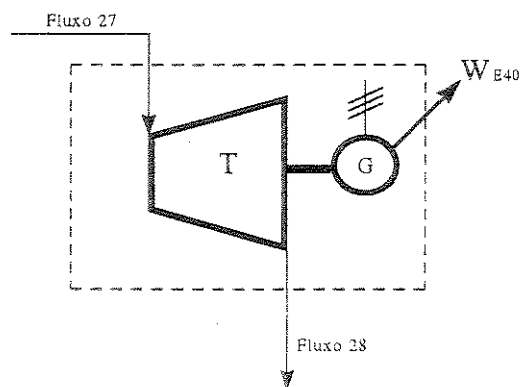


Figura 5.3 Volume de controle turbogerador

Equações de balanço de custos no volume de controle turbogerador:

$$C_{27} - C_{28} - C_{WE40} + Z_{11} = 0 \quad (5.16) \text{ Proposição (P1)}$$

$$k_{27} = k_{28} \quad (5.17) \text{ Proposição (P4)}$$

Caldeira de Alta I (Volume de Controle IV)

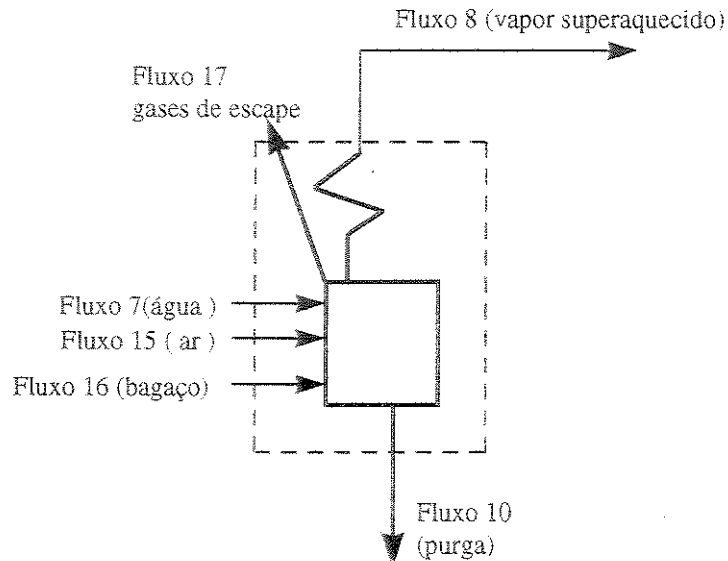


Figura 5.4 Volume de controle caldeira de alta

Equações do balanço de custo no volume de controle caldeira:

$$C_{15} + C_{16} + C_{WE46} + C_7 - C_8 - C_{10} - C_{17} + Z_4 = 0 \quad (5.18) \quad \text{Proposição (P1)}$$

$$C_{16} = C_{BAG} \times m_{BAG} \quad (5.19) \quad \text{Proposição (P2)}$$

$$C_{15} = 0 \quad (5.20) \quad \text{Proposição (P3)}$$

$$C_{17} = 0 \quad (5.21) \quad \text{Proposição (P3)}$$

$$C_{10} = 0 \quad (5.22) \quad \text{Proposição (P3)}$$

Turbomoenda I (Volume de controle XXV safra 96)

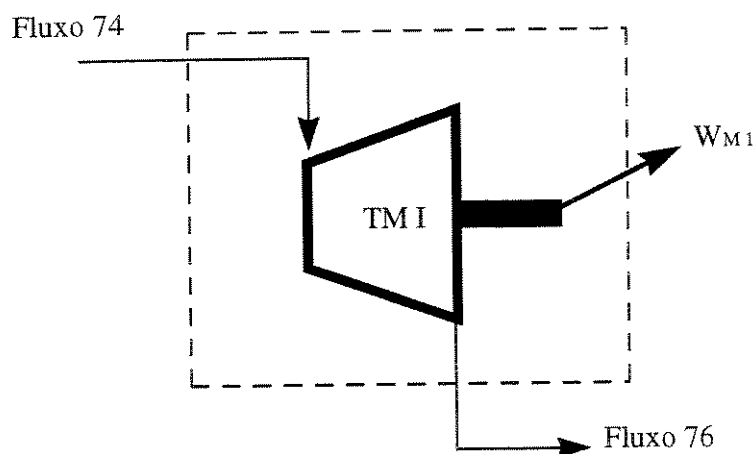


Figura 5.5 Volume de controle turbomoenda

Equações de balanço no volume de controle turbomoenda:

$$C_{74} - C_{76} - C_{WM1} + Z_{25} = 0 \quad (5.23) \quad \text{Proposição (P1)}$$

$$K_{74} = K_{76} \quad (5.24) \quad \text{Proposição (P4)}$$

Turbobomba de Alta (Volume de controle II)

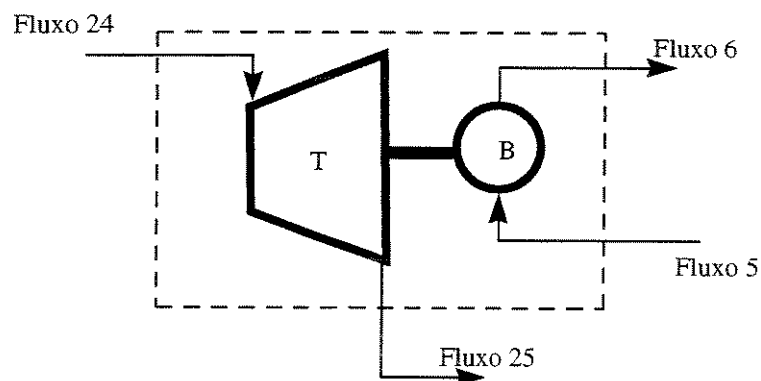


Figura 5.6 Volume de controle turbobomba de alta

Equações de balanço no volume de controle turbobomba:

$$C_5 + C_{24} - C_6 - C_{25} + Z_2 = 0 \quad (5.25) \text{ Proposição (P1)}$$

$$K_{24} = K_{25} \quad (5.26) \text{ Proposição (P4)}$$

Bifurcação (Volume de controle XXXI safra 96)

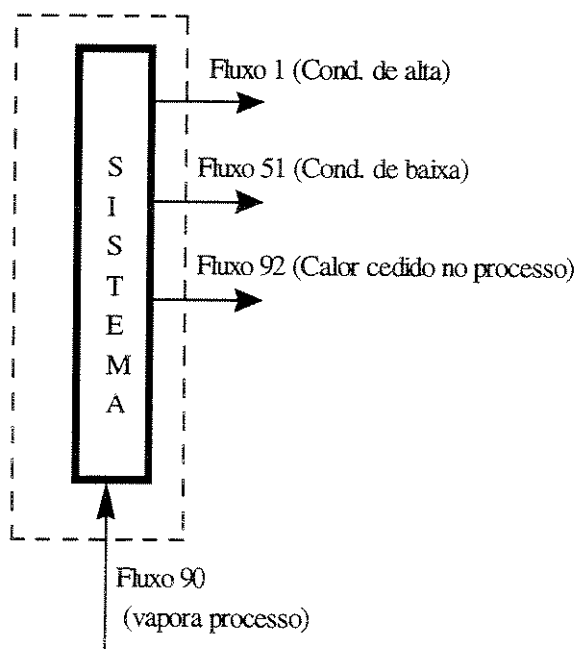


Figura 5.7 Volume de controle bifurcação

Este volume de controle é virtual, ele representa o processo, já que o vapor que fornece a planta de cogeração entra no mesmo (fluxo 90), e saem dele o calor cedido ao processo (fluxo 92), e os condensados do sistema de alta e de média pressão (fluxo 1 e 51, respectivamente). As equações para este volume de controle são:

$$B_{90} - B_1 - B_{51} = B_{92}^Q \quad (5.27) \text{ (Balanço de exergia)}$$

$$C_{90} - C_1 - C_{51} - C_{Q92} + Z_{31} = 0 \quad (5.28) \text{ Proposição (P1)}$$

$$K_1 = K_{90} \quad (5.29) \text{ Proposição (P4)}$$

$$K_1 = K_{51} \quad (5.30) \text{ Proposição (P4)}$$

5.5 Levantamento dos dados econômicos

Uma vez construída a matriz de produção para cada uma das safras que seriam avaliadas, o próximo passo foi a realização dos cálculos exergéticos e monetários de cada um dos fluxos do sistema.

Os cálculos exergéticos poderiam ser já realizados, pois a exergia de cada um dos fluxos da planta, assim como dos insumos (água de reposição e bagaço) foram calculadas para a realização do balanço exergético capítulo 4.

Para a realização dos cálculos monetários, devera-se começar pelo levantamentos dos preços de aquisição de cada um dos equipamentos envolvidos nos volumes de controle.

As principais fontes de informação que se dispunha foram os registros de preços de aquisição existentes na usina, e dados obtidos de alguns fornecedores de equipamentos da usina como as empresas Hiter: Indústria e Comércio de Controle Termo-hidráulico (da região de Ribeirão Preto-SP) e a SERMATEC : Indústria e Montagens Ltda (Sertãozinho-SP, Ribeirão Preto-SP).

Em alguns dos casos de levantamento dos preços dos equipamentos, não estavam disponíveis todos os itens que decidimos incluir na análise monetária, pelo que tivemos que estabelecer porcentagens em relação ao preço de aquisição do equipamento, baseados em valores

praticados na usina e em outros trabalhos de cálculo econômico. Os percentuais adotados estão listados na tabela 5.3'

Tabela 5.3' Percentuais (do custo de cada equipamento) utilizados na estimativa dos itens correspondentes.

Custo	Percentuais
Custo de Instalação	20 %
Custo das tubulações	10 %
Custo da instrumentação e equipes de controle	6 %
Custo de equipamentos elétricos e materiais	10 %
Custos das construções civis	15 %
Custo de operação e manutenção	5 %

(Bejan, et al. 1995), (Walter, 1997), (Roxo, 1999)

Como os equipamentos da usina foram adquiridos em diferentes anos, foi adotada uma data referencial para o cálculo, fixada em janeiro de 1998, e todos os valores foram corrigidos, considerando como se a planta fosse adquirida nessa data, começando a funcionar imediatamente. Alguns dos valores disponíveis estavam expressos em dólares norte-americanos, e outros em reais, e em diferentes anos, tornando necessário efetuar conversões e correções para janeiro de 1998, foram utilizados os coeficientes que aparecem na revista Cojuntura Econômica, junho 1998, preços e câmbios, pág.IV, e economia internacional, pág. XVII, respectivamente.

Não foi possível localizar o valor da turbina da bomba de baixa, pelo que foi necessário utilizar uma correlação para estimar seu valor. Essa expressão permite que através do conhecimento das características e preços de outra turbobomba, neste caso a de alta pressão, e das características da turbobomba de baixa, pode-se estimar seu valor. Esta expressão foi tomada do livro de Moran, Tsatsaronis e Bejan (1996).

$$C_{EY} = C_{EX} \left(\frac{S_Y}{S_X} \right)^\alpha \quad (5.31)$$

Onde:

C_{EY} - Custo do equipamento a ser determinado

C_{EX} - Custo do equipamento conhecido

S_Y - Tamanho ou capacidade do equipamento Y

S_X - Tamanho ou capacidade do equipamento X

α - Fator de escala.

Os cálculos para este equipamento constam no apêndice B

Para a realização dos cálculos monetários, o vetor de valoração externa necessita ser expresso em unidades monetárias por segundo. Para tanto é necessário fazer o cálculo das anuidades dos equipamentos.

$$A = I \left[\frac{j(1+j)^N}{(1+j)^N - 1} \right] \quad (5.32)$$

Onde:

A - Valor da anuidade

I - Custo do equipamento

j - Taxa de juros anual

N - Número de anos

Para levar este valor anual a um valor por segundo foi considerado o tempo real de funcionamento da planta durante o ano. Para as safras de 96 e 97 este tempo foi de 229 e 245 dias respectivamente. No caso da safra de 1998, os dados foram colhidos em 92 dias de safra, no entanto os cálculos aqui apresentados referem-se a uma duração da safra de 230 dias, previsão feita pela usina.

Os custos de operação e manutenção devem ser anualizados, pelo que na hora de substituir os preços dos equipamentos na expressão 5.32 estes custos não devem ser incluídos. Dessa forma a anualidade de cada volume de controle será expressa como:

$$A = A_{\text{EQUIPAMENTO}} + A_{\text{OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO}}$$

Todo o levantamento de preço de aquisição dos equipamentos, assim como o cálculo das anuidades, são reportados no apêndice B.

5.6 Cálculos Realizados

É bom esclarecer que o objetivo principal da avaliação termoeconômica foi captar os custos dos principais fluxos do sistema, imaginando que a planta seria montada como nova e com os preços levantados como descritos no apêndice B . Cada volume de controle foi tratado como um “centro de custo” determinando assim os custos dos fluxos que saem dele, sendo os insumos determinados pelo centro de custos de onde eles vem.

Na resolução do sistema de equações foi utilizado um programa desenvolvido pelo professor Jorge Llagostera, 1999, com o que foram determinados os custos exergéticos, exergéticos unitários e monetários dos fluxos do sistema para cada uma das safras a serem avaliadas.

Foram efetuados cálculos com base em diferentes considerações, incluindo variações de preço do bagaço e de eficiência das caldeiras. Foi avaliado o comportamento dos custos da energia elétrica vendida em função da abordagem utilizada para a consideração das perdas de vapor à atmosfera (nas safras 97 e 98 ocorreu essa perda). Nesse caso foi determinada qual parcela do custo dos fluxos é devido ao custo dos insumos (bagaço e água de reposição). A seguir são apresentados os cálculos realizados para cada safra e os resultados para os fluxos principais da planta. Todos os resultados aparecem reunidos em forma de tabelas, para cada uma das safras analisadas, e em função das considerações efetuadas para os cálculos.

5.6.1 Safra 1996

Os dados completos para a safra de 1996 aparecem no apêndice A . Estão incluídos tanto os dados de funcionamento da usina assim como da simulação com os balanços de massa, energia e exergia, que junto à construção da matriz produtiva, permitiram o cálculo dos custos exergéticos unitários e os custos monetários. Foi também determinada a parcela dos custos totais que é devida ao custo dos insumos (bagaço e água de reposição). Todos os cálculos foram feitos para eficiência das caldeiras de 77 % e preço do bagaço de 8 US\$/t, e a água de reposição de 0,20 US\$/t.

Na tabela 5.3 são apresentados os resultados para os fluxos mais importantes do sistemas.

Tabela 5.3 Resultados da avaliação termoeconômica para os fluxos mais importantes (safra96)

Safra 96						
<i>fluxos</i>	No	K	US\$/T	US\$/MWh	US\$/T (Ins)	US\$/MWh (Ins)
fluxo água alimentação de alta	1	5,30	0,258		0,162	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,32		44,917		17,846
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,32		49,006		17,846
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,32		49,006		17,846
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,32		49,006		17,846
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,32		48,994		17,846
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,32		48,185		17,846
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,32		48,185		17,846
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,32		48,185		17,846
potência elét. vendida consum. externo	49	6,32		48,186		17,846
potência elét. consumo interno(processo)	50	6,32		48,185		17,846
fluxo água alimentação de baixa	51	5,30	0,254		0,160	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,16		75,629		32,128
potência mecânica produzida tandem II	81	11,16		69,398		32,128
potência mecânica produzida no difusor	85	11,16		58,096		32,126
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0	0			0,0
fluxo de vapor ao processo	90	5,30	4,24			2,671
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,30	4,24			2,671
Fluxo de calor ao processo	92	5,30		24,103		15,183

Um aspecto a ser destacado nestes primeiros resultados são os valores elevados do custo exergético unitário da potência mecânica produzida nas turbomoendas dos tandems I e II, e no sistema de preparo do difusor, isto deve-se principalmente ao baixo valor da eficiência destes equipamentos, ao redor de 42 %. Nas terceira e quarta colunas da tabela anterior são apresentados os custos totais dos fluxos, enquanto que na quinta e sexta colunas são apresentados os custos que incluem somente os insumos externos da planta (bagaço e água de reposição). Nota-se que essa parcela não é desprezível. Para a potência elétrica gerada seu valor está em torno de 36 % do custo total, já para as potências mecânicas, é da ordem do 47 %. O valor mais alto é obtido para o calor cedido no processo, onde essa parcela chega a 63 %. Estes valores ressaltam a importância da eficiência das caldeiras, que está muito ligada ao consumo dos insumos energéticos. O valor do fluxo 89 nesta safra têm custo zero, já que não foi ejetado vapor à atmosfera. Na figura 5.8 aparece a formação dos custos exergéticos unitários ao longo do fluxograma, para cada um dos subsistemas.

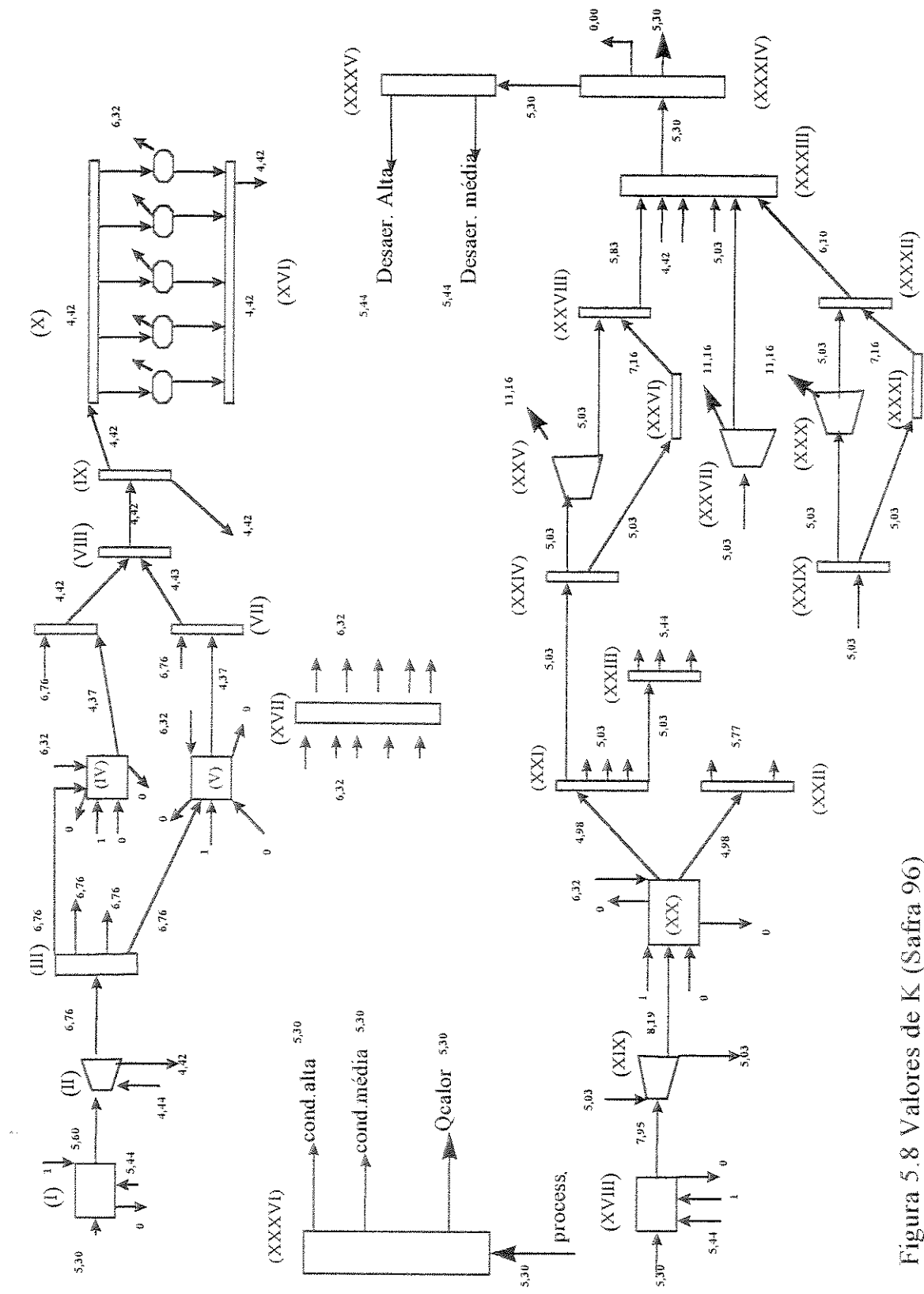


Figura 5.8 Valores de K (Safra 96)

5.6.2 Safra 1997

Como para a safra de 1996, nesta também foram calculados os custos exergéticos unitários e custos monetários, determinando-se também que parcela do custo total dos fluxos é devida aos insumos externos. Esses cálculos foram feitos para as mesmas condições de eficiência das caldeiras e de preço do bagaço considerados na safra 96. A safra de 1997 diferencia-se da anterior pois há um fluxo de vapor sendo ejetado na atmosfera (fluxo 89). O tratamento dado a este fluxo influi sobre os resultados que podem ser obtidos. Três abordagens diferentes foram consideradas (ver apêndice C as modificações necessárias na estrutura produtiva do sistema para cada um dos tratamentos em termos de equações):

1. Foi considerado como uma perda, e portanto sem valor (custo exergético unitário $K=0$). Os resultados desta abordagem são mostrados na tabela 5.4 a continuação para os principais fluxos do sistema.

Tabela 5.4 Resultados da avaliação para a safra 1997 (abordagem 1)

Safra 97						
<i>fluxos</i>	No	K	US\$/T	US\$/MWh	US\$/T (Ins)	US\$/MWh (Ins)
fluxo água alimentação de alta	1	5,57	0,254		0,170	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,38		41,153		17,928
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,38		44,671		17,928
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,38		44,671		17,928
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,38		44,671		17,928
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,38		44,672		17,928
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,38		43,968		17,928
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,38		43,968		17,928
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,38		43,968		17,929
potência elét. vendida consum. externo	49	6,38		43,968		17,928
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,38		43,967		17,929
fluxo água alimentação de baixa	51	5,56	0,252		0,169	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,20		73,987		32,161
potência mecânica produzida tandem II	81	11,20		65,279		33,160
potência mecânica produzida no difusor	85	11,20		54,424		32,161
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,57	4,201		2,813	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,57	4,201		2,813	
Fluxo de calor ao processo	92	5,57		23,746		15,90

Os valores mais elevados do custo exergético unitário são apresentados pela potência mecânica gerada nas turbomoendas e sistema de preparo do difusor, seguidos pela potência

elétrica gerada. A diferença existente no custo monetário da energia elétrica gerada no turbogerador I é devido ao custo deste equipamento ser inferior ao dos demais. Quando são considerados apenas os custos dos insumos externos, constata-se que o custo obtido para esse turbogerador é igual ao dos demais.

Em relação às parcelas do combustível, o valor correspondente aos turbogeradores ficou ao redor de 40,7 %, para a potência mecânica 50 %, e para o fluxo de vapor de processo em torno de 68 %. Deve-se recordar que nesta safra houve uma perda de vapor para o ambiente, a qual não está sendo considerada neste item. Esta abordagem penaliza principalmente o custo do vapor que está sendo enviado ao processo. Na figura 5.9 pode ser observada a formação dos custos exergéticos unitários para esta safra, os números em cor preta, representam a formação desses custos para esta primeira forma de tratar o fluxo 89 (ou seja, como simples perda).

2. A segunda abordagem dada a este fluxo de vapor à atmosfera, consiste em considerar seu valor. Assim esse fluxo tem um valor de exergia que está sendo jogado fora e, portanto, acarreta um custo nesse ponto. Os resultados para os fluxos principais são apresentados a seguir na tabela 5.5, e na figura 5.9, pode ser observada a formação dos custos exergéticos unitários dos fluxos ao longo dos equipamentos da planta, apresentados na cor azul para esta abordagem.

Como observa-se na tabela 5.5, o custo da potência mecânica produzida nas turbomoendas e sistema de preparo do difusor são também as de maior valor. No entanto, pode-se apreciar uma pequena diminuição não só no custo exergético unitário para este equipamento, mas também em todos os restantes, devido a se tratar o fluxo 89 como uma perda com valor, isto é, o vapor enviado ao processo não assume todo o ônus por essa perda, o que faz seu custo diminuir. Em consequência, os custos dos fluxos de condensado, e também dos restantes fluxos do sistema diminuem, como indicam os resultados. O custo dessa perda é de 3,37 \$/t, considerando que sendo despejados à atmosfera aproximadamente 9 t/h de vapor, isso corresponde a um custo de 30,33 US\$/h. É certo que a repercussão desta perda nos custos não é tão significativa, já que as variações ocorrem na segunda casa decimal. À medida em que esse fluxo seja maior, ou aumente o preço do bagaço, esta influência será cada vez mais marcante. Em relação às parcelas de combustível, estas também não apresentaram variações apreciáveis em média.

Tabela 5.5 Resultados da avaliação para a safra 1997 (abordagem 2)

Safra 97(perda 89 com valor)						
<i>fluxos</i>	No	K	US\$/T	US\$/MWh	US\$/T (Ins)	US\$/MWh (Ins)
fluxo água alimentação de alta	1	5,48	0,250		0,167	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,37		41,117		17,905
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,37		44,636		17,905
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,37		44,636		17,905
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,37		44,636		17,905
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,37		44,636		17,905
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,37		43,932		17,904
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,37		43,932		17,904
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,37		43,933		17,905
potência elét. vendida consum. externo	49	6,37		43,932		17,904
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,37		43,931		17,905
fluxo água alimentação de baixa	51	5,47	0,248		0,166	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,18		73,908		32,108
potência mecânica produzida tandem II	81	11,18		65,199		32,107
potência mecânica produzida no difusor	85	11,18		54,344		32,107
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	5,47	3,372		2,258	
fluxo de vapor ao processo	90	5,47	4,133		2,767	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,47	4,133		2,767	
Fluxo de calor ao processo	92	5,47		23,361		15,642

3. A terceira abordagem consistiu em penalizar a energia elétrica como responsável pelo excedente de vapor que está sendo despejado à atmosfera. Para esta consideração teve-se que realizar pequenas alterações na estrutura produtiva, pois agora o fluxo 89 não será considerado uma saída à atmosfera, e formará parte dos fluxos que entram no volume de controle (XVII) (ver no apêndice C as alterações na estrutura produtiva em termos de equações). Neste volume entram todos os fluxos de potência elétrica gerada nos turbogeradores, e saem os fluxos de potência a serem consumidos pelas caldeiras, pelo processo, e a parcela que é vendida ao consumidor externo. Aqui foram calculados os mesmos itens que na avaliação anterior, e com os mesmos parâmetros para bagaço e para eficiência.

Os resultados são mostrados na tabela 5.6. Na figura 5.9 mostra-se a sequência de formação de custos exergéticos unitários dos fluxos através dos diferentes subsistemas da planta, sendo que os mesmos são representados em vermelho para esta terceira abordagem.

Tabela 5.6—Resultados da avaliação para a safra 1997 (abordagem 3)

Safra 97 (fluxo 89 na Energ. Elét.)						
<i>fluxos</i>	No	K	US\$/T	US\$/MWh	US\$/T (Ins)	US\$/MWh (Ins)
fluxo água alimentação de alta	1	5,49	0,250		0,168	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,38		41,187		17,951
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,38		44,705		17,951
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,38		44,705		17,951
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,38		44,705		17,951
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,38		44,705		17,951
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,79		45,713		19,097
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,79		45,713		19,097
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,79		45,713		19,097
potência elét. vendida consum. externo	49	6,79		45,713		19,096
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,79		45,712		19,097
fluxo água alimentação de baixa	51	5,49	0,248		0,166	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,20		74,022		32,183
potência mecânica produzida tandem II	81	11,20		65,313		32,183
potência mecânica produzida no difusor	85	11,20		54,457		32,184
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	5,49	3,380		2,263	
fluxo de vapor ao processo	90	5,49	4,143		2,774	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,49	4,143		2,774	
Fluxo de calor ao processo	92	5,49		23,417		15,680

Como se reflete nos resultados da tabela anterior, penalizar a energia elétrica pela perda de vapor tem efeito direto nos custos, pois todos eles aumentam a partir já das caldeiras, devido a que a energia que será consumida nas caldeiras aumenta seu custo. O vapor produzido fica mais caro, e as unidades produtivas consumidoras desse vapor repassarão esse aumento para seus produtos (potência elétrica, mecânica, vapor a processo). No caso das parcelas do custo correspondente aos insumos só existe aumento “significativo” (1%) para os custos da potências elétricas consumida pela caldeiras, processo e vendida ao consumidor externo, em relação à situação avaliada utilizando a abordagem 2. No entanto a divisão de custos resulta diferente quando se compara esta última opção com a primeira, na primeira opção a potência elétrica tinha custo menor que nesta, mais o calor para processo era mais caro.



5.6.3 Safra 1998

Para a safra de 1998, foram calculados igualmente os custos exeréticos unitários e monetários para os fluxos do sistema. Nesta safra foram consideradas também as diferentes abordagens em relação ao fluxo 89 (perda de vapor), pois ocorreu o lançamento de vapor à atmosfera. Usando as condições desta safra também foram avaliadas a influência que tinha nos custos o aumento do preço do bagaço assim como o aumento da eficiência das caldeiras. A parcela dos custos devido aos consumos externos da planta também foram avaliados. Como no caso da safra anterior explicaremos separadamente os distintos cálculos feitos segundo o tratamento dado ao escape de vapor para atmosfera. Todos os resultados destas avaliações estão recolhidos no apêndice C, junto com as modificações que foi necessário efetuar na estrutura produtiva da planta em termos de equações para efetuar a avaliação de cada uma das condições.

1.-A primeira abordagem foi considerar este fluxo como uma perda sem valor. Com esta consideração foi avaliado a influência do preço do combustível (0US\$/t, 2US\$/t, 4US\$/t, 6US\$/t, 8US\$/t, 10US\$/t, 12US\$/t) e o aumento da eficiência das caldeiras de 77 % para 85%. Os resultado desta avaliação estão expressos através das figuras 5.10, 5.11, 5.12, 5.13, 5.14, mostrados a seguir.

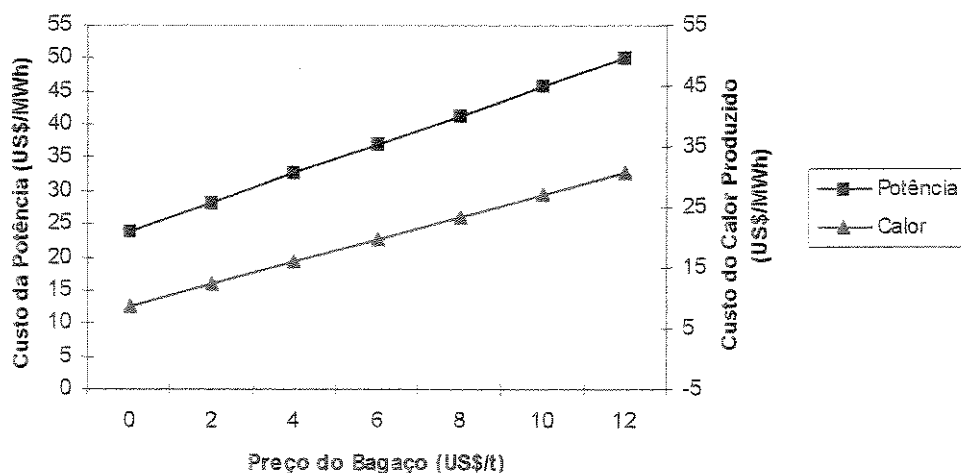


Figura 5.10—Influência do preço do bagaço no custo da energia elétrica vendida e o calor produzido para eficiência da caldeira de 77 %.

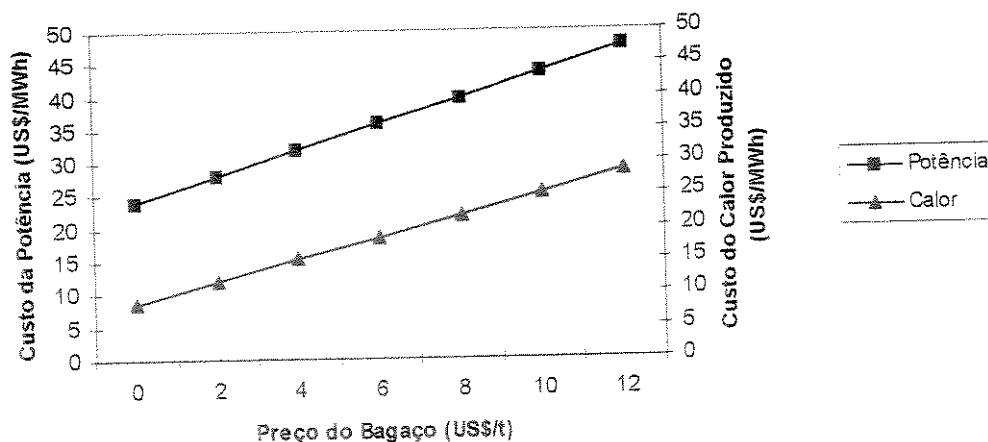


Figura 5.11—Influência do preço do bagaço no custo da energia elétrica vendida e o calor produzido para eficiência da caldeira de 85 %.

Como pode ser apreciado nos dois gráficos anteriores, para uma mesma eficiência das caldeiras, na medida que aumenta o preço do bagaço aumenta o custo da potência elétrica vendida e do calor utilizado no processo, havendo um custo mínimo a ser pago por ambos fluxos, que é obtido quando o valor do bagaço seja zero. Esse valor só corresponderia ao investimento de capital, operação e manutenção dos equipamentos e seria independentemente da eficiência das caldeiras. Na medida que o preço do combustível aumenta, a influência da eficiência das caldeiras começa a estar presente, no caso da potência elétrica vendida, um aumento de 77 % para 85 % de eficiência, para uma variação do custo do bagaço entre 2 US\$/t e 12 US\$/t, provoca uma diminuição de custo na faixa de 1,7 % para 5 %. Referente ao calor de processo esta redução é de 2,8 % para 6,7 %.

Comparando os gráficos anteriores se observa a tendência do aumento crescente do custo médio da energia elétrica gerada com o aumento do preço do combustível. Esses aumentos, para um preço mínimo de 6 US\$/t e um máximo de 12 US\$/t são de 25,6 % para eficiência de 77 % e de 24 %, para 85 %. Um aumento da eficiência como o indicado, provocam uma redução do custo da energia elétrica gerada, de 3,3 % para o bagaço a 6 US\$/t, e de 5 % para o bagaço a 12 US\$/t.

A potência mecânica também será influenciada pelos preços do bagaço e pela eficiência das caldeiras, a tendência destes aumentos é mostrada nas figuras 5.12 e 5.13 a continuação.

Como ocorre com a potência elétrica gerada, o custo da potência mecânica também sofre aumento com o aumento do preço do combustível, e diminui seu custo com o aumento da eficiência das caldeiras. Para um aumento de eficiência como o considerado, são obtidas reduções nos custos da potência mecânica por tandem (para um preço de bagaço de 8US\$/t): Tandem I (3,5 %), Tandem II (3,8 %), preparo do Difusor (4,6 %).

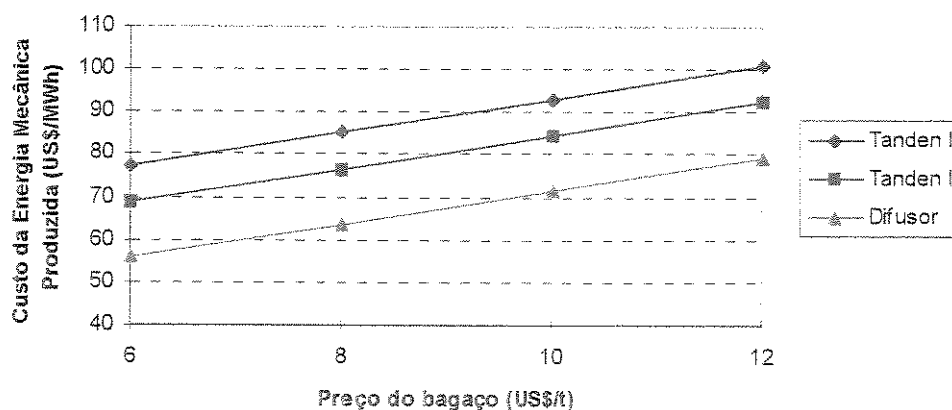


Figura5.12—Influência do preço do bagaço no custo da geração de energia mecânica para eficiência da caldeira de 77 %.

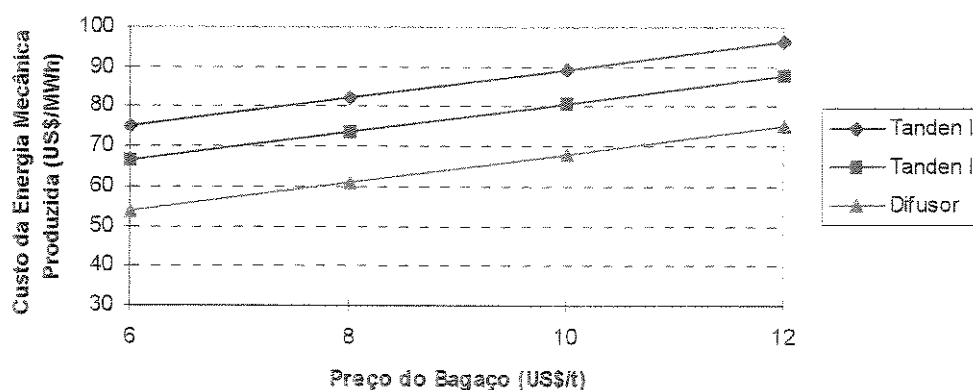


Figura5.13—Influência do preço do bagaço no custo da geração de energia mecânica para eficiência da caldeira de 85 %.

Na figura 5.14 a continuação é representada a dependência do custo da energia elétrica gerada em cada turbogerador, em função do aumento do preço do bagaço e a eficiência das caldeiras.

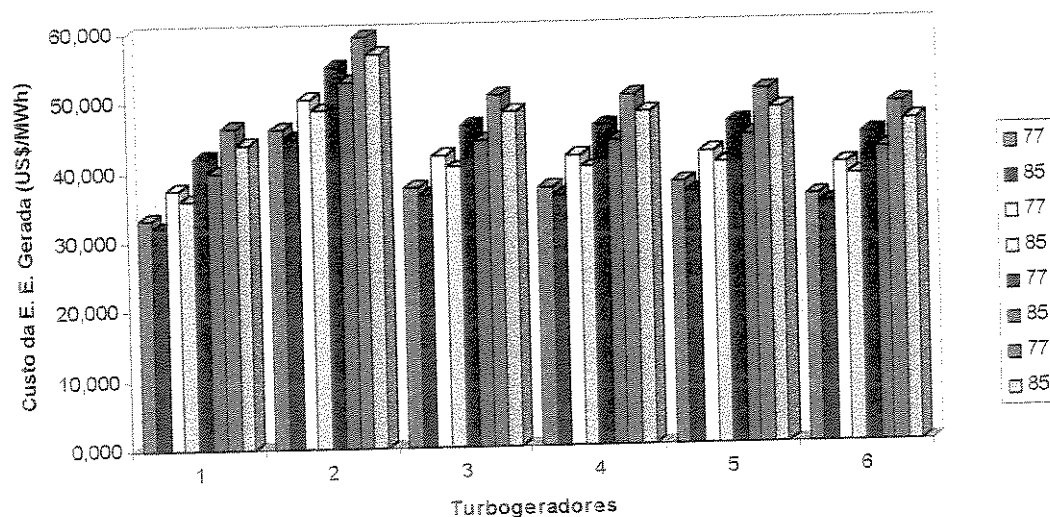


Figura 5.14—Influência do preço do bagaço e o aumento da eficiência das caldeiras no custo da geração de energia elétrica em cada turbogerador.

Estes incrementos serão mais evidentes de um turbo a outro em função dos custos dos equipamentos, tanto de capital como de operação e de manutenção. Isto pode ser observado considerando um determinado preço do combustível, e constatando-se que o custo do MWh gerado no turbo 1 é inferior ao dos demais, devido a que o custo deste equipamento foi inferior ao dos outros.

Neste tipo de abordagem do fluxo 89 (considerando-o como perda) também foi calculada a parcela do custo total que corresponde ao custo dos insumos, estas avaliações foram feitas para diferentes preços do bagaço e aumento da eficiência das caldeiras. Para preço do bagaço de 6US\$/t, um aumento da eficiência de 77 % para 85 % produziu uma redução da parcela de participação do custos dos insumos externos do custo total na geração de potência elétrica de um 2,2 % em média. Para preço de 12US\$/t, essa participação foi reduzida de 2,46 %.

Para facilitar a comparação dos diferentes tratamentos dados ao fluxo 89 foi elaborada a tabela 5.7 com os valores obtidos de custos dos principais fluxos do sistema para preço do bagaço de 8 US\$/t, e eficiências de 77 % e 85 %. A figura 5.15 mostra como são formados os custos exergéticos unitários dos diferentes fluxos do sistema, calculados para preço do bagaço de 8 US\$/t e eficiência de 77 %, sendo os respectivos valores apresentados na cor preta.

Tabela 5.7—Resultados da avaliação para a safra 1998 (abordagem 1)

safra98 8US\$/T							
FLUXO	No	K77	US\$/T	US\$/MWh	K85	US\$/T	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,248		4,72	0,233	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		37,616	5,64		35,971
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		50,449	5,64		48,804
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		41,951	5,64		40,305
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		41,697	5,64		40,051
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		42,043	5,64		40,398
potência elét. gerada turbogerador VI	45	6,22		40,104	5,64		38,458
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,22		41,360	5,64		39,714
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,22		41,360	5,64		39,714
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		41,360	5,64		39,714
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		41,361	5,64		39,715
potência elét. consumo interno(processo)	50	6,22		41,360	5,64		39,715
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		85,241	10,14		82,283
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		76,582	10,14		73,625
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		63,763	10,14		60,806
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	4,001		4,72	3,764	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	4,001		4,72	3,764	
fluxo de calor ao processo	92	5,21		23,221	4,72		21,844

2.-A segunda abordagem aplicada ao fluxo 89 é igual ao da safra anterior (1997). Neste caso seu custo será determinado e, portanto, o vapor de processo não carregará com todo o peso dessa perda de vapor à atmosfera.(ver apêndice C, as mudanças na matriz produtiva a nível de equações para esta abordagem). Os cálculos foram feitos considerando o aumento da eficiência das caldeiras nos valores avaliados com antecedência, e para um valor do bagaço de 8 US\$/t, Na figura 5.15 é apresentada a sequência dos custos exergéticos unitários ao longo de seu percurso pelo fluxograma. A seguir é mostrada a tabela 5.8 com os valores obtidos dos principais fluxos do sistema e ambos valores de eficiência.

Tabela 5.8 Resultados da avaliação da safra 1998 (abordagem 2)

safra98 8\$/T (perda (89) com valor)							
FLUXO	No	K(77)	US\$/T	US\$/MWh	K (85)	US\$/T	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	4,73	0,225		4,28	0,212	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,18		37,419	5,60		35,785
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,18		50,253	5,60		48,618
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,18		41,753	5,60		40,120
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,18		41,500	5,60		39,866
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,18		41,846	5,60		40,212
potência elét. gerada turbogerador VI	45	6,18		39,907	5,60		38,271
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,18		41,163	5,60		39,529
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,18		41,163	5,60		39,259
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,18		41,163	5,60		39,259
potência elét. vendida consum. externo	49	6,18		41,163	5,60		39,258
potência elét. consumo interno(processo)	50	6,18		41,164	5,60		39,257
potência mecânica produzida tandem I	77	11,11		84,860	10,06		81,925
potência mecânica produzida tandem II	81	11,11		76,202	10,06		73,268
potência mecânica produzida no difusor	85	11,11		63,384	10,06		60,449
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	4,73	2,945		4,28	2,771	
fluxo de vapor ao processo	90	4,73	3,628		4,28	3,413	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	4,73	3,629		4,28	3,413	
fluxo de calor ao processo	92	4,73		21,059	4,28		19,810

Comparando estes resultados com os obtidos por meio da primeira abordagem observa-se a redução dos custos dos fluxos da planta, que, como explicado para a safra 97, deve-se a que o custo desse vapor que está sendo jogado fora não onera o fluxo de vapor de processo, pelo que o condensado que retorna do mesmo, tem um custo menor e assim por diante. Estes custos de fuel mais baixos no volume de controle I (Ver figura 5.15) geram produtos de menor custo nesta unidade e assim sucessivamente. Se a este fato for adicionado o efeito de uma eficiência maior, as reduções destes custos serão mais evidentes. Para este caso, o aumento da eficiência provoca reduções para a potência média gerada de 3,9 %, para o calor de processo esta redução é da ordem de 6 %, para a potência mecânica média produzida será de 4 %, já para a potência elétrica vendida ao consumidor externo a redução é da ordem do 4,6 %. Na figura 5.15 estão representados os valores dos custos exergéticos unitários dos fluxos do sistema através dos diferentes subsistemas, identificados pela cor azul.

3.- Esta terceira abordagem, também idêntica à aplicada na safra 97, busca avaliar a influência desta perda se seu custo onera a energia elétrica gerada, agregando a ela a influência do aumento da eficiência. Os custos exergéticos unitários são mostrados para cada fluxo do sistema, calculados para um preço do combustível de 8 US\$/t e eficiência de 77 % e são indicados na figura 5.15 com a cor vermelha. A seguir mostra-se a tabela 5.9 com os resultados da análise para os fluxos mais importantes do sistema, e para ambas as eficiências.

Tabela 5.9 Resultados da avaliação para a safra 1998 (abordagem 3)

safra98 (fluxo 89 na Energ. Elét.)							
FLUXO	No	K77	US\$/T	US\$/MWh	K 85	US\$/T	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	4,76	0,227		4,31	0,213	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,21		37,553	5,62		35,911
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,21		50,385	5,62		48,744
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,21		41,886	5,62		40,245
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,21		41,634	5,62		39,992
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,21		41,979	5,62		40,337
potência elét. gerada turbogerador VI	45	6,21		40,041	5,62		38,398
potência elét. consumida cald.I alta	46	7,34		46,347	6,65		44,405
potência elét. consumida cald.II alta	47	7,34		46,347	6,65		44,405
potência elét. consumida cald. de baixa	48	7,34		46,347	6,65		44,406
potência elét. vendida consum. externo	49	7,34		46,346	6,65		44,405
potência elét. consumo interno(processo)	50	7,34		46,346	6,65		44,404
potência mecânica produzida tandem I	77	11,22		85,369	10,16		82,403
potência mecânica produzida tandem II	81	11,22		76,710	10,16		73,745
potência mecânica produzida no difusor	85	11,22		63,892	10,16		60,926
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	4,76	2,967		4,31	2,771	
fluxo de vapor ao processo	90	4,76	3,656		4,31	3,413	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	4,76	3,656		4,31	3,413	
fluxo de calor ao processo	92	4,76		21,217	4,31		19,958

Um resultado direto desta abordagem é o aumento do custo, tanto da potência elétrica vendida ao consumidor externo como da potência consumidas pelas caldeiras e pelo processo. Para ter uma idéia destes aumentos, por exemplo, o aumento da potência elétrica vendida ao consumidor externo, em relação à abordagem 2 (onde é considerado o escape de vapor como um fluxo com valor) é de 11,18 %.

Com esta condição o aumento da eficiência vai provocar reduções do custo dos fluxos do sistema, sendo esta redução de 4,2 % para a energia elétrica vendida, de 6 % para o vapor de processo, e de 4 % (em média) para a geração de potência mecânica.

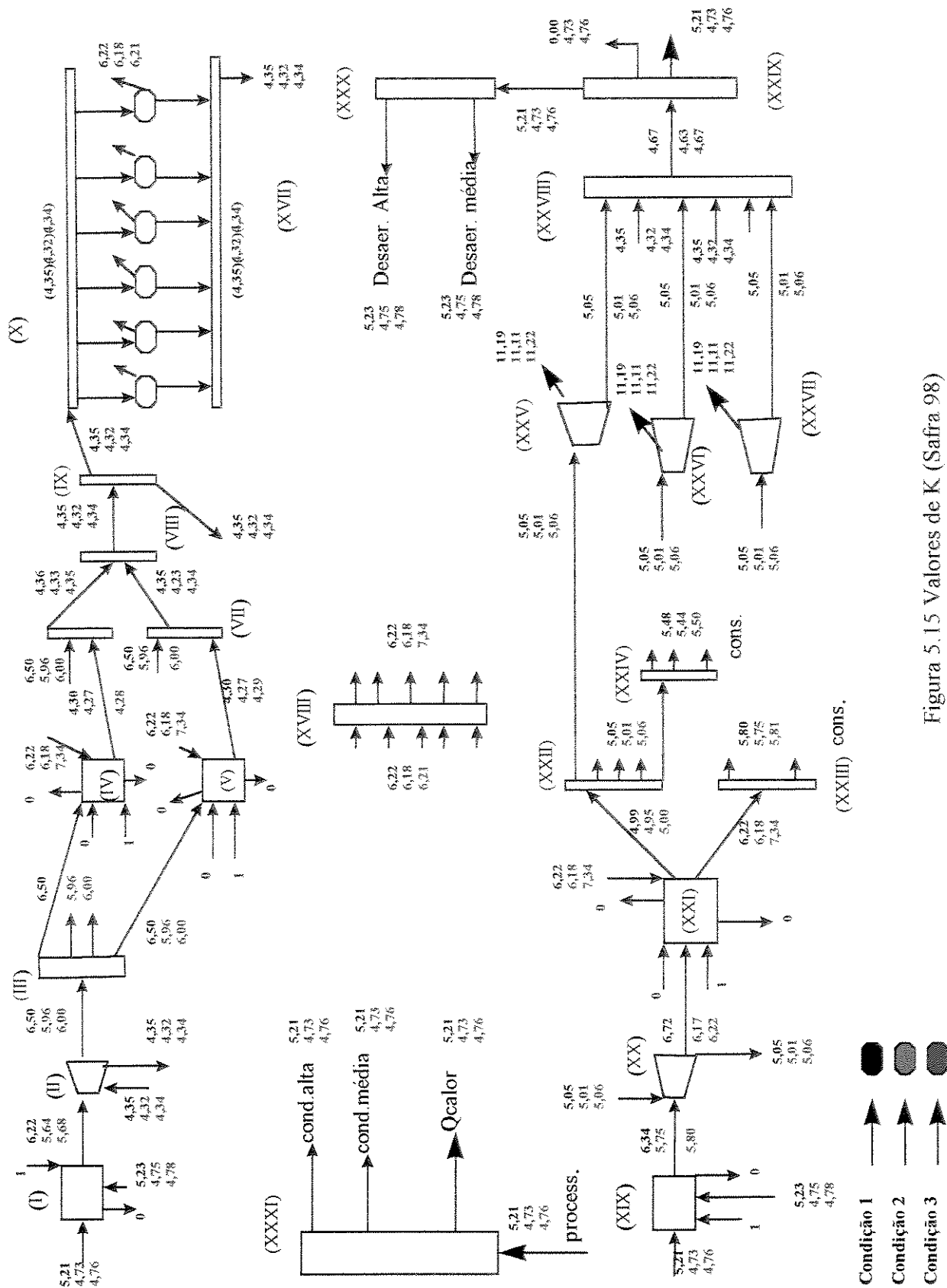


Figura 5.15 Valores de K (Safrá 98)

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações para Próximos Trabalhos

6.1 Conclusões Específicas: Safras 96 e 97

- Existe uma pequena variação nos custos exergéticos unitários (K) dos principais fluxos do sistema entre as safras 96 e 97, devido a que na safra 97 esta sendo jogado à atmosfera uma certa quantidade de vapor (fluxo 89),(8,86 Ton/h), como esse fluxo tem um custo e não está sendo usado, isso provoca que os restantes fluxos do sistema sofram um aumento em seus custos, como por exemplo o fluxo de vapor utilizado no processo(fluxo 92), o fluxo de condensado de alta (fluxo 1), o fluxo de condensado de baixa(51) variaram de 5,30 na safra de 96 para 5,47 na safra 97.

- O custo unitario da energia elétrica gerada assim como seu custo monetário na safra 96 (6,32),(48,185 US\$/MWh) é maior que na safra 97 (6,37),(43,932 US\$/MWh),devido a que nesta última foi produzida mais energia elétrica.

- Em ambas as safras destaca-se o valor alto do custo da potência mecânica devido fundamentalmente à baixa eficiência das turbinas das moendas (42 %). Entre as duas safras existe uma pequena diferença no valor desta potência mecânica(para a safra 96, no tandem I: 75,6US\$/MWh, tandem II: 69,4 US\$/MWh e difusor : 58,1 US\$/MWh) na safra 97(tandem I: 73,9 US\$/MWh, tandem II: 65,3 US\$/MWh e difusor: 54,4 US\$/MWh).

- Em ambas as safras o custo da energia elétrica gerada no turbogerador I é menor que nos outros turbogeradores, para a safra de 96 essa diferença é de 8,3 % e para a safra de 97 de 7,9% devido a que o preço deste turbogerador é menor que o dos outros. Quando a avaliação é feita só considerando o preço do combustível e não é tido em conta o preço dos equipamentos (turbogeradores) o custo da energia elétrica fica igual em todos os turbogeradores.

- A consequência de passar vapor através das válvulas redutoras de pressão faz aumentar o custo exergético unitário do vapor em aproximadamente 30 %, em termos monetários (US\$/T), esta diferença é menor. Estes aumentos são devidos ao caráter estritamente irreversível do processo de estrangulamento.

- Ao fazer uma avaliação de que parte do custo dos fluxos do sistema é devido ao preço do combustível, observa-se que no caso da energia elétrica gerada é de 37%(safra 96) e 41 % (safra 97), o que leva a uma reflexão sobre a importância do preço do bagaço no custo dessa energia e conseqüentemente da eficiência das caldeiras . Para a energia mecânica essas porcentagens no caso da safra de 96 são Tandem I: 42,5 %, Tandem II: 46,3 %, difusor: 55,3 % e para o vapor de processo 63 %, na safra 97 , Tandem I: 43,5 %,Tandem II: 49,3 %, difusor: 59 %, e o vapor de processo de 67 %.

- Até o momento o custo do fluxo 89 era repassado ao fluxo de vapor para processo. Porém, calculando o custo deste fluxo em separado ele tem um valor de 3,372 US\$/t, para um custo do bagaço de 8 US\$/t, considerando esta perda durante o período de safra a mesma chega aproximadamente a 145000US\$.

- Outro tipo de análise pode ser feito se consideramos que a causa dessa perda de vapor à atmosfera (fluxo 89) é consequência de uma produção maior de eletricidade, caso no qual o custo dela deve ser repassado ao custo da potência elétrica, desta forma o custo da potência elétrica vendida passa de 43,933 US\$/MWh para 45,713 US\$/MWh e o do vapor de processo cai de 23,746 US\$/t para 23,417 US\$/t.

6.2 Conclusões Específicas: Safra 98

Devemos esclarecer que na safra 98 foram avaliados só 92 dias o que em termos de comparação com as demais safras esta última fica em desvantagem em termos de valores médios (que resultaram mais baixos em média, que os médios das safras 96 e 97).

- Na safra 98 foi feita uma avaliação da influência do preço do combustível no custo da energia elétrica gerada. A faixa de preço do bagaço avaliada foi desde 0 US\$/T até 12 US\$/T, observando-se que na medida que aumenta o preço do combustível aumenta o custo da energia elétrica gerada variando desde 23,89 US\$/MWh até 50,095 US\$/MWh, o que indica que o mínimo preço que pode ser pago por essa energia elétrica é de 23,89 US\$/MWh e só serviria para pagar o preço do equipamento, sem margem de lucro considerando o combustível como um rejeito do processo, sem valor. No caso da energia mecânica esta também aumenta com o aumento do preço do combustível, e de uma maneira marcante devido, como já foi dito, à baixa eficiência das turbinas das moendas e preparo de cana.

- Nesta safra também está sendo jogado vapor à atmosfera (47 t/h) o custo desse vapor quando o bagaço custa 8 US\$/t é de 2,945 US\$/t. Neste caso teríamos duas formas de avaliar a situação, uma se não consideramos que esse fluxo tem valor, ou seja, utilidade posterior, o que implica que o custo dele é repassado aos outros fluxos e estes ficam mais caros, ou se consideramos que este fluxo existe e tem um valor. Se avaliamos desta forma, o custo da energia elétrica gerada varia de 41,361 US\$/MWh para 41,163 US\$/MWh, o mesmo acontece com a potência mecânica produzida no sistema de moenda e preparo da cana. No Tandem I esta vá de 85,241 US\$/MWh para 84,86 US\$/MWh, Tandem II de 76,582 US\$/MWh para 76,202 US\$/MWh, Difusor 63,763 US\$/MWh para 63,384 US\$/MWh no caso do vapor de processo essa redução do custo é de 23,221 US\$/MWh para 21,059 US\$/MWh.

- Também foi avaliada a influência da eficiência das caldeiras nos custos exergéticos unitários e custos monetários dos fluxos do sistema. Para um mesmo custo do bagaço (por exemplo 8US\$/T), um aumento da eficiência das caldeiras de 77 % para 85 % provoca uma redução do custo exergético unitário da energia elétrica gerada de 6,22 para 5,64 (9,33%), em termos monetários esta redução é de 41,361 US\$/MWh para 39,715 US\$/MWh (4,0 %), para o caso da energia mecânica produzida as porcentagens dessas reduções são Tandem I (3,5 %), Tandem II (3,8 %) e Difusor (4,6 %). Na medida que o preço do combustível aumenta, essas reduções nos custos provocadas pelos aumentos da eficiência das caldeiras resultam mais significativas, sendo por exemplo para a energia elétrica, para bagaço a 10 US\$/T, de 4,5 % e para bagaço a 12 US\$/T, de 4,9 %.

Fica evidenciada a importância que pode ter um aumento da eficiência das caldeiras no custo da energia elétrica gerada e mecânica produzida, além de produzir excedente de bagaço.

Para exemplificar esta redução produzida pelo aumento da eficiência das caldeiras, no caso do preço do bagaço de 8 US\$/T esse aumento de eficiência, vendendo 15 MWh de energia durante 200 dias provoca uma **economia no custo da energia elétrica produzida de 119 mil US\$**.

- Nestes 92 dias de avaliação da safra de 98 pode-se ver claramente que o custo da energia elétrica gerada no turbogerador II é maior que nos outros turbogeradores, isto é devido a que este turbo produziu muito menos energia elétrica que os restantes turbos de sua mesma capacidade o que evidencia também a importância que tem a exploração dos equipamentos nas condições nominais ou próximas delas. Qualquer redução significativa de seu potencial de geração conduzirá ao aumento do custo da potência produzida, devido a que o custo do equipamento permanece.

- Aqui novamente pode ser feita uma avaliação, considerando que a causa da perda de vapor à atmosfera é devida a um aumento na produção de potência elétrica. Fazendo esta consideração o custo da potência aumenta de 41,361 US\$/MWh para 46,346 US\$/MWh, considerando um preço de bagaço de 8 US\$/t. Porém existe uma lógica redução do custo do vapor de processo passando este de 23,221 US\$/t para 21,217 US\$/t, considerando o mesmo custo de bagaço, de 8 US\$/t.

- É importante ressaltar o custo do vapor que está sendo jogado à atmosfera para preço de bagaço de 8 US\$/T o custo desse vapor é de 2,945 US\$/T o fluxo é de 48 T/h no caso de 200 dias de safra perderam-se 678528 US\$, o que seria aproximadamente o custo de um turbogerador.

6.3 Conclusões Gerais do Trabalho.

- A base de valoração do método utilizado é a exergia dos fluxos, isto faz com que os resultados deste trabalho possam divergir bastante de outros, com base na energia dos fluxos. Ao ser o conceito de exergia ligado ao de “trabalho útil” considera-se válido adotá-lo como base na valoração de custos num sistema que produz potência elétrica e mecânica. Os resultados obtidos mostram a adequação do uso deste conceito.

- O método empregado na análise termoeconômica (Teoria do Custo Exergético) comportou-se plenamente adequado para os objetivos traçados no trabalho, possibilitando fazer diferentes abordagens, e variação de parâmetros de equipamentos, como foi o caso da variação da eficiência das caldeiras, com grande facilidade.

- É oportuno ressaltar a importância que têm na aplicação do método o tratamento dado às perdas de vapor que possam existir no sistema, em dependência destas abordagens, assim serão os resultados obtidos, como foi mostrado neste trabalho no caso do fluxo 89, onde para as três abordagens feitas os resultados dos custos dos fluxos do sistema são diferentes.

- A análise Termoeconômica forneceu a possibilidade de acompanhar a formação de cada um dos custos dos fluxos, na sua passagem ou formação em cada um dos equipamentos da planta, revelando em quais deles a incidência é maior na elevação dos custos, por exemplo no caso dos custos da potência mecânica produzida nos Tandems e sistema de preparo do Difusor, evidenciado pelas irreversibilidades destes equipamentos, consequência de suas baixas eficiências.

- A praticidade e simplicidade do método ficou demonstrada ao permitir a avaliação de diferentes cenários, para custo do bagaço e eficiências de caldeiras com relativa facilidade, obtendo resultados lógicos e coerentes com as hipóteses assumidas.

- A aplicação do método mostrou a importância de definir com clareza qual é o produto para cada volume de controle, devido a que os resultados obtidos são consequência dessa definição, já que se estará repassando o custo das irreversibilidades ao produto desse equipamento.

6.4 Sugestões e Recomendações em relação à planta estudada.

1. Em relação à eficiência das caldeiras já foi mostrada a influência que esta tem no custo dos principais fluxos do sistema, pelo que é recomendável fazer uma avaliação das possibilidades de aumento da mesma com um controle cuidadoso das condições de funcionamento, que permita determinar sua eficiência em operação. O monitoramento da eficiência não é difícil, já que só é necessário conhecer os fluxos de água que entram nas caldeiras e os parâmetros de pressão e temperatura deles e do vapor gerado, assim como a temperatura e composição (CO_2 , O_2) dos gases de escape.

2. Acompanhar a eficiência dos turbogeradores. Para isso é necessário conhecer a vazão de vapor que passa por cada um deles e os parâmetros (P,T) desse vapor, na entrada e saída. A potência produzida em cada um já está sendo monitorada. Este é um controle importante, que permite detectar imediatamente problemas no funcionamento do equipamento.

3. Como foi destacado nos resultados das avaliações para as diferentes safras, o custo da potência mecânica produzida nas turbomoendas é marcadamente alta em relação aos valores dos outros fluxos do sistema, pelo que recomenda-se a avaliação do sistema substituindo essas turbinas por turbinas de maior eficiência. Uma possibilidade que não pode deixar de ser avaliada é também a substituição das turbinas das moendas por motores elétricos, o que leva a uma reorganização dos níveis de geração e consumo de vapor dentro da usina. Porém, junto com esta análise deve-se levar em consideração a possibilidade de gerar mais potência elétrica na usina, para manter tanto a demanda de energia elétrica como os contratos de exportação de excedentes.

4. Em havendo possibilidades de novos investimentos, visando maior geração de energia elétrica para venda externa, recomenda-se optar por caldeiras com níveis de pressão mais altos que os atuais.

5. Em havendo modificações na planta de cogeração, é de bom senso um cuidadoso estudo da distribuição dos fluxos e o consumo de vapor dos consumidores externos, na idéia de trabalhar com o estritamente necessário para evitar desperdícios.

6.5 Sugestões e Recomendações para Futuros Trabalhos.

- Fazer uma comparação termoeconômica dos dois sistemas de extração de caldo de cana da usina, tandem e difusor, com vistas a determinar diferenças nos custos de processo. Devido ao menor número de horas de parada do difusor, ele pode ser mais econômico, mas deve entrar em consideração na avaliação que o tandem é um grande consumidor de vapor e o difusor, de potência elétrica.
- Fazer uma avaliação termoeconômica do sistema de cogeração, na hipótese de uma ampliação do mesmo, visando maior produção de potência elétrica, mas considerando inalteradas a capacidade de moagem e o consumo de vapor de processo. Isto pode ser realizado introduzindo caldeiras de maior pressão (6,2 MPa ou 8,0 MPa), novos turbogeradores e considerando a possibilidade do aumento das eficiências das turbinas das moendas.
- Utilizar o método de desagregação dos fluxos exergéticos em termos de exergia associada a temperatura e pressão. Dado que a exergia de pressão é acrescida nas bombas e a associada a temperatura, nas caldeiras, os custos destes fluxos podem vir a ser diferentes, conduzindo a uma nova avaliação dos custos dos produtos do sistema de cogeração.
- Estender a avaliação termoeconômica a toda a planta de produção de açúcar e álcool.

Bibliografia

AEA. *Futuro do Alcool no Cenário de Livre Mercado*. Associação Brasileira de Engenharia Automotiva. (Seminário), São Paulo, 10/6/97, pp 92 - 111.

Avgousti, A., Knoche, K.F., Poptorov, H., Hesselmann, K., Roth, M. *Exergoeconomical Analysis of Coal Gasification Combined Cycle Power Plants*, Proceedings TAIES '89, pp 243-249.

Azor, B.A. *Análisis de la cogeneración*, Relatorio de la comisión de Inspección Estatal Energética de Santiago de Cuba, 1991.

Barreda del Campo, E.R.; Araújo da Gama Cerqueira, S.A. and Nebra, S.A. *Thermoeconomic Analysis of a Cuban Sugar Cane Mill*, *Energy Conversion & Management*, 1998, Vol. 39, Iss 16-18, pp 1773-1780

Bejan, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, New York, NY.

Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. *Thermal Design and Optimization*, Wiley, New York, 1995.

Bridgwater, A.V. *The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation*. *Fuel*, Vol 74, No 5. Pp 631 - 653, 1995

Carvalho, F.R. and Horta Nogueira, L. A. *Thermoeconomic Studies Applied to Maintenance of Power Plants*, Proceedings : ECOS'96, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, Estocolmo, Suécia, June 25 - 27, 1996, pp. 91 - 97.

Cerqueira, S.A. A.G. *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas* Tese de Doutorado, UNICAMP, Março, 1999.

Coelho, S.T., Oliveira, D.S., Zylberstajn, D. *Análise termoeconômica da Cogeração de Eletricidade a Partir do Bagaço de Cana em uma Usina*. COBEM '97.

COPERSUCAR. *Seminário sobre Bagaço*, Centro de Tecnologia Copersucar, Piracicaba, 1982.

Cortez, L.A.B., Silva, L.E. *Sistemas Energéticos II, Tecnologias de Conversão Energética da Biomassa*, MANAUS, EDUA/EFEI, pp 527. 1997.

El - Sayed, Y.M. and Evans, R.B. *Thermoeconomics and the Design of Heat Systems*, *Journal of Engineering for Power*, January 1970, pp. 27 - 35.

- El-Sayed, Y. M.; Gaggioli, R. A. *A Critical Review of 2d. Law Costing and Methods: I - Background and Algebraic Procedures*, ASME Journal of Energy Resources Technology, VOL. 111, pp. 1-7. 1989
- Fraize, W.E., Kinney, C., *Effects of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycles*, Journal of Engineering for Power, April, 1979, vol 101 pp 217-227.
- Frangopoulos, C. A., *Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design of Complex Thermal Systems*, Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Ga, 1983.
- Frangopoulos, C.A., Lygeros, A I., Markou, C.T., e Kaloritis, P. *Thermoeconomic operation optimization of the Hellenic Aspropyrgos refinery combined-cycle cogeneration system*, Applied Thermal Engineering, 16(12): 949-958.
- Frangopoulos, C.A., von Spakovsky, M. R.. *A Global Environomic Approach for Energy Systems Analysis and Optimization (Part I)*, ENSEC 93- Energy Systems and Ecology, 1993, pp 123 - 132.
- Frangopoulos, C.A. *Introduction to Environomics*, AES - Vol 25/ HTD - Vol. 191, Second Law Analysis - Industrial and Environmental Applications, ASME, 1991, pp 49-54
- Gaggioli, R. A.(Editor), *Efficiency and Costing: Second Law Analysis of Process*, ACS Symposium Series, No. 235, 1983; Caps. 13, 14, 15 e 16.
- Gaggioli, R. e Fehring, T. *Economics of boiler feed pump drive alternatives*. Combustion, 49(9). 1978.
- Gaggioli, R e Wepfer, W. *Economics sizing of piping and insulation*. In "ASME Winter Annual Meeting", ASME. 1978.
- Gallo, W.L.R. *A comparison between the hat cycle and other gas-turbine based cycles: Efficiency, specific power and water consumption*, Energy Conversion & Management, 38(15-17): 1595-1604.
- George, J.P. *La Cogeneration: Le gas naturel au service de la performance economique*, Artigo, Ver. De Lénergie, n430, Maio 1991, pp 318-321

Guallar, L.P. *Análisis Exergético e Integración Térmica de Procesos em la Industria Azucarera* Tese de Doutorado, Facultad de Ciencias de la Universidad de Zaragoza, Zaragoza, Espanha, Setembro, 1987.

Guarinello, J.F.F. *Avaliação termoeconômica de um Sistema de cogeração Proposto para um Pólo Industrial*, Tese de Mestrado, UNICAMP, 1997.

Guarinello, F. Cerqueira, S. A.A. da G. e Nebra, S. A. *Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System*; ME98: 1998 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (organizado por ASME), November 15-20, Anaheim, California, USA.

Horlok, J.H. *Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)*, Rieger Publishing Company Malabar, Florida Pp, 226, 1997

Huang, F. F, 1996 *Performance Assessment Parameters of a Cogeneration System*, Proceedings. Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems. ECOS'96, June 25-27, Stockholm. pp 225 - 229.

IPT. *Geração de vapor, Sistemas de potência e refrigeração e recuperação de calor, Sistemas de potência com turbinas a gás*, cap 3, pp3.2 - 3.38, São Paulo, 1996

Kirillin, V.A., Sichev, V.V., Sheindlin, A.E. *Termodinámica Técnica*, Editorial MIR, Moscú, pp 592, 1976.

Kotas, T.J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths, (In Great Britain by Anchor Brendon Ltda), pp295, 1985.

Larson, E.D., Ogden, J.M., Williams, R.H., Hylton M.G. *Biomass - fired steam-injected gas-turbine cogeneration for the cane sugar industry*. International sugar journal, 1991, vol 92, No 1095 pp 49 - 56.

Larson, E.D., Williams, A.H., *Biomass-gasifier steam-injected gas turbine cogeneration*. Journal of Engineering for gas turbines and power, April 1990, vol 112, pp 157 - 163.

Larson, E.D. *Summary report of visit to Cuba*, June 20-24, 1994

Lozano, M.A. and Valero, A. *Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems*, AES - Vol. 30, *Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy*

Systems, Editor: H.J. Richter, American Society of Mechanical Engineers, Book No. H00874-1993, pp. 311-320.1993b.

Lozano,M.A ,Valero,A , e Serra,L. *Local optimization of energy systems* In “ME’96 International Mechanical Engineering Congress (ASME WAN’97)”, p 241-249. ASME. 1996

Lozano.M.A .*Cogeneración* , Área de Máquinas y Motores Térmicos .Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza, 1998. 175 p.

Luz Silveira and Horta Nogueira, L A . *Thermoeconomic Functional Analysis Applied in Cogeneration Systems Associated to Cellulose Plants*, Proceedings: ECOS’92, International Symposium on Efficiency, Costs, Optimisation and Simulation of Energy Systems, Julho 15-18, 1992, Zaragoza, Espanha, pp. 381-390.

Manfrida, G., Galli, R. *Exergy Accounting of Environmental Pollution by Power Plants*, Proceedings of the Conference ECOS’96, Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, pp 576-583.

Moran, M.J., Shapiro, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, editorial Reverté,S.A .Barcelona, Espanha,pp 943.

Nöel, E.L.R. *Cogeneration and the optimal steam/energy balance*, International Sugar Journal, vol 96, No 1146 , pp 205 - 209, 1994

Ogden,J.M., Williams,R.H., Fulmer,M.E. *Cogeneration applications of biomass gasifier/gas turbine technologies in the cane sugar and alcohol industries*. Energy and Environment in the 21 st Century. Proceedings of the conference held at the Massachusetts Institute of Technology , Cambridge, Massachusetts, March 26 - 28, 1990

Oliva,L. *Notas de aula del Curso Internacional sobre aprovechamiento energético del bagaço de caña*”, Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, 1994

Orlando,J .A . *Cogeneration Planner’s Handbook*. Fairmont Press, 1991.

Overend, R.P., Onischak, M., Trenka, A , Kinoshita, C. (1994) *The U.S. Department of Energy and the Pacific International Center for High Technology Research pressurized oxygen-Air fluidized bed biomass gasification scale-up*, Proceedings of the Conference Advances. In: Thermochemical Biomass Conversion, Interlaken, 1992. Bridgewater A . V. (ED) . Blackie Academic & Professional,p 449-475.

Paracuellos, J.G., *Análisis Exergético e Integración Térmica de procesos en la Industria Azucarera*, Tesis de Doutorado, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza, Espanha, Setembro, 1987.

Perrella,J.A . *Planejamento de centrais de cogeração: Uma abordagem Multiobjetiva*, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, Agosto 1994.

- Reistad, G.M., Gaggioli, R.A. *Available-Energy Costing*, ACS Symposium Series 122, p.143-159, 1980.
- Riviere, M.P. *Power Cogeneration in Reunion Island*, Proceedings of the International Conference on Energy from Sugarcane: Progress and Prospects, Hilo, Hawaii. 1991.
- Revista. *Cojuntura Econômica*, Cojuntura Estatística, Fundação Getulio Vargas, junho 1998.
- Sanchez, C.G. *Estudo da Volatilização e da Gaseificação de biomassa em leito fluidizado* Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 1994.
- Sanchez, C. G., Silva, E. *Sistemas Energéticos II Tecnologias de conversão energética da biomassa* Cap VII, "Gaseificação" p 255 - 357. Manaus, EDUA/EFEI, 1997
- Schwarz, P., Lozano, M. A., von Apafovky, M. R., e Valero, A. *Diagnostic analysis of a PFBC power plant using a thermoeconomic methodology*. In "TAIES'97 Thermodynamic analysis and improvement of energy systems", pp 240-249. Beijing, China.
- Szargut, J., Morris, D. R., Steward, F.R., 1998 *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*, Hemisphere Publishing Corporation Springer-verlag. Pag 332.
- Silas, V. *Estudo de configurações de sistemas térmicos de geração de energia elétrica através da análise de exergia e de termoeconomia*. Tese de Mestrado, USP, São Paulo, 1997.
- Silva, R. J. e Nebra, S. A. *Thermoeconomic comparative analysis of different process of cement production*. In "Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems (ECOS'96)", pp 119-125. Stockholm, Sweden. 1996.
- Szargut, J., Morris, D., and Steward, F.R. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Co., New York, USA, 1988.
- Szargut, J. *Application of Exergy for the Calculation of Ecological Cost*, Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical Sciences, Vol. 34, No 7-8, 1986, pp 475-480.
- Torres, E.A. *Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico*, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, Março 1999.
- Torres, A .E. e Nebra, S.A. *Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de Indústria Petroquímica*, Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM 97), Bauru, SP, Brasil, Dezembro 8 - 12, 1997 - p. 24 e CD -ROM.
- Tsatsaronis, G. *Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems*, Prog. Energy Combust. 1993 vol 19, pp 227 - 257.
- Tsatsaronis, G.; Pisa, J. *Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems - Application to the CGAM Problem*, Energy, Vol. 19, pp. 287-321, 1994.

- Tsatsaronis, G., Lin, L., Tawfik, T., e Gallaspy, D.T. *Exergoeconomic evaluation of KRW-based IGCC power plant*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 116(2): 300-306. 1994 a .
- Tsatsaronis, G., Tawfik., T., Lin, L., e Gallaspy, D. T. *Exergetic comparison of 2 KRW-based IGCC power plant*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 116(2): 291-299. 1994 b .
- Van Wylen,G.J., and Sonntag. R.E *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, John Wiley & Sons, Inc, 2da Edição 1978, 565p.
- Valero,A., Serra,L., Lozano,M.A., *Structural theory of thermoeconomics*. Presented at the symposium on Thermodynamics and the Design, Analysis and Improvement of Energy Systems, ASME Winter Annual Meeting, november 28 - december 3, 1993 , New Orleans, LA , USA.
- Valero, A ., Lozano, M. A ., e Bartolome, J. L. *On-line monitoring of power-plant performance, using exergetic cost techniques*. Applied Thermal Engineering, 16(12): 933-948. 1996.
- Valero, A.; Lozano, M. A. *Theory of the Exergetic Cost; Energy*, Vol.1, No. 9, pp. 939 - 960, 1993a.
- Valero, A , Lozano,M.A ,Muños, M.A *General Theory of Exergy Saving: Part I*. On the Exergetic Cost, Part II. On the Thermoeconomic. Part III. Exergy Saving and Thermoeconomics. In Computer-Aided Engineering Energy Systems, vol 3 Second Law Analysis and Modelling, R. A .Gaggioli, ed ASME, New York, 1986
- Vertiola, S. R. and Oliveira Júnior, S. *Exergetic and Thermoeconomic Analysis of the Steam Cycle of a Medium - Size Sugar and Alcohol Mill*; Proceedings: "ECOS'95, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems", July 11-15, 1995, Istanbul, pp. 231 - 236.
- Von Spakovsky, M.R., Frangopoulos, C.A . *A Global Environomic Approach for Energy Systems Analysis and Optimization (Part II)*, ENSEC 93- Energy Systems and Ecology, 1993, pp 133 - 144..
- Von Spakovsky, M.R., Curti, V., Batato, M. *The Performance Optimization of a Gas Turbine Cogeneration/ Heat Pump Facility with Thermal Storage*, Journal of Engineering for gas Turbine and Pauer - Transation of the ASME, january 1995, vol. 117, pp 2 - 9.
- Walter,A C., Horta, L.A. *Sistemas Energéticos II Tecnologias de conversão energética da biomassa* Cap VII,"Produção de eletricidade a partir da biomassa" p 263 - 505.Manaus, EDUA/EFEI, 1997.

- Walter, A . C. *Viabilidade e Perspectivas da Cogeração a da Geração Termoelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro*. Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, Novembro 1994.
- Walter,A., Llagostera,J.I, Gallo,W.R *Cogeração* Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP. 171 p,1997.
- Walter, A C.S, Llagostera, J. and Gallo, W.L.R; *HAT Cycle Exergetic Analysis and Thermoeconomic Evaluation of Fuel Costs*, Proceedings of ME'97: International Mechanical Engineering Congress and Exposition (ASME WAN'97), 1997, p. 231-238.
- Walter, A.C. and Llagostera, J. *Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Power Cycles*; "ASME Cogen Turbo Power Conference" August 23-25, 1995, Vienna, Austria (ASME Paper, 95 - CTP-14).
- Wepfer, W. J. *Applications of available-energy accounting*. ACS Symposium Series, 122: 161-168.1980.

Apêndice A

Dados das safras avaliadas, simulação, resultados.

Dados referentes às safras avaliadas.

Tabela A .1 Dados da safra 1996

paçuc	-produção específica de açúcar	42,568 kg/ t cana
cana	- Moagem	4.167497,671 ton
pmel	- Produção específica de mel	35,435 kg/ t cana
amel	- art da mel fermentada	64,47 [%]
50	- peso da saca	[kg/sc]
0,95	- coeficiente para converter de sacarose a art	
acalf	- art do caldo clarificado da fabrica	14,56 [%]
acana	- art da cana	14,52 [%]
recup	- recuperação	90,511 [%]
acald	-art do caldo clarificado destilado	13,43 [%]
fcana	- fibra da cana	13,52 [%]
fbaga	-fibra do bagaço	46,67 [%]
bcalt	-brix do caldo misto	15,67 [%]
bspre	-brix de saída do pré	23,6 [%]
bCalD	-brix caldo clarificado destilaria	14,57 [%]
bcalf	-brix do caldo da fabrica	15,55 [%]
t1	- temperatura final de aquecimento do pré	(111 °C)
t2	-temperatura de entrada do caldo no pré	(90 °C)
hv	- Entalpia do vapor de escape do pré	[Kcal/kg °C]
hc	- Entalpia do condensado desse vapor	[Kcal/kg °C]
rcalt	-retorno do caldo misto (Estimado)	15 [%]
tcalt	- temperatura do caldo misto	40 [°C]
hvege	-Entalpia do vapor vegetal a 8 psig	632 [Kcal/kg °C]
bsEva	- brix de saída do evaporador (xarope)	58,99 [%]
bsvac	- brix de saída do vacuo (massa A,B,C)	91,33 [%]
dcorr	-dias corridos	229 dias

Tabela A.1 Dados da safra 1996 (Continuação)

defet	-dias efetivos	179,164 dias
emoag	-eficiência de Moagem	81,87 [%]
pbaga	-prod.Específica de bagaço	289,648 kg/ t cana
Embeb	-Embebição (boletim)	24,493 [%]
Extra	-Extração Média	96,079 [%]
E.E.P	-Energia Elétrica Produzida	88.596,0 mWh
E.E.V	-Energia Elétrica Vendida	21.762,0 mWh
Bag.P.	-Bagaço produzido	1.207112,837 ton
Bag.H.	-Bagaço Hidrolizado	16648,960 ton
Lev.S	-Levedura Seca	488,550 ton
Lev.Ter	-Levedura Termolizada	7253,539 ton
Ração	-Ração Animal	22524,710 ton
Umi	-Umidade do Bagaço	51 [%]
P.Açuc	-Produção de açúcar	3548,005 sc
P.Açuc	-produção de açúcar	0,8514 sc/t cana
Open C	-Open Cell	85,151 [%]

Tabela A.2 Alguns índices no setor (safra 1996)

Índice	Na base de dias corridos (229 dias)	Na base de dias efetivos (179,164 dias)
Consumo de Vapor de Processo	0,535 ton vapor/ ton cana moída.	0,418 ton vapor/ ton cana moída.
Consumo dos Tandens e Difusor.	0,274ton vapor/ ton cana moída.	0,214ton vapor/ ton cana moída
Consumo dos Turbogeneradores	0,189 ton vapor/ ton cana moída..	0,148 ton vapor/ ton cana moída.
Consumo da turbobomba de alta	0,00416 ton vapor/ ton cana moída..	0,00326 ton vapor/ ton cana moída..
Consumo da turbobomba de baixa	0,0130 ton vapor/ ton cana moída..	0,0101 ton vapor/ ton cana moída..

Tabela A.3 Índices totais (safra 1996)

Índice	Unidades
Produção de Energia Elétrica	0,0213 MWh/Ton de cana moída 0,0397 MWh/ Ton de vapor consumido
Produção de Bagaço	0,290 ton/ ton de cana moída
Tandem I	0,00237 kW/ ton cana moída no tandem I 234,86 kg de vapor/ ton cana moída no tandem I
Tandem II	0,00217 kW / ton cana moída no tandem II 234,86 kg de vapor/ ton cana moída no tandem II
Difusor	0,00221 kW / ton cana moída no difusor 158,954 kg de vapor/ ton cana moída difusor.

Tabela A .4 Dados da safra 1997

paçuc	-produção específica de açúcar	53,568 kg/ t cana
cana	- Moagem	4.699902,772 ton
pmel	- Produção específica de mel	37,291 kg/ t cana
amel	- art da mel fermentada	58,93 [%]
50	- peso da saca	[kg/sc]
0,95	- coeficiente para converter de sacarose a art	
acalf	- art do caldo clarificado da fabrica	15,32 [%]
acana	- art da cana	15,156 [%]
recup	- recuperação	90,429 [%]
acald	-art do caldo clarificado destilado	14,59 [%]
fcana	- fibra da cana	13,83 [%]
fbaga	-fibra do bagaço	47,69 [%]
bcalt	-brix do caldo misto	16,6 [%]
bspre	-brix de saída do pré	25,68 [%]
bCalD	-brix caldo clarificado destilaria	15,22 [%]
bcalf	-brix do caldo da fabrica	16,24 [%]
t1	- temperatura final de aquecimento do pré	(111 °C)
t2	-temperatura de entrada do caldo no pré	(90 °C)
hv	- Entalpia do vapor de escape do pré	[Kcal/kg °C]
hc	- Entalpia do condensado desse vapor	[Kcal/kg °C]
rcalt	-retorno do caldo misto (Estimado)	15 [%]
tcalt	- temperatura do caldo misto	40 [°C]
hvege	-Entalpia do vapor vegetal a 8 psig	632 [Kcal/kg °C]
bsEva	- brix de saída do evaporador (xarope)	60,67 [%]
bsvac	- brix de saída do vacuo (massa A,B,C)	91,52 [%]
dcorr	-dias corridos	245 dias
defet	-dias efetivos	202,867 dias
emoag	-eficiência de Moagem	85,453 [%]
pbaga	-prod.Específica de bagaço	290,128kg/ t cana
Embeb	-Embebição (boletim)	23,267 [%]
Extra	-Extração Média	96,62 [%]
E.E.P	-Energia Elétrica Produzida	102.933,0 mWh
E.E.V	-Energia Elétrica Vendida	28.091,0 mWh
Bag.P.	-Bagaço produzido	1..363.555,092 ton

Tabela A .4 Dados da safra 1997 (Continuação)

Bag.H.	-Bagaço Hidrolizado	20093,76	ton
Lev.S	-Levedura Seca	522,365	ton
Lev.Ter	-Levedura Termolizada	6528,312	ton
Ração	-Ração Animal	24189,63	ton
Umi	-Umidade do Bagaço	51	[%]
P.Açuc	-Produção de açúcar	5067247,1	sc
P.Açuc	-produção de açúcar	1,07816	sc/t cana
Open C	-Open Cell	84,774	[%]

Tabela A .5 Alguns índices no setor (safra 1997)

Índice	Na base de dias corridos (245 dias)	Na base de dias efetivos (202,867 dias)
Consumo de Vapor de Processo	0,550 ton vapor/ ton cana moída.	0,455 ton vapor/ ton cana moída.
Consumo dos Tandens e Difusor.	0,252 ton vapor/ ton cana moída.	0,208 ton vapor/ ton cana moída
Consumo dos Turbogeneradores	0,195 ton vapor/ ton cana moída..	0,161 ton vapor/ ton cana moída.
Consumo da turbobomba de alta	0,00447 ton vapor/ ton cana moída..	0,00370 ton vapor/ ton cana moída..
Consumo da turbobomba de baixa	0,0137 ton vapor/ ton cana moída..	0,0113 ton vapor/ ton cana moída..

Tabela A .6 Índices totais (safra 1997)

Índice	Unidades
Produção de Energia Elétrica	0,0219 MWh/Ton de cana moída 0,03903 MWh/ Ton de vapor consumido
Produção de Bagaço	0,290 ton/ ton de cana moída
Tandem I	0,00215 kW/ ton cana moída no tandem I 234,78 kg de vapor/ ton cana moída no tandem I
Tandem II	0,00207 kW / ton cana moída no tandem II 234,86 kg de vapor/ ton cana moída no tandem II
Difusor	0,00152 kW / ton cana moída no difusor 158,954 kg de vapor/ ton cana moída difusor.

Tabela A.7 Dados da safra 1998

paçuc	- produção específica de açúcar	71,628 kg/ t cana
cana	- Moagem	1854183,3 ton
pmel	- Produção específica de mel	43,247 kg/ t cana
amel	- art da mel fermentada	56,35 [%]
50	- peso da saca	[kg/sc]
0,95	- coeficiente para converter de sacarose a art	
acalf	- art do caldo clarificado da fabrica	14,37 [%]
acana	- art da cana	14,09 [%]
recup	- recuperação	91,673 [%]
acald	-art do caldo clarificado destilado	13,5 [%]
fcana	- fibra da cana	13,75 [%]
fbaga	-fibra do bagaço	46,92 [%]
bcalt	-brix do caldo misto	15,69 [%]
bspre	-brix de saída do pré	24,55 [%]
bCalD	-brix caldo clarificado destilaria	13,9 [%]
bcalf	-brix do caldo da fabrica	15,0 [%]
t1	- temperatura final de aquecimento do pré	(111 °C)
t2	-temperatura de entrada do caldo no pré	(90 °C)
hv	- Entalpia do vapor de escape do pré	[Kcal/kg °C]
hc	- Entalpia do condensado desse vapor	[Kcal/kg °C]
rcalt	-retorno do caldo misto (Estimado)	15 [%]
tcalt	- temperatura do caldo misto	40 [°C]
hvege	-Entalpia do vapor vegetal a 8 psig	632 [Kcal/kg °C]
bsEva	- brix de saída do evaporador (xarope)	58,03 [%]
bsvac	- brix de saída do vacuo (massa A,B,C)	91,77 [%]
dcorr	-dias corridos	92 dias
defet	-dias efetivos	92 dias
emoag	-eficiência de Moagem	85,68 [%]
pbaga	-prod.Específica de bagaço	288,58 kg/ t cana
Embeb	-Embebição (boletim)	24,17 [%]
Extra	-Extração Média	95,78 [%]
E.E.P	-Energia Elétrica Produzida	61018,632 mWh
E.E.V	-Energia Elétrica Vendida	mWh
Bag.P.	-Bagaço produzido	535080,22 ton

Tabela A .7 Dados da safra 1998 (Continuação)

Bag.H.	-Bagaço Hidrolizado	3177,52 ton
Lev.S	-Levedura Seca	229,325 ton
Lev.Ter	-Levedura Termolizada	2288,579 ton
Ração	-Ração Animal	7431,903 ton
Umi	-Umidade do Bagaço	51 [%]
P.Açuc	-Produção de açúcar	2656249,1 sc
P.Açuc	-produção de açúcar	1,432571 sc/t cana
Open C	-Open Cell	85,67 [%]

Tabela A .8 Alguns índices no setor (safra 1998)

Índice	Na base de (92) dias
Consumo de Vapor de Processo	0,448 ton vapor/ ton cana moída.
Consumo dos Tandem e Difusor.	0,230 ton vapor/ ton cana moída.
Consumo dos Turbogeneradores	0,195 ton vapor/ ton cana moída..
Consumo da turbobomba de alta	0,00447 ton vapor/ ton cana moída..
Consumo da turbobomba de baixa	0,0137 ton vapor/ ton cana moída..

Tabela A .9 Índices totais (safra 1998)

Índice	Unidades
Produção de Energia Elétrica	0,0329MWh/Ton de cana moída 0,113 MWh/ Ton de vapor consumido
Produção de Bagaço	0,290 ton/ ton de cana moída
Tandem I	0,0054 kW/ ton cana moída no tandemI 234,78 kg de vapor/ ton cana moída no tandem I
Tandem II	0,00515 kW / ton cana moída no tandem II 234,86 kg de vapor/ ton cana moída no tandem II
Difusor	0,00352 kW / ton cana moída no difusor 158,954 kg de vapor/ ton cana moída difusor.

Metodologia para o cálculo do consumo de vapor do pré-evaporador

A metodologia para o cálculo do consumo de vapor do pré evaporador está em função de uma serie de medições de caracter químico que são realizados na usina, fundamentalmente os graus Brix, assim como o “ ART ” (açúcar redutor total). Esta metodologia é exposta a continuação.

Dados necessários para o calculo do fluxo de vapor ao pré

paçuc	- produção específica de açúcar	[sc/tonc]
cana	- Moagem	1000 tonc/hr]
pmel	- Produção específica de mel	[kg/sc]
amel	- art da mel fermentada	[%]
50	- peso da saca	[kg/sc]
0,95	- coeficiente para converter de sacarose a art	
acalf	- art do caldo clarificado da fabrica	[%]
acana	- art da cana	[%]
recup	- recuperação	[%]
acald	-art do caldo clarificado destilado	[%]
fcana	- fibra da cana	[%]
fbaga	-fibra do bagaço	[%]
bcalt	-brix do caldo misto	[%]
bspre	-brix de saída do pré	[%]
bcalf	-brix do caldo da fabrica	[%]
t1	- temperatura final de aquecimento do pre	(111 °C)
t2	-temperatura de entrada do caldo no pré	(90 °C)
hv	- Entalpia do vapor de escape do pré	[Kcal/kg]
hc	- Entalpia do condensado desse vapor	[Kcal/kg]
rcalt	-retorno do caldo misto	[%]
tcalt	- temperatura do caldo misto	[°C]
hvege	-Entalpia do vapor vegetal a 8 psig	[Kcal/kg]
bsEva	- brix de saída do evaporador	[%]
bsvac	- brix de saída do vácuo	[%]

Parâmetros que são calculados

Amel	- Massa do art do mel	[kg/hr]
Afabr	-Massa do art para a fabrica	[kg/hr]
Calf	Calf - Vazão de caldo para a fabrica	[kg/hr]
Cald	Cald - vazão de caldo para a destilaria	[kg/hr]
Calt	Calt - vazão de caldo total	[kg/hr]
EmbeA	EmbeA - Embebição aparente	[%]
acalt	acalt - art do caldo misto	[%]
bcalt	bcalt - brix do caldo misto	[%]
Ccalt	- calor especifico do caldo misto clarificado	[Kcal/kg °C]
Vpré	- vapor do pré	[kg/hr]
Vapré	- vapor de escape para aquecer o pré	[kg/hr]
Vaque	- vapor de aquecimento	[kg/hr]
Vevap	- vapor para evaporação	[kg/hr]
Vcosi	- vapor para cozimento	[kg/hr]
ivesc	-injeção do vapor de escape no vegetal	[kg/hr]
Vfabr	- vapor total para a fabrica	[kg/hr]

Metodologia para o cálculo do consumo de vapor do pré-evaporador:

- Cálculo da ART do mel.

$$Amel = \frac{Paçuc \times cana \times Pmel \times amel}{defet \times 24 \times 100} \quad [\text{kg/hr}]$$

(A.1)

- Massa de ART para a fabrica

$$Afabr = \frac{Paçuc \times cana \times 50}{defet \times 24 \times 0,95} + Amel \quad [\text{kg/hr}]$$

(A.2)

- Vazão de caldo para a fabrica

$$Calf = \frac{Afabr \times 100}{aCalf} \quad [\text{kg/ hr}]$$

(A.3)

- Vazão de caldo para a destilaria

$$CalD = \frac{\frac{1000 \times cana}{24 \times defet} \times \frac{acana}{100} \times \frac{recup}{100} - Afabr}{\frac{aCalD}{100}} \quad [\text{kg/hr}]$$

(A.4)

- Vazão total de caldo

$$CalT = CalD + Calf \quad [\text{kg/ hr}] \quad (\text{A.5})$$

- Embebição Aparente

$$EmbeA = \left[\left(\frac{CalT}{\frac{cana \times 1000}{defet \times 24}} + \frac{fcana}{fbaga} \right) - 1 \right] \times 100 \quad [\%] \quad (\text{A.6})$$

- ART do caldo misto

$$acalT = \frac{CalD \times acalD + Calf \times acalF}{CalT} \quad [\%] \quad (\text{A.7})$$

- Brix do caldo misto

$$bcalT = \frac{CalD \times bcalD + Calf \times bcalF}{CalT} \quad [\%] \quad (\text{A.8})$$

- Calor específico do caldo misto clarificado

$$cCalT = 1 - 0,0056bcalT \quad [\text{kCal/kg } ^\circ\text{C}] \quad (\text{A.9})$$

- Vapor de aquecimento

$$Vaque = CalT \times \left(1 - \frac{rCalT}{100}\right) \times cCalT \times \frac{(105 - tCalT)}{hvege} \quad [\text{kg/hr}] \quad (\text{A.10})$$

- Vapor do Pré-evaporador.

$$Vpre = \frac{(bspre - bCalf)}{bspre} \times Calf \quad [\text{kg/hr}] \quad (\text{A.11})$$

- Vapor para o evaporador

$$Vevap = \frac{1}{4} \left(\frac{bseva - bspre}{bseva} \right) \times \frac{bCalf}{bspre} \times Calf \quad [\text{kg/hr}] \quad (\text{A.12})$$

- Vapor para o cozimento

$$V_{\text{cosi}} = \left[\frac{b_{\text{svac}} - b_{\text{seva}}}{b_{\text{svac}}} \right] \times \frac{b_{\text{Calf}}}{b_{\text{seva}}} \times C_{\text{alf}}$$

[kg/hr] (A .13)

- Injeção de vapor de escape no vegetal

$$I_{\text{Nesc}} = [V_{\text{aque}} + V_{\text{eva}} + V_{\text{cosi}}] - V_{\text{pre}}$$

[kg/hr] (A.14)

- Vapor de escape para aquecer o pré até 111 °C

$$V_{\text{apre}} = \frac{C_{\text{alf}} \times c_{\text{CalT}} \times (t_1 - t_2)}{(h_v - h_c)}$$

[kg/hr] (A .15)

Tabela A .10 Resultados do Cálculo para dias efetivos da safra 1996

Amel	- Massa do art do mel	22141,486 [kg/hr]
Afabr	-Massa do art para a fabrica	65571,844 [kg/hr]
Calf	Calf - Vazão de caldo para a fabrica	450356,07 [kg/hr]
Cald	Cald - vazão de caldo para a destilaria	460176,98 [kg/hr]
Calt	Calt - vazão de caldo total	910533,05 [kg/hr]
EmbeA	EmbeA - Embebeção aparente	22,916 [%]
acalt	acalt - art do caldo misto	13,988 [%]
bcalt	bcalt - brix do caldo misto	15,05 [%]
Ccalt	-calor especifico do caldo misto clarificado	0,9157[Kcal/kg °C]
V*pré	- vapor do pré (Despreendido no Pré)	153617,22 [kg/hr]
Vapré	- vapor de escape para aquecer o pré	12532,337 [kg/hr]
Vaque	- vapor de aquecimento	86592,258 [kg/hr]
Vevap	- vapor para evaporação	44505,797 [kg/hr]
Vcosi	- vapor para cozimento	42037,277 [kg/hr]
ivesc	-injeção do vapor de escape no vegetal	19518,112 [kg/hr]
Vpré	-vapor do pré (V*pré +Vaqué)	166149,56 [kg/hr]

Tabela A .11 Resultados do Cálculo para dias corridos safra 1996

Amel	- Massa do art do mel	17322,957 [kg/hr]
Afabr	-Massa do art para a fabrica	51301,807 [kg/hr]
Calf	Calf - Vazão de caldo para a fabrica	352347,58 [kg/hr]
Cald	Cald - vazão de caldo para a destilaria	360031,2 [kg/hr]
Calt	Calt - vazão de caldo total	712378,8 [kg/hr]
EmbeA	EmbeA - Embebeção aparente	22,916 [%]
acalt	acalt - art do caldo misto	13,988 [%]
bcalt	bcalt - brix do caldo misto	15,05 [%]
Ccalt	-calor especifico do caldo misto clarificado	0,9157[Kcal/kg °C]
V*pré	- vapor do pré (Despreendido no Pré)	120186,36 [kg/hr]
Vapré	- vapor de escape para aquecer o pré	9804,99 [kg/hr]
Vaque	- vapor de aquecimento	67747,666 [kg/hr]
Vevap	- vapor para evaporação	34820,248 [kg/hr]
Vcosi	- vapor para cozimento	32888,938 [kg/hr]
ivesc	-injeção do vapor de escape no vegetal	15270,492 [kg/hr]
Vpré	-vapor do pré (V*pré +Vaqué)	129991,35 [kg/hr]

Uma vez definido isso teríamos o condensado para a parte de alta que seria 129991,35 kg/hr(tabela A .11 resultados para dias corridos) e para a parte de baixa seria 153617,22 (tabela A .10 resultados para dias efetivos)

Para a safra de 1997 estes resultados seriam:

Tabela A .12 Resultados do Cálculo dias efetivos safra 1997

Amel	- Massa do art do mel	21214,238 [kg/hr]
Afabr	-Massa do art para a fabrica	75992,967 [kg/hr]
Calf	Calf - Vazão de caldo para a fabrica	496037,64 [kg/hr]
Cald	Cald - vazão de caldo para a destilaria	385926,24 [kg/hr]
Calt	Calt - vazão de caldo total	881963,88 [kg/hr]
EmbeA	EmbeA - Embebeção aparente	20,37 [%]
acalt	acalt - art do caldo misto	15 [%]
bcalt	bcalt - brix do caldo misto	15,79 [%]
Ccalt	-calor especifico do caldo misto clarificado	0,91157 [Kcal/kg °C]
V*pré	- vapor do pré (Despreendido no Pré)	182344,05 [kg/hr]
Vapré	- vapor de escape para aquecer o pré	13740,99 [kg/hr]
Vaque	- vapor de aquecimento	83495,193 [kg/hr]
Vevap	- vapor para evaporação	45228,855 [kg/hr]
Vcosi	- vapor para cozimento	44757,5 [kg/hr]
ivesc	-injeção do vapor de escape no vegetal	-8862,502 [kg/hr]
Vpré	-vapor do pré (V*pré +Vaque)	196085,04 [kg/hr]

Tabela A .13 Resultados do Cálculo para dias corridos na safra 1997

Amel	- Massa do art do mel	17565,995 [kg/hr]
Afabr	-Massa do art para a fabrica	62924,348 [kg/hr]
Calf	Calf - Vazão de caldo para a fabrica	410733,34 [kg/hr]
Cald	Cald - vazão de caldo para a destilaria	319557,95[kg/hr]
Calt	Calt - vazão de caldo total	730291,29[kg/hr]
EmbeA	EmbeA - Embebeção aparente	39,34 [%]
acalt	acalt - art do caldo misto	15,0 [%]
bcalt	bcalt - brix do caldo misto	15,79 [%]
Ccalt	-calor específico do caldo misto clarificado	0,91157 [Kcal/kg °C]
V*pré	- vapor do pré (Despreendido no Pré)	150986,09 [kg/hr]
Vapré	- vapor de escape para aquecer o pré	11377,932 [kg/hr]
Vaque	- vapor de aquecimento	69136,405 [kg/hr]
Vevap	- vapor para evaporação	37450,784 [kg/hr]
Vcosi	- vapor para cozimento	37060,49 [kg/hr]
ivesc	-injeção do vapor de escape no vegetal	-7338,411 [kg/hr]
Vpré	-vapor do pré (V*pré +Vaqué)	162364,02 [kg/hr]

Da mesma forma que para a safra de 1996, o condensado para a parte de alta que seria 162364,02 kg/hr(tabela resultados para dias corridos) e para a parte de baixa seria 182344,05 (tabela , resultados para dias efetivos), para a simulação completa do sistema estariam faltando as informações referentes aos consumos de vapor das turbomoendas assim como dos turbogeradores e turbobombas. A continuação é mostrada a seqüência de cálculo para a determinação dos consumos específicos de vapor de cada um dos equipamentos mencionados.

Tabela A .14 Resultados do Cálculo para os 92 dias da safra 1998

Amel	- Massa do art do mel	20464,826 [kg/hr]
Afabr	-Massa do art para a fabrica	83781,214 [kg/hr]
Calf	Calf - Vazão de caldo para a fabrica	583028,63 [kg/hr]
Cald	Cald - vazão de caldo para a destilaria	182846,93 [kg/hr]
Calt	Calt - vazão de caldo total	765875,56 [kg/hr]
EmbeA	EmbeA - Embebeção aparente	20,51 [%]
acalt	acalt - art do caldo misto	14,16 [%]
bcalt	bcalt - brix do caldo misto	14,74 [%]
Ccalt	-calor especifico do caldo misto clarificado	0,91746 [Kcal/kg °C]
V*pré	- vapor do pré (Despreendido no Pré)	226799,32 [kg/hr]
Vapré	- vapor de escape para aquecer o pré	16255,127 [kg/hr]
Vaque	- vapor de aquecimento	72973,64 [kg/hr]
Vevap	- vapor para evaporação	51380,997 [kg/hr]
Vcosi	- vapor para cozimento	55408,056 [kg/hr]
ivesc	-injeção do vapor de escape no vegetal	-47036,627 [kg/hr]
Vpré	-vapor do pré (V*pré + Vaque)	243054,45 [kg/hr]

Esquema de formação dos condensados de Alta e Baixa

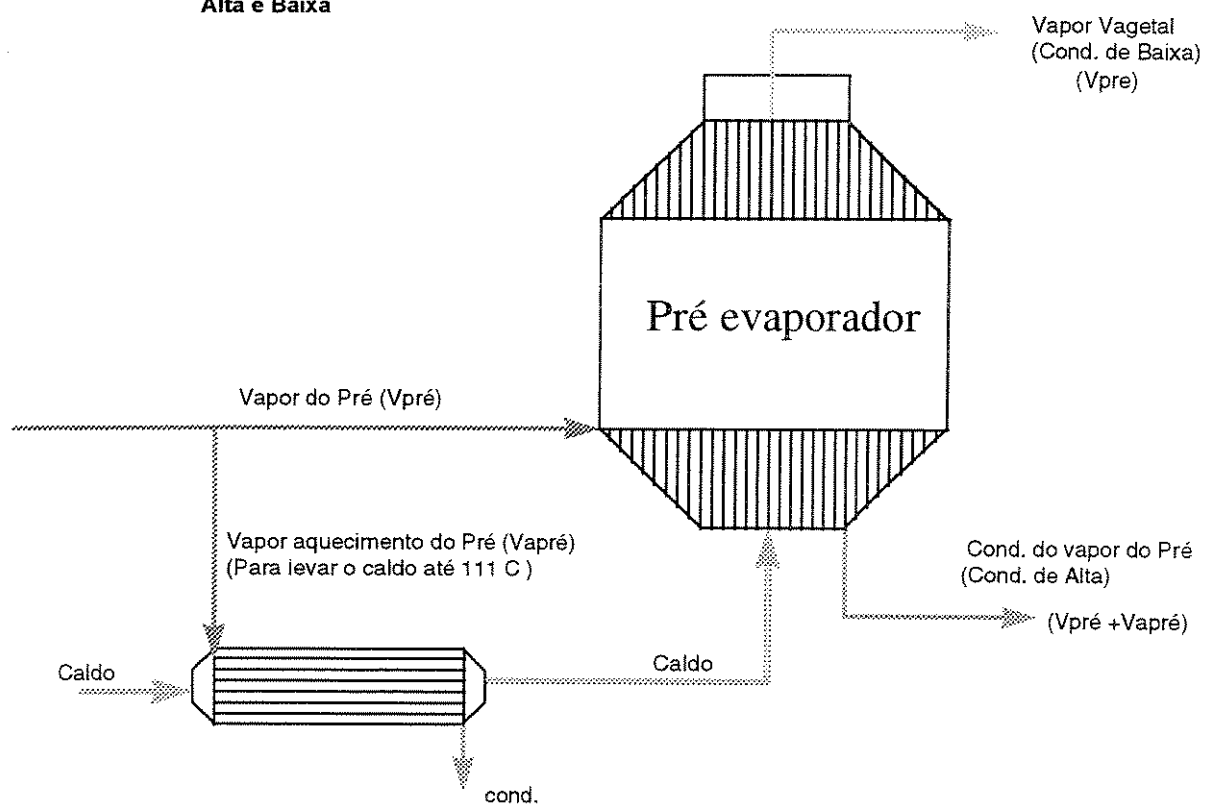


Figura A .1 Esquema de formação do condensado de alta e baixa

Cálculos associados à determinação do consumo de vapor das turbinas

- Das bombas de água de alimentação (Alta e baixa pressão);
- As moendas e Sistema de preparo de cana;
- Os geradores elétricos.

Tabela A .15 Condições do vapor para a turbina da bomba de água de alimentação do sistema de baixa

Parâmetro	Condições de Entrada	Condições de Saída	Condições Isoentrópicas.
P (Mpa)	2,15	0,24	0,24
t (°C)	280	165	
h (kJ/kg)	2971	2796	2545
s (kJ/kg K)	6,641	7,262	6,641
v (m ³ /kg)	0,111	0,8273	0,689
x			0,9226

Tabela A .16 Condições do vapor para a turbina da bomba de água de alimentação do sistema de alta

Parâmetro	Condições de Entrada	Condições de Saída	Condições Isoentrópicas.
P (Mpa)	4,41	0,24	0,24
t (°C)	387,5	185	
h (kJ/kg)	3178,6	2838	2560,56
s (kJ/kg K)	6,68	7,354	6,68
v (m ³ /kg)	0,065	0,868	0,694
x			0,93

Tabela A .17 Condições do vapor para as turbinas das moendas e preparo de cana

Parâmetro	Condições de Entrada	Condições de Saída	Condições Isoentrópicas.
P (Mpa)	2,15	0,24	0,24
t (°C)	270	135	
h (kJ/kg)	2947,56	2733,59	2528,62
s (kJ/kg K)	6,60	7,11	6,60
v (m ³ /kg)	0,108	0,765	0,683
x			0,915

Tabela A .18 Condições do vapor para as turbinas dos geradores elétrico

Parâmetro	Condições de Entrada	Condições de Saída	Condições Isoentrópicas.
P (Mpa)	4,41	0,24	0,24
t (°C)	390	130	
h (kJ/kg)	3181	2723	2560
s (kJ/kg K)	6.678	7.086	6,678
v (m ³ /kg)	0,06486	0,7545	0,6941
x			0,9293

Todos os valores das propriedades foram obtidos utilizando o software que acompanha o livro do Moran & Shapiro “ Fundamentals of Engineering Thermodynamics “

Cálculo do consumo específico de vapor das turbomoendas

Primeiro foi determinada a eficiência térmica da turbina de vapor (eficiência isoentrópica). Determinada como a relação entre o salto térmico real e o salto térmico ideal, referido a condições isoentrópicas. Conhecendo os parâmetros do vapor (pressão e temperatura na entrada e saída) é possível calcular:

$$E_{FT} = \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2} \times 100 \quad (A.16)$$

Onde:

E_{FT} - Eficiência térmica (%)

Δh_1 - Salto térmico real (kcal/kg)

Δh_2 - Salto térmico ideal (condições isoentrópicas, kcal/kg)

O segundo passo é a determinação do consumo específico da turbina, os kg/kW, mediante a seguinte equação:

$$C_{ET} = \frac{K}{\Delta h_2 \times E_{FT}} \quad (A.17)$$

Onde:

C_{ET} - Consumo específico da turbina (kg de vapor/kW)

E_{FT} - Eficiência térmica (%)

$K = 860$ - fator de conversão de unidades de kcal para kWh

Com os dados de consumo específico de kilogramas de vapor por kilowatts-hora de energia gerada e sendo conhecida a relação entre os kilowatts-hora e a cana moída assim como as toneladas de cana moídas por hora, é possível calcular a vazão mássica de vapor em cada turbina. Os dados dos kW/ton de cana moída para cada maquinaria é dado a continuação.

Tabela A .19 Potência consumida por tonelada de cana moída

Picador	Nivelador	Desfibrador	turbinas de seis moendas	Tongaat niv + desf (difusor)	Moenda (difusor)
2,6 kW/t	0,75 kW/t	2,6 kW/t	7,2 kW/t	4,9 kW/t	1,4 kW/t

Os resultados do consumo de vapor por hora (kg/h) para cada sistema de extração de caldo é mostrada a continuação e para cada uma das safras.

Tabela A .20 *Valores Calculados Tandem I safra 1996

Tandem I	Equipos	Moagem horária [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg _v /kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Nivelador	333,128	0,75 kW/tc 249,846 kW/hr	17,86	4462,25
	Picador	333,128	2,6 kW/tc 866,133 kW/hr	17,86	15469,13
	Desfibrador	333,128	2,6 kW/tc 866,133 kW/hr	17,86	15469,13
	TM I	333,128			
	TM II	333,128	7,2 kW/tc 2398,52 kW/hr	17,86	42837,59
	TM III	333,128			
Total					78238,1

Tabela A .21 *Valores Calculados Tandem II safra 1996

Tandem II	Equipos	Moagem horaria [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg _v /kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Nivelador	332,017	0,75 kW/tc 249,846 kW/hr	17,86	4447,37
	Picador	332,017	2,6 kW/tc 866,133 kW/hr	17,86	15417,54
	Desfibrador	332,017	2,6 kW/tc 866,133 kW/hr	17,86	15417,54
	TM I	332,017			
	TM II	332,017	7,2 kW/tc 2398,52 kW/hr	17,86	42694,73
	TM III	332,017			
Total					77977,18

Tabela A .22 * Valores Calculados Difusor safra 1996

Difusor	Equipos	Moagem horária [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg _v /kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Picador	324,581	2,6 kW/tc 866,133 kW/hr	17,86	15072,243
	Tongaat (pic + niv)	324,581	4,9 kW/tc 1590,45 kW/hr	17,86	28405,382
	TM I	324,581	1,4 kW/tc 454,41 kW/hr	17,86	8115,823
Total					51593,448

Tabela A .23 *Valores Calculados Tandem I safra 1997

Tandem I	Equipos	Moagem horária [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg _v /kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Nivelador	297,099	0,75 kW/tc 222,75 kW/hr	17,86	3978,315
	Picador	297,099	2,6 kW/tc 772,2 kW/hr	17,86	13791,492
	Desfibrador	297,099	2,6 kW/tc 772,2 kW/hr	17,86	13791,492
	TM I	297,099			
	TM II	297,099	7,2 kW/tc 2138,4 kW/hr	17,86	38191,824
	TM III	297,099			
Total					69753,123

Tabela A.24 *Valores Calculados Tandem II safra 1997

Tandem II	Equipos	Moagem horaria [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg _v /kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Nivelador	331,815	0,75 kW/tc 248,861kW/hr	17,86	4444,662
	Picador	331,815	2,6 kW/tc 862,719 kW/hr	17,86	15408,161
	Desfibrador	331,815	2,6 kW/tc 862,719 kW/hr	17,86	15408,161
	TM I	331,815			
	TM II	331,815	7,2 kW/tc 2389,068 kW/hr	17,86	42668,754
	TM III	331,815			
Total					77929,738

Tabela A.25 *Valores Calculados Difusor safra 1997

Difusor	Equipos	Moagem horária [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg _v /kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Picador	337,464	2,6 kW/tc 877,406kW/hr	17,86	15670,478
	Tonga (pic + niv)	337,464	4,9 kW/tc 1653,573 kW/hr	17,86	29532,824
	TM I	337,464	1,4 kW/tc 472,449 kW/hr	17,86	8437,949
Total					53641,252

Tabela A .26 *Valores Calculados Tandem I safra 98

Tandem I	Equipos	Moagem horária [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg./kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Nivelador	288,98	0,75 kW/tc 216,7 kW/hr	17,86	3870,887
	Picador	288,98	2,6 kW/tc 751,348 kW/hr	17,86	13419,075
	Desfibrador	288,98	2,6 kW/tc 751,348kW/hr	17,86	13419,075
	TM I	288,98			
	TM II	288,98	7,2 kW/tc 2080,656 kW/hr	17,86	37160,516
	TM III	288,98			
Total					67869,553

Tabela A .27 *Valores Calculados Tandem II safra 98

Tandem II	Equipos	Moagem horaria [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg./kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Nivelador	309,12	0,75 kW/tc 231,84kW/hr	17,86	4140,662
	Picador	309,12	2,6 kW/tc 803,71 kW/hr	17,86	14354,296
	Desfibrador	309,12	2,6 kW/tc 803,71 kW/hr	17,86	14354,296
	TM I	309,12			
	TM II	309,12	7,2 kW/tc 2225,664 kW/hr	17,86	39750,359
	TM III	309,12			
Total					72599,613

Tabela A .28 *Valores Calculados Difusor safra 98

Difusor	Equipos	Moagem horária [t/hr]	Consumo Específico do Equipamento	*Consumo Específico Turbina [kg./kW]	*Consumo de vapor [kg/hr]
	Picador	330,82	2,6 kW/tc 860,13kW/hr	17,86	15361,958
	Tongaat (pic + niv)	330,82	4,9 kW/tc 1621,02 kW/hr	17,86	28951,381
	TM I	330,82	1,4 kW/tc 463,15 kW/hr	17,86	8271,823
Total					52585,16

Cálculo do consumo de vapor dos turbogeradores:

- Consumo efetivo de energia elétrica por tonelada de cana moída (Ce_3)

$$Ce_3 = \frac{EnergiaGerada}{CanaMoída} \quad [kWh/ ton]$$

(A.18)

- Consumo Específico de vapor das turbinas dos geradores.

Cálculo da eficiência térmica.

Fazendo uso da equação 16 e os valores da tabela 13 determinamos a eficiência térmica.

$$Eft = 73,92\%$$

Consumo específico do grupo turbogerador

Utilizando a equação 2 e a tabela 13 e tendo em conta a eficiência do redutor e o gerador, 96,8 % e 95 % respetivamente.

$$Cetg = \frac{K}{(h_1 - h_2) \times Eft \times Er \times Eg} \quad Kg/kWh$$

(A.19)

Onde:

$Cetg$ - Consumo específico do turbogerador (kg /kW)

Er - Eficiência do redutor

Eg - Eficiência do gerador

$(h_1 - h_2)$ Salto térmico ideal (Kcal / Kg)

K - fator de conversão de kcal para kWh

$$Cetg = 8,55 \text{ kg / kWh}$$

Cálculo do consumo de vapor das turbinas das bombas de alta pressão.

Consumo específico da turbina

Usando os valores da tabela 11

$$Ce_2 = \frac{R}{(3205 - 2574) \times \eta_t \times \eta_r} \quad \text{kg /kWh} \quad (\text{A.20})$$

Onde

η_t rendimento da turbina 55 %

η_r rendimento do redutor 96 %

R - fator de conversão 3600 kJ / kWh

$Ce_2 = 11,03 \text{ kg /kWh}$

Potência consumida pela bomba

$$P = \frac{3,7 \times 10^{-6} \gamma \times Q \times H_M}{\eta} \quad (\text{A.21})$$

Onde:

γ - Peso específico da água (957,2 kg/m³)

Q - Fluxo de água (A₁ m³ /hr)

H_M- Pressão da água na saída da bomba (625,5 mCa)

η - Eficiência da bomba (0,70)

$$P = 3,16 A_1 \quad [\text{CV}]$$

Cálculo do consumo de vapor das turbinas das bombas de baixa pressão.

Consumo específico da turbina

Usando os valores da tabela 10

$$C_{e_2} = \frac{R}{(2971 - 2545) \times \eta_t \times \eta_r} \quad \text{kg /kWh} \quad (\text{A.22})$$

Onde

η_t rendimento da turbina 55 %

η_r rendimento do redutor 99 %

R fator de conversão 3600 kJ/kWh

$C_{e_2} = 16,0 \text{ kg /kWh}$

Potência consumida pela bomba

$$P = \frac{3,7 \times 10^{-6} \gamma \times Q \times H_M}{\eta} \quad (\text{CV}) \quad (\text{A.23})$$

Onde:

γ - Peso específico da água (957,2 kg/m³)

Q - Fluxo de água ($A_1 \text{ m}^3/\text{hr}$)

H_M - Pressão da água na saída da bomba (303,5 mCa)

η - Eficiência da bomba (0,70)

$$P = 1,154 A_1 \quad [\text{kW}]$$

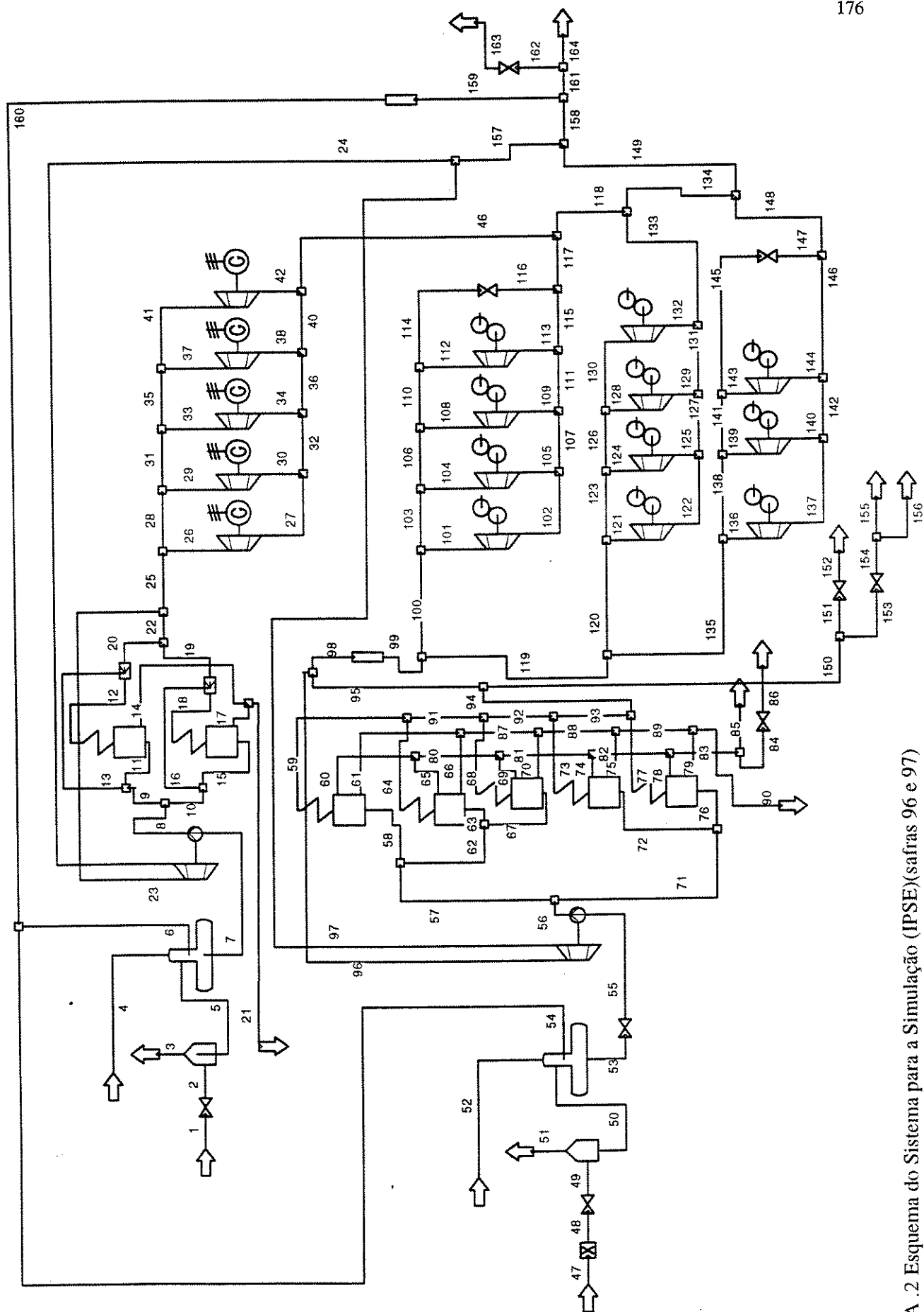


Figura A .2 Esquema do Sistema para a Simulação (IPSE)(safras 96 e 97)

Tabela A .29 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos, safra 96 Simulador (IPSE)

	Safra 96					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
1	36,109	440,261	1,3629	105,00	2,40	38,468
2	36,109	440,261	1,3641	98,00	0,94	38,124
3	0,473	2672,876	7,3796	98,00	0,94	477,202
4	3,415	104,986	0,3669	25,00	2,40	0,141
5	35,636	410,625	1,2842	98,00	0,94	32,296
6	2,582	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,448
7	41,633	529,629	1,5929	126,09	2,40	59,271
8	41,633	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
9	20,823	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
10	20,810	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
11	20,033	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
12	19,543	3279,409	6,8242	430,00	44,00	1249,331
13	0,790	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
14	0,490	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
15	20,109	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
16	0,701	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
17	0,460	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
18	19,649	3279,409	6,8242	430,00	44,00	1249,331
19	20,350	3184,864	6,6857	390,00	44,00	1196,067
20	20,333	3172,790	6,6675	385,00	44,00	1189,442
21	0,950	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
22	40,683	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
23	0,878	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
24	0,878	2838,040	7,3544	185,10	2,40	649,894
25	39,804	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
26	7,960	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
27	7,960	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
28	31,844	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
29	7,960	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
30	7,960	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
31	23,884	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
32	15,920	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
33	7,960	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
34	7,960	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
35	15,924	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
36	23,880	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
37	7,960	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
38	7,960	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
40	31,840	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
41	7,964	3178,830	6,6766	387,50	44,00	1192,751
42	7,964	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
46	39,804	2720,313	7,0801	128,78	2,40	613,936
47	42,671	439,356	1,3609	104,81	1,20	38,177
48	42,671	439,356	1,3609	104,81	1,20	38,177
49	42,671	439,356	1,3616	98,00	0,94	37,946
50	42,130	410,625	1,2842	98,00	0,94	32,296

Tabela A .29 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)(Cont.)

	Safr 96					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
51	0,542	2672,876	7,3796	98,00	0,94	477,202
52	38,300	104,986	0,3669	25,00	2,40	0,141
53	90,084	529,629	1,5929	126,09	2,40	59,271
54	9,654	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,448
55	90,084	529,629	1,5997	104,81	1,20	57,237
56	90,084	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
57	69,415	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
58	23,161	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
59	21,924	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
60	0,562	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
61	0,675	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
62	46,254	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
63	23,302	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
64	22,062	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
65	0,562	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
66	0,679	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
67	22,952	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
68	21,722	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
69	0,562	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
70	0,669	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
71	20,669	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
72	13,027	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
73	12,087	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
74	0,562	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
75	0,378	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
76	7,642	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
77	6,857	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
78	0,562	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
79	0,223	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
80	1,124	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
81	1,686	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
82	2,247	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
83	2,809	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
84	2,716	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
85	0,094	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
86	2,716	2799,054	6,7409	182,73	7,80	793,819
87	1,353	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
88	2,022	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
89	2,400	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
90	2,623	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
91	43,986	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
92	65,708	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
93	77,794	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
94	84,651	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
95	84,229	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
96	2,729	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
97	2,729	2738,171	7,1241	137,14	2,40	618,683
98	81,500	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908

Tabela A .29 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)Cont.)

fluxo	Safra 96	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
99	81,500	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
100	33,018	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
101	1,240	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
102	1,240	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
103	31,778	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
104	4,297	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
105	4,297	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
106	27,481	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
107	5,536	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
108	4,297	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
109	4,297	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
110	23,184	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
111	9,833	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
112	11,899	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
113	11,899	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
114	11,285	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
115	21,733	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
116	11,285	2947,563	7,5804	238,96	2,40	692,035
117	33,018	2831,665	7,3404	181,99	2,40	647,681
118	72,822	2770,800	7,2022	152,61	2,40	628,038
119	48,482	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
120	21,660	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
121	1,235	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
122	1,235	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
123	20,425	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
124	4,283	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
125	4,283	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
126	16,142	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
127	5,518	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
128	4,283	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
129	4,283	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
130	11,860	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
131	9,801	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
132	11,860	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
133	21,660	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
134	94,483	2770,957	7,2025	152,68	2,40	628,085
135	26,822	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
136	4,187	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
137	4,187	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
138	22,635	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
139	7,890	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
140	7,890	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
141	14,745	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
142	12,077	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
143	2,254	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
144	2,254	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
145	12,491	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
146	14,332	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243

Tabela A .29 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)Cont.)

	Safra 96					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
147	12,491	2947,563	7,5804	238,96	2,40	692,035
148	26,822	2853,481	7,3878	192,64	2,40	655,370
149	121,305	2789,204	7,2449	161,43	2,40	633,687
150	0,422	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
151	0,108	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
152	0,108	2972,471	6,7314	274,53	17,61	970,070
153	0,315	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
154	0,315	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
155	0,221	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
156	0,094	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
157	3,607	2762,489	7,1825	148,65	2,40	625,573
158	124,912	2788,433	7,2432	161,06	2,40	633,445
159	12,236	2788,433	7,2432	161,06	2,40	633,445
160	12,236	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,448
161	112,676	2788,433	7,2432	161,06	2,40	633,445
162	0,000	2788,433	7,2432	161,06	2,40	633,445
163	0,000	2788,433	7,6362	156,15	1,01	516,254
164	112,676	2788,433	7,2432	161,06	2,40	633,445

Tabela A .30 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos, safra 97 Simulador (IPSE)

	Safra 97					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
1	45,101	440,261	1,3629	105,00	2,40	38,468
2	45,101	440,261	1,3641	98,00	0,94	38,124
3	0,591	2672,876	7,3796	98,00	0,94	477,202
4	0,100	104,986	0,3669	25,00	2,40	0,141
5	44,510	410,625	1,2842	98,00	0,94	32,296
6	2,423	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,449
7	47,033	529,629	1,5929	126,09	2,40	59,271
8	47,033	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
9	21,540	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
10	25,493	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
11	20,757	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
12	19,341	3279,409	6,8242	430,00	44,00	1249,331
13	0,782	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
14	1,416	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
15	24,663	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
16	0,830	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
17	1,415	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
18	23,248	3279,409	6,8242	430,00	44,00	1249,331
19	24,078	3184,864	6,6857	390,00	44,00	1196,067
20	20,124	3172,790	6,6675	385,00	44,00	1189,442
21	2,831	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
22	44,202	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
23	0,992	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
24	0,992	2838,461	7,3553	185,30	2,40	650,041
25	43,210	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
26	8,642	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
27	8,642	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
28	34,568	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
29	8,642	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
30	8,642	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
31	25,926	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
32	17,284	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
33	8,642	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
34	8,642	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
35	17,284	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
36	25,926	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
37	8,642	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
38	8,642	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
40	34,568	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
41	8,642	3179,367	6,6774	387,72	44,00	1193,046
42	8,642	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
46	43,210	2720,693	7,0811	128,95	2,40	614,035
47	50,651	439,356	1,3609	104,81	1,20	38,177
48	50,651	439,356	1,3609	104,81	1,20	38,177
49	50,651	439,356	1,3616	98,00	0,94	37,946
50	50,008	410,625	1,2842	98,00	0,94	32,296
51	0,643	2672,876	7,3796	98,00	0,94	477,202
52	39,800	104,986	0,3669	25,00	2,40	0,141

Tabela A .30 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)(Cont.)

	Safra 97					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
53	100,176	529,629	1,5929	126,09	2,40	59,271
54	10,368	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,449
55	100,176	529,629	1,5997	104,81	1,20	57,237
56	100,176	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
57	70,966	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
58	23,655	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
59	22,222	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
60	0,700	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
61	0,733	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
62	47,311	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
63	23,655	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
64	22,222	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
65	0,700	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
66	0,733	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
67	23,655	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
68	22,222	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
69	0,700	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
70	0,733	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
71	29,210	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
72	14,163	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
73	13,019	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
74	0,700	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
75	0,444	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
76	15,047	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
77	13,889	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
78	0,700	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
79	0,458	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
80	1,400	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
81	2,100	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
82	2,800	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
83	3,500	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
84	3,425	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
85	0,075	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
86	3,425	2799,054	6,7409	182,73	7,80	793,819
87	1,467	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
88	2,200	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
89	2,644	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
90	3,102	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
91	44,444	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
92	66,667	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
93	79,686	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
94	93,574	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
95	93,177	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
96	3,035	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
97	3,035	2738,171	7,1241	137,14	2,40	618,683
98	90,142	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
99	90,142	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
100	34,985	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549

Tabela A .30 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)Cont.)

fluxo	Safra 97 massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
101	1,105	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
102	1,105	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
103	33,880	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
104	3,831	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
105	3,831	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
106	30,049	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
107	4,936	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
108	3,831	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
109	3,831	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
110	26,218	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
111	8,767	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
112	10,609	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
113	10,609	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
114	15,609	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
115	19,376	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
116	15,609	2947,563	7,5804	238,96	2,40	692,035
117	34,985	2850,045	7,3804	190,96	2,40	654,140
118	78,195	2778,566	7,2203	156,32	2,40	630,389
119	55,157	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
120	21,647	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
121	1,235	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
122	1,235	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
123	20,413	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
124	4,280	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
125	4,280	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
126	16,132	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
127	5,515	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
128	4,280	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
129	4,280	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
130	11,852	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
131	9,795	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
132	11,852	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
133	21,647	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
134	99,842	2777,031	7,2167	155,59	2,40	629,921
135	33,510	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
136	4,353	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
137	4,353	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
138	29,157	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
139	8,204	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
140	8,204	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
141	20,953	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
142	12,556	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
143	2,344	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
144	2,344	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
145	18,609	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
146	14,900	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
147	18,609	2947,563	7,5804	238,96	2,40	692,035
148	33,510	2869,268	7,4214	200,37	2,40	661,135

Tabela A .30 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)(Cont.)

	Safra 97					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
149	133,352	2800,209	7,2701	166,73	2,40	637,184
150	0,398	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
151	0,115	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
152	0,115	2972,471	6,7314	274,53	17,61	970,070
153	0,283	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
154	0,283	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
155	0,209	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
156	0,074	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
157	4,027	2762,878	7,1835	148,83	2,40	625,687
158	137,379	2799,115	7,2676	166,20	2,40	636,834
159	12,791	2799,115	7,2676	166,20	2,40	636,834
160	12,791	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,449
161	124,588	2799,115	7,2676	166,20	2,40	636,834
162	2,462	2799,115	7,2676	166,20	2,40	636,834
163	2,462	2799,115	7,6609	161,53	1,01	519,562
164	122,126	2799,115	7,2676	166,20	2,40	636,834

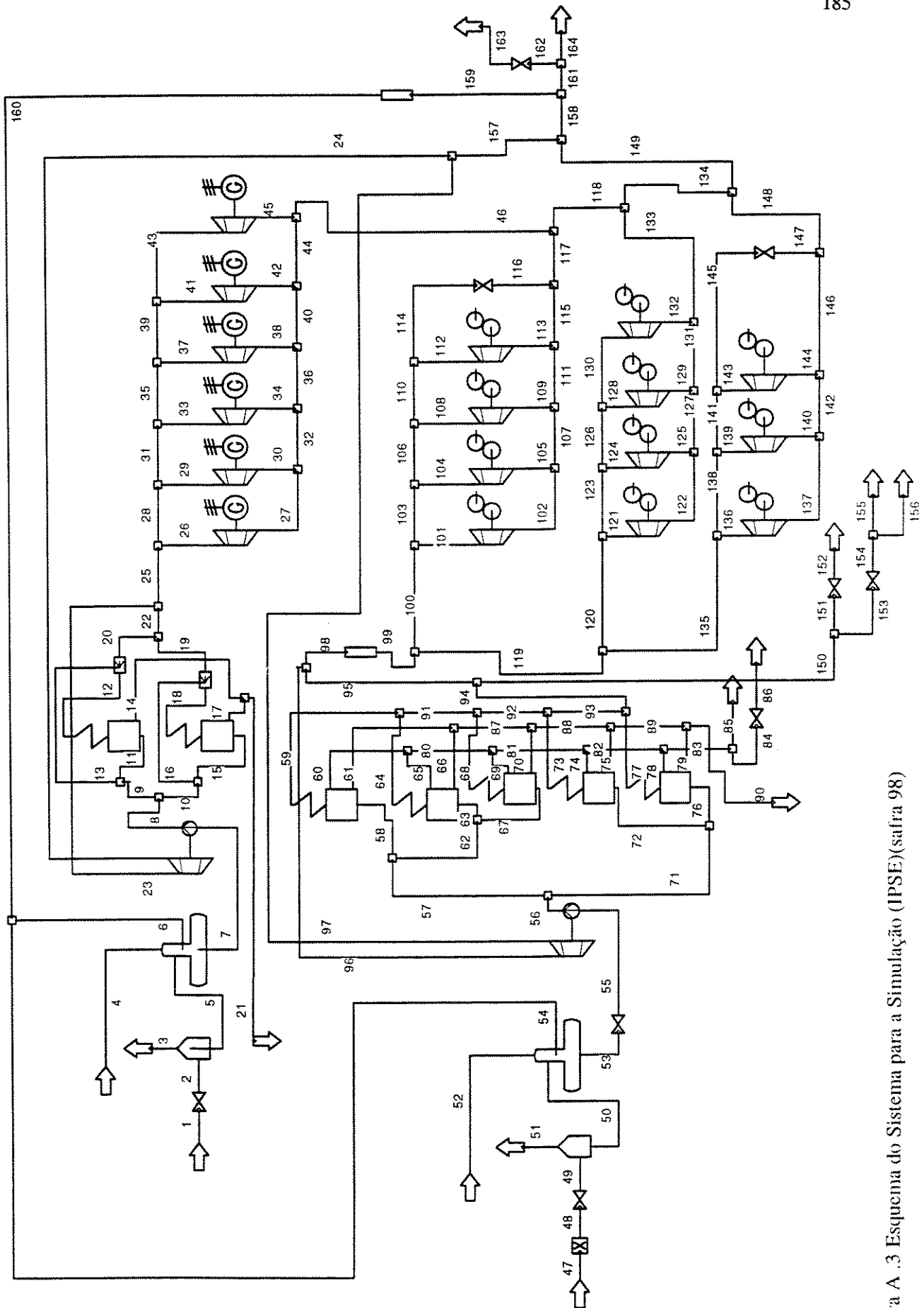


Figura A .3 Esquema do Sistema para a Simulação (IPSE)(safra 98)

Tabela A .31 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos, safra 98 Simulador (IPSE)

	Safra 98					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
1	65,300	440,261	1,3629	105,00	2,40	38,468
2	65,300	440,261	1,3641	98,00	0,94	38,124
3	0,855	2672,876	7,3796	98,00	0,94	477,202
4	3,900	104,986	0,3669	25,00	2,40	0,141
5	64,445	410,625	1,2842	98,00	0,94	32,296
6	4,231	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,448
7	72,576	529,629	1,5929	126,09	2,40	59,271
8	72,576	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
9	36,384	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
10	36,191	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
11	35,025	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
12	33,608	3279,409	6,8242	430,00	44,00	1249,331
13	1,359	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
14	1,417	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
15	34,993	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
16	1,199	536,255	1,5978	126,94	46,00	64,420
17	1,416	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
18	33,577	3279,409	6,8242	430,00	44,00	1249,331
19	34,776	3184,864	6,6857	390,00	44,00	1196,067
20	34,968	3172,790	6,6675	385,00	44,00	1189,442
21	2,832	1115,376	2,8487	256,05	44,00	270,590
22	69,743	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
23	1,531	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
24	1,531	2838,025	7,3543	185,09	2,40	649,889
25	68,212	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
26	9,239	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
27	9,239	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
28	58,973	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
29	5,918	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
30	5,918	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
31	53,055	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
32	15,157	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
33	8,800	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
34	8,800	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
35	44,255	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
36	23,957	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
37	8,934	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
38	8,934	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
39	35,321	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
40	32,891	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
41	8,760	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
42	8,760	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
43	26,561	3178,810	6,6766	387,49	44,00	1192,740
44	41,651	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
45	26,561	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
46	68,212	2720,299	7,0801	128,77	2,40	613,933
47	58,000	439,356	1,3609	104,81	1,20	38,177
48	58,000	439,356	1,3609	104,81	1,20	38,177

Tabela A .31 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)(Cont.)

	Safra 98					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
49	58,000	439,356	1,3616	98,00	0,94	37,946
50	57,263	410,625	1,2842	98,00	0,94	32,296
51	0,737	2672,876	7,3796	98,00	0,94	477,202
52	2,000	104,986	0,3669	25,00	2,40	0,141
53	62,741	529,629	1,5929	126,09	2,40	59,271
54	3,477	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,448
55	62,741	529,629	1,5997	104,81	1,20	57,237
56	62,741	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
57	37,557	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
58	12,519	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
59	11,136	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
60	0,800	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
61	0,583	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
62	25,038	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
63	12,519	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
64	11,136	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
65	0,800	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
66	0,583	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
67	12,519	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
68	11,136	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
69	0,800	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
70	0,583	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
71	25,183	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
72	12,664	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
73	11,282	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
74	0,800	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
75	0,583	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
76	12,519	536,585	1,6049	127,40	22,50	62,636
77	11,136	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
78	0,800	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
79	0,583	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
80	1,600	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
81	2,400	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
82	3,199	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
83	3,999	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
84	3,925	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
85	0,075	2799,054	6,3015	217,24	22,00	924,827
86	3,925	2799,054	6,7409	182,73	7,80	793,819
87	1,166	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
88	1,749	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
89	2,332	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
90	2,915	930,954	2,4922	217,24	22,00	192,460
91	22,272	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
92	33,409	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
93	44,690	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
94	55,826	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
95	55,527	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
96	1,901	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908

Tabela A .31 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)Cont.)

	Safr 98					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
97	1,901	2738,171	7,1241	137,14	2,40	618,683
98	53,626	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
99	53,626	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
100	18,853	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
101	1,075	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
102	1,075	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
103	17,777	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
104	3,728	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
105	3,728	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
106	14,050	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
107	4,803	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
108	3,728	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
109	3,728	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
110	10,322	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
111	8,530	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
112	10,322	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
113	10,322	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
114	0,000	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
115	18,853	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
116	0,000	2947,563	7,5804	238,96	2,40	692,035
117	18,853	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
118	87,065	2731,383	7,1075	133,95	2,40	616,847
119	34,774	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
120	20,167	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
121	1,150	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
122	1,150	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
123	19,016	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
124	3,987	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
125	3,987	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
126	15,029	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
127	5,137	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
128	3,987	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
129	3,987	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
130	11,042	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
131	9,125	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
132	11,042	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
133	20,167	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
134	107,231	2738,924	7,1259	137,49	2,40	618,889
135	14,607	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
136	4,267	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
137	4,267	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
138	10,340	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
139	8,042	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
140	8,042	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
141	2,298	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
142	12,309	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
143	2,298	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
144	2,298	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243

Tabela A .31 Parâmetros e propriedades termodinâmicas dos fluxos Simulador (IPSE)Cont.)

	Safra 98					
fluxo	massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]	t [C]	p [bar]	ex [kJ/kg]
145	0,000	2947,563	6,5993	270,00	21,50	984,549
146	14,607	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
147	0,000	2947,563	7,5804	238,96	2,40	692,035
148	14,607	2771,484	7,2038	152,94	2,40	628,243
149	121,838	2742,828	7,1354	139,33	2,40	619,965
150	0,300	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
151	0,040	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
152	0,040	2972,471	6,7314	274,53	17,61	970,070
153	0,260	2972,471	6,6447	280,00	21,50	995,908
154	0,260	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
155	0,202	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
156	0,058	2972,471	6,9513	264,34	10,70	904,505
157	3,432	2782,724	7,2300	158,32	2,40	631,668
158	125,270	2743,921	7,1381	139,85	2,40	620,269
159	7,708	2743,921	7,1381	139,85	2,40	620,269
160	7,708	2733,621	7,1130	135,00	2,40	617,448
161	117,562	2743,921	7,1381	139,85	2,40	620,269
162	13,066	2743,921	7,1381	139,85	2,40	620,269
163	13,066	2743,921	7,5297	133,78	1,01	503,489
164	104,496	2743,921	7,1381	139,85	2,40	620,269

Resultados da Simulação

Tabela A .32 Resultados da simulação turbogeradores (Safrá 96)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_{eg}	η_{mg}	pot [kW]
TG1	96,0	74,0	619,617	95,0	96,85	3223,759
TG2	“	“	“	“	“	3223,759
TG3	“	“	“	“	“	3223,759
TG4	“	“	“	“	“	3223,759
TG5	“	“	“	“	“	3225,533

Tabela A .33 Resultados da simulação turbogeradores (Safrá 97)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_{eg}	η_{mg}	pot [kW]
TG1	96,0	74,0	619,617	95,0	96,85	3501,167
TG2	“	“	“	“	“	3501,167
TG3	“	“	“	“	“	3501,167
TG4	“	“	“	“	“	3501,167
TG5	“	“	“	“	“	3501,115

Tabela A .34 Resultados da simulação turbogeradores (Safrá 98)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_{eg}	η_{mg}	pot [kW]
TG1	96,0	74,0	619,617	95,0	96,9	3743,634
TG2	“	“	“	“	“	2397,72
TG3	“	“	“	“	“	3565,752
TG4	“	“	“	“	“	3619,301
TG5	“	“	“	“	“	3548,445
TG6	“	“	“	“	“	10760,2705

Tabela A .35 Resultados da simulação tandem I (Safra 96)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moinho [kW]
Picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	213,887	199,128
Nivelador	“	“	“	“	“	741,474	690,312
desfibrador	“	“	“	“	“	741,474	690,312
turbmoendas	“	“	“	“	“	2053,312	1911,634

Tabela A .36 Resultados da simulação tandem I (Safra 97)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moinho [kW]
Picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	190,69	177,533
Nivelador	“	“	“	“	“	661,060	615,447
desfibrador	“	“	“	“	“	661,060	615,447
turbmoendas	“	“	“	“	“	1830,629	1704,315

Tabela A .37 Resultados da simulação tandem I (Safra 98)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moinho [kW]
Picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	185,541	172,738
Nivelador	“	“	“	“	“	643,209	598,828
desfibrador	“	“	“	“	“	643,209	598,828
turbmoendas	“	“	“	“	“	1781,196	1658,293

Tabela A .38 Resultados da simulação tandem II (Safrá 96)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moinho [kW]
picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	213,173	198,464
nivelador	“	“	“	“	“	739,0	688,01
desfibrador	“	“	“	“	“	739,0	688,01
turbmoendas	“	“	“	“	“	2046,464	1905,26

Tabela A .39 Resultados da simulação tandem II (Safrá 97)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moinho [kW]
picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	213,043	198,343
nivelador	“	“	“	“	“	738,551	687,591
desfibrador	“	“	“	“	“	738,551	687,591
turbmoendas	“	“	“	“	“	2045,219	1904,099

Tabela A .40 Resultados da simulação tandem II (Safrá 98)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moinho [kW]
picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	198,472	184,777
nivelador	“	“	“	“	“	688,037	640,562
desfibrador	“	“	“	“	“	688,037	640,562
turbmoendas	“	“	“	“	“	1905,333	1773,865

Tabela A .41 Resultados da simulação difusor (Safrá 96)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moínho [kW]
picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	848,377	789,839
picador nivelador	“	“	“	“	“	1361,54	1267,59
turbmoendas	“	“	“	“	“	389,01	362,17

Tabela A . 42 Resultados da simulação difusor (Safrá 97)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moínho [kW]
picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	751,125	699,297
picador nivelador	“	“	“	“	“	1415,581	1317,906
turbmoendas	“	“	“	“	“	404,451	376,544

Tabela A .43 Resultados da simulação difusor (Safrá 98)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_r	η_m	pot eixo [kW]	pot moínho [kW]
picador	98,0	42,0	419,23	95,0	98,0	736,336	685,529
picador nivelador	“	“	“	“	“	1387,711	1291,959
turbmoendas	“	“	“	“	“	396,489	369,131

Tabela A .44 Resultados da simulação turbobombas (Safra 96)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_b	η_{mb}	pot. [kW]
bomba de baixa	99,0	55,0	426,0	70,0	99,0	633,0
bomba de alta	96,0	55,0	619,6	70,0	96,0	287,378

Tabela A .45 Resultados da simulação turbobombas (Safra 97)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_b	η_{mb}	pot. [kW]
bomba de baixa	99,0	55,0	426,0	70,0	99,0	703,926
bomba de alta	96,0	55,0	619,6	70,0	96,0	324,653

Tabela A .46 Resultados da simulação turbobombas (Safra 98)

Equipo	η_{mt}	η_{st}	Δh_s	η_b	η_{mb}	pot. [kW]
bomba de baixa	99,0	55,0	426,0	70,0	99,0	440,87
bomba de alta	96,0	55,0	619,6	70,0	96,0	500,966

Consumidores externos

Tabela A .47 Consumidores externos (Safrá 96)

Hidrolisador	Levedura termolizada	Secador de Levedura	Centrifugas	Secadores de açúcar	Cozedor a vácuo
0,107553 [kg/s]	0,093716 [kg/s]	0,2211262 [kg/s]	2,29203 [kg/s].	0,42361 [kg/s]	0,093716 [kg/s]

Tabela A .48 Consumidores externos (Safrá 97)

Hidrolisador	Levedura termolizada	Secador de Levedura	Centrifugas	Secadores de açúcar	Cozedor a vácuo
0,11464 [kg/s]	0,07449 [kg/s]	0,2086 [kg/s]	2,8909 [kg/s].	0,5343 [kg/s]	0,0745 [kg/s]

Tabela A .49 Consumidores externos (Safrá 98)

Hidrolisador	Levedura termolizada	Secador de Levedura	Centrifugas	Secadores de açúcar	Cozedor a vácuo
0,03997 [kg/s]	0,057583 [kg/s]	0,201952 [kg/s]	3,34167 [kg/s].	0,6175411 [kg/s]	0,03997 [kg/s]

Apêndice B

Levantamento dos custos dos principais equipamentos do sistema de cogeração.

Para a realização da análise termoeconômica foi necessário fazer um levantamento dos preços dos principais equipamentos do sistema de cogeração, as principais fontes de informação foram os registros de preços existentes na usina e algumas consultas feitas à alguns fornecedores de equipamentos da usina como as empresas Hiter : Indústria e comércio de controle termo hidráulicos (de Ribeirão preto) e Sermatec: Indústria e Montagens LTDA(Sertonsinho, Ribeirão Preto). Em alguns casos não se tinha disponível todos os itens que decidimos ter em conta no momento da formação dos custos como era :

-Custos de Instalação.....	20%
-Custos das Tubulações.....	10%
-Custos da Instrumentação e equipes de controle.....	6%
-Custos de equipamentos elétricos e materiais.....	10%
-Custos das Construções civis.....	15%
-Custos de operação e manutenção.....	5%

Nesses casos foram assumidos determinadas porcentagens do preço do equipamento conforme a literatura .

Como os equipamentos da usinas foram adquiridos em diferentes anos tivemos que adotar uma data referencial e uniformizar todos esses preços para a data de janeiro de 1998, além de mais alguns

preços estavam em reais e outros em dólares pelo que tivemos que fazer também conversões de moeda. Em ambos os casos foram utilizados coeficientes que aparecem na revista "Conjuntura Econômica" de junho de 1998 nos itens "preços e câmbio" pag IV e "economia internacional" pag XVII, respectivamente.

Preços dos equipamentos para o cálculo econômico

Turbinas das Moendas:

Tanden I

1- Nivelador Zanini

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$.....1991

2-Picador Zanini PZ 72”

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$.....1991

3-Desfibrador Zanini COP-S 72”

Turbina Atlas C700T.....193072,54 \$.....1991

4-Ternos de Moendas Farrel 38X72

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$1991

5-Ternos de Moendas Farrel 38X72

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$1991

6-Ternos de Moendas Farrel 38X72

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$1991

7-Ternos de Moendas Farrel 38X72

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$1991

8- Ternos de Moendas Farrel 38X72

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$1991

9-Ternos de Moendas Farrel 38X72

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$1991

Todos esses preços foram tomados dos registros da usina.

Tanden II

1- Picador Zanini K-4 78"

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$.....1991

2- Nivelador Zanini

Turbina Atlas C600T.....155793,4 \$.....1991

3-Desfibrador Zanini COP-5 78"

Turbina Atlas C700T.....193072,54 \$.....1991

4- Par de Terno de Moenda 38 X 78"

Turbina Atlas C700T.....193072,54 \$.....1991

5- Par de Terno de Moenda 38 X 78"

Turbina Atlas C700T.....193072,54 \$.....1991

6 - Par de Terno de Moenda 38 X 78"

Turbina Atlas C700T.....193072,54 \$.....1991

Todos esses preços foram obtidos dos registros da usina

Difusor

1- Picador I PIC-84/54

Turbina.....110000,0 \$.....1994

2- Picador II PIC-84/70

Turbina.....110000,0 \$.....1994

3- Desfibrador tipo Tongaat DET-84

Turbina.....110000,0 \$.....1994

Preços fornecidos pela empresa SERMATEC: Industria e Montagens LTDA (Sertonsinho, Ribeirão Preto).

Custos Diretos:**Tanden I****-Turbina do Nivelador**

- Preço.....	155793,4	\$.....1991
-* Instalação	31158,68	\$
-* Tubulação.....	15579,34	\$
-* Instrum. Controle.....	9347,6	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	15579,34	\$
-* Construç. Cívica.....	23369,01	\$
-* Operação e Manut.....	9.238,56	\$

-Turbina do picador

- Preço.....	155793,4	\$.....1991
-* Instalação	31158,68	\$
-* Tubulação.....	15579,34	\$
-* Instrum. Controle.....	9347,6	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	15579,34	\$
-* Construç. Cívica.....	23369,01	\$
-* Operação e Manut.....	9.238,56	\$

Turbina do Desfibrador

- Preço.....	193072,54	\$.....1991
-* Instalação	38614,51	\$
-* Tubulação.....	19307,25	\$
-* Instrum. Controle.....	11584,35	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	19307,25	\$
-* Construç. Cívica.....	28960,88	\$
-* Operação e Manut.....	11.449,22	\$

- Turbina do Terno de Moenda

- Preço.....	155793,4	\$.....1991
-* Instalação	31158,68	\$
-* Tubulação.....	15579,34	\$
-* Instrum. Controle.....	9347,6	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	15579,34	\$
-* Construç. Cívís.....	23369,01	\$
-* Operaç e Manut.....	9.238,56	\$

Total da Turbina do Terno da Moenda I250.827,37 \$

Total da Turbina do Terno da Moenda II 250.827,37 \$

Total da Turbina do Terno da Moenda III250.827,37 \$

Total da Turbina do Terno da Moenda IV250.827,37 \$

Total da Turbina do Terno da Moenda V 250.827,37 \$

Total da Turbina do Terno da Moenda VI 250.827,37 \$

Total das Turbomoendas.....1.504.964,2 \$

Nesses custos não são incluídos os custos de Operação e manutenção

Tanden II:

-Turbina do Nivelador

- Preço.....	155793,4	\$.....1991
-* Instalação	31158,68	\$
-* Tubulação.....	15579,34	\$
-* Instrum. Controle.....	9347,6	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	15579,34	\$
-* Construç. Cívís.....	23369,01	\$
-* Operaç e Manut.....	9.238,56	\$

-Turbina do picador

- Preço.....	155793,4	\$.....1991
-* Instalação	31158,68	\$
-* Tubulação.....	15579,34	\$
-* Instrum. Controle.....	9347,6	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	15579,34	\$
-* Construç. Cívica.....	23369,01	\$
-* Operação e Manut.....	9.238,56	\$

Turbina do Desfibrador

- Preço.....	193072,54	\$.....1991
-* Instalação	38614,51	\$
-* Tubulação.....	19307,25	\$
-* Instrum. Controle.....	11584,35	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	19307,25	\$
-* Construç. Cívica.....	28960,88	\$
-* Operação e Manut.....	11.449,22	\$

- Turbina do Par de Terno de Moenda

- Preço.....	193.072,54	\$.....1991
-* Instalação	38.614,51	\$
-* Tubulação.....	19.307,25	\$
-* Instrum. Controle.....	11.584,35	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	19.307,25	\$
-* Construç. Cívica.....	28.960,88	\$
-* Operação e Manut.....	11.449,22	\$

Total da Turbina do Par de Terno da Moenda I310.846,78 \$
Total da Turbina do Par de Terno da Moenda II 310.846,78 \$
Total da Turbina do Par de Terno da Moenda III 310.846,78 \$

Não estão incluídos os custos de Operação e Manutenção

Total das Turbomoendas.....932.540,34 \$

Difusor:

Turbina do Primeiro Picador

- Preço.....110.000 \$.....1994
 -* Instalação22.000 \$
 -* Tubulação..... 11.000 \$
 -* Instrum. Controle.....6.600 \$
 -* Eq. Elét. Materiais.....11.000 \$
 -* Construç. Cívís.....16.500 \$
 -* Operaç e Manut.....5.854,99 \$

Total da Turbina do Primeiro Picador I.....177.100 \$

Total da Turbina do Segundo Picador II.....177.100 \$

Total da Turbina do Toongat..... 177.100 \$

Ajustando os Preços para Janeiro de 1998(ano de referência)

Preço do ano de referência = Preço conhecido X $\frac{\text{Índice de custo ano referência}}{\text{Índice de custo ano conhecido}}$

Índice de Janeiro 1998 = 123,7

Índice de Agosto 1991 = 104,3

Preço de Janeiro 98 = 250.827,37 x (123,7/104,3) = 297.481,74 US\$

Preço de Janeiro 98 = $310.846,78 \times (123,7/104,3) = 368.664,88$ US\$

No caso do Difusor o ano é 1994

Índice de 1994 = 116,2

Preço de Janeiro 98 = $177.100 \times (123,7/116,2) = 188.530,72$ US\$

Tanden I:

Total da Turbina do nivelador.....297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Picador.....297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Desfibrador.....368.664,88US \$ (1998)
Total da Turbina do Terno da Moenda I 297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Terno da Moenda II 297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Terno da Moenda III297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Terno da Moenda IV 297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Terno da Moenda V 297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Terno da Moenda VI 297.481,74 US \$ (1998)
Total das Turbinas das Moendas.....1.784.894,4 US \$ (1998)

Tanden II:

Total da Turbina do nivelador.....297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Picador.....297.481,74 US \$ (1998)
Total da Turbina do Desfibrador.....368.664,88US \$ (1998)
Total da Turbina do Par deTerno da Moenda I 368.664,88US \$ (1998)
Total da Turbina do Par deTerno da Moenda II 368.664,88US \$ (1998)
Total da Turbina do Par deTerno da Moenda III 368.664,88 US \$ (1998)
Total das Turbinas das Moendas.....1.105.994,6 USS (1998)

Difusor:

Total da Turbina do Primeiro Picador I.....188.530,72 US\$ (1998)

Total da Turbina do Segundo Picador II.....188.530,72 US\$ (1998)

Total da Turbina do Toongat.....188.530,72 US\$ (1998)

Turbo Geradores:**Turbinas dos Geradores**

1- Turbina A50.....	510000,0 \$.....	1993
2- Turbina G25.....	740000,0 \$.....	1993
3- Turbina G25.....	740000,0 \$.....	1993
4- Turbina G25.....	740000,0 \$.....	1993
5- Turbina G25.....	740000,0 \$.....	1993

Geradores

1-Gerador 1.....	320000,0 \$.....	1993
2-Gerador 2.....	320000,0 \$.....	1993
3-Gerador 3.....	320000,0 \$.....	1993
4-Gerador 4.....	320000,0 \$.....	1993
5-Gerador 5.....	320000,0 \$.....	1993

Redutores

1-Redutor 1.....	30000,0 \$.....	1993
2-Redutor 2.....	30000,0 \$.....	1993
3-Redutor 3.....	30000,0 \$.....	1993
4-Redutor 4.....	30000,0 \$.....	1993
5-Redutor 5.....	30000,0 \$.....	1993

Turbogerador 1.....	860.000,0 \$.....	1993
Turbogerador 2.....	1.090.000,0 \$.....	1993
Turbogerador 3.....	1.090.000,0 \$.....	1993
Turbogerador 4.....	1.090.000,0 \$.....	1993
Turbogerador 5.....	1.090.000,0 \$.....	1993

- Preços fornecidos pela Usina

Turbogerador 6

- Turbogenerador ABB 12 mW.....2.400.000,0 Reais.....1996
- Torre de resfriamento 150 m³/h.....45000,0 Reais.....1996

Instrumentação e controle

- Painel M.T. acoplamento gerador
12 mW, 13,8 kv, 60 hz.....75000,0 Reais.....1996
- Painel M.T. acoplamento com
CPFL 13,8 kv, 60 hz.....83505,0 Reais.....1996
- Painel B.T. proteção da
cogeração.....97985,0 Reais.....1996
- Cabos para Interligação
em 13,8 kv.....127,0 Reais.....1996

Equipos Elétricos

- Sub Estação Elevadora S.E Siemes
de alta tensão 17 mva 138 kv, 60 hz.....1.285.333,0 Reais.....1996
- Medição elétrica em alta tensão.....125.000,0 Reais
- Montagem Eletro - mecânica.....222.521,0 Reais
- Obras Civis da Estação.....90.000,0 Reais

Obras civis do turbogerador VI

-Ampliação Prédio casa de força.....	110740,0 R.....	1996
-Demolições, murro arrimo etc.....	30000,0 R.....	1996
-Base turbo-gerador.....	34998,0 R.....	1996
-Canaleta Interligação cabos 13,8 kv.....	190500,0 R.....	1996
-Base Torre de resfriamento.....	2250,0 R.....	1996
Instalação.....	480.000,0 Reais	
-* Operaç e Manut.....	124.256,37Reais	

Levando para US\$ de 1996

Reais/US\$ em 1996 = 1,005 então (Rev. Conjuntura Econômica)

Preço Total do Turbogenerador VI.....5.299.323,8US \$......1996

Ajustando os Preços para Janeiro de 1998(ano de referência)

Preço do ano de referência = Preço conhecido X $\frac{\text{Índice de custo ano referência}}{\text{Índice de custo ano conhecido}}$

Índice de Janeiro 1998 = 123,7

Índice de 1996 = 120,06

Preço de Janeiro 98 = 5.299.323,8 x (123,7/120,06) = 5.459.989,6 US\$ (1998)

Preço do turbogerador VI.....5.459.989,6 US \$ (1998)

-Turbogerador I

- Preço.....	860.000	\$.....1994
-* Instalação	172.000	\$
-* Tubulação.....	0	\$
-* Instrum. Controle.....	51.600	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	129.000	\$
-* Construç. Cívica.....	129.000	\$
-* Operaç. e Manut.....	48.531,9	\$

Total do Turbogenerador I.....1.341.600 \$

-Turbogerador II

- Preço.....	1.090.000	\$.....1994
-* Instalação	218.000	\$
-* Tubulação.....	0	\$
-* Instrum. Controle.....	65.400	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	163.500	\$
-* Construç. Cívica.....	163.500	\$
-* Operaç. e Manut.....	61.511,4	\$

Total do Turbogenerador II.....1.700.400 \$

O valor do Turbogenerador II é igual aos valores dos Turbogeneradores III, IV, V.

Ajustando os Preços para Janeiro de 1998(ano de referência)

Preço do ano de referência = Preço conhecido X $\frac{\text{Índice de custo ano referência}}{\text{Índice de custo ano conhecido}}$

Índice de Janeiro 1998 = 123,7

Índice de 1993 = 109,6

Preço de Janeiro 98 = 1.341.600 x (123,7/109,6) = 1.514.196,4 US\$ (1998)

Preço de Janeiro 98 = 1.700.400 x (123,7/109,6) = 1.919.155,8 US\$ (1998)

Turbogerador I.....	1.514.196,4 US \$ (1998)
Turbogerador II.....	1.919.155,8 US \$ (1998)
Turbogerador III.....	1.919.155,8 US \$ (1998)
Turbogerador IV.....	1.919.155,8 US \$ (1998)
Turbogerador V.....	1.919.155,8 US \$ (1998)
Turbogerador VI.....	5.459.989,6 US \$ (1998)

Caldeiras

1- Caldeira Zanini MOD AZ-380

80 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão.....1.808.318,0 \$.....1991

2- Caldeira Zanini MOD AZ-380

80 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão.....1.808.318,0 \$.....1991

3- Caldeira Zanini MOD AZ-380

80 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão.....1.808.318,0 \$.....1991

4- Caldeira Zanini MOD SZ-180

50 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão.....1.307.553,0 \$.....1991

5- Caldeira Zanini MOD SZ-180

50 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão.....1.307.553,0 \$.....1991

6- Caldeira alta pressão MOD VS 500

120 tv/h, 44 kg/cm², 430 °C.....2.650.000,0 Reais.....1995

7- Caldeira alta pressão MOD VS 500

120 tv/h, 44 kg/cm², 430 °C.....2.650.000,0 Reais.....1995

- Preços fornecidos pela Usina

Para as Caldeiras de alta Pressão (6 e 7):

- Preço.....2.650.000 R.....1995

- Tratamento de água por osmose

reversa; 50 m³/h.....75.000,0 R.....1995

- Instalação.....530.000,0 R.....1995

- Equipos elétricos e Materiais

Subestação unitária 1.875 kva

13,8 x 0,44 kv para Caldeiras.....107.120,0 R.....1995

Outros (completar o 10 %).....159.000,0 R

Total.....266.120,0 R

*Instrumento de Controle.....159.560,0 R

Linhas de vapor

-Tubulação em aço liga A 335 P11

diâmetro nominal 12 “125928,0 R.....1995

- Tubulação em aço liga A 335 P11

diâmetro nominal 8 “18532,8 R.....1995

-Separador de arrastre 120 tv/h.....60000,0 R.....1995

-Suporte para tubulações.....56524,8 R.....1995

-Válvulas especiaisDiâm. 12 “111000,0 R.....1995

-Acessórios diversos.....422821,0 R.....1995

-Isolamento Térmico.....77000,0 R.....1995

-Serviços de montagem.....125000,0 R.....1995

-Alívio de Tensão de soldas.....91250,0 R.....1995

Total.....1.088.056,6 R(para 2 caldeiras)

para uma Caldeira.....544.028,3 R

Obras Civis

Base Caldeiras.....81200,0 R.....1995

Base Prédio das Caldeiras.....33300,0 R.....1995

Base dos soportes para tubulações.....24978,0 R.....1995

Prédio da subestação unitária.....32130,0 R.....1995

Bases e fund. Trat. De água.....7560,0 R.....1995

Prédio sala de controle de caldeiras.....14760,0 R.....1995

Prédio Metálico cobertura das

caldeiras novas.....75000,0 R.....1995

Total.....268.928 R (para 2 Caldeiras)

Para uma Caldeira134.464,0 R

*Operaç. e Manut.....129.443,48 R

Preço de uma Caldeira de 120 t/h.....4.359.172,3 R.....1995

Conversão para US \$ de 1995

Real/ US\$ = 0,9177 (Rev. Conjuntura Econômica junho 1998)

Preço Total da Caldeira de Alta Pressão (120 t/h).....4.000.412,4 US\$ (1995)

Caldeira Zanini MOD AZ-380

80 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão...

- Preço.....	1.808.318,0	\$.....1991
-* Instalação	361.663,0	\$
-*Tubulação.....	180.831,8	\$
-* Instrum. Controle.....	108.499,0	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	180.831,8	\$
-* Construç. Cívica.....	271.247,7	\$
-* Operaç. e Manut.....	107.233,43	\$

Total.....2.911.392 \$

As Caldeiras I,II,III Terão o mesmo preço.....2.911.392 US\$.....1991

Caldeira Zanini MOD SZ-180

50 Ton/h, 21 Kg/cm², 300 °C

com economizador, pré de ar, Dist

pneumático, controle de nível e

controle de combustão...

- Preço.....	1.307.553,0	\$.....1991
-* Instalação	261.510,0	\$
-*Tubulação.....	130.755,3	\$
-* Instrum. Controle.....	78.453,18	\$
-* Eq. Elét. Materiais.....	130.755,3	\$

-* Construç. Cívís.....	196.132,95	\$
-* Operaç. e Manut.....	77.538,02	\$
Total.....	2.105.160,4	\$

As Caldeiras IV, V Terão o mesmo preço.....2.105.160,4 US\$.....1991

Ajustando os Preços para Janeiro de 1998(ano de referência)

Preço do ano de referência = Preço conhecido X $\frac{\text{Índice de custo ano referência}}{\text{Índice de custo ano conhecido}}$

Índice de Janeiro 1998 = 123,7

Índice de 1991 = 104,3

Índice de 1995 = 116,2

Preço de Janeiro 98 = $2.911.392 \times (123,7/104,3) = 3.452.916,5$ US\$ (1998)

Preço de Janeiro 98 = $2.105.160,4 \times (123,7/104,3) = 2.496.724,3$ US\$ (1998)

Preço de Janeiro 98 = $4.000.412,4 \times (123,7/116,2) = 4.258.614,6$ US\$ (1998)

Caldeira I.....	3.452.916,5	US\$.....	Janeiro 1998
Caldeira II.....	3.452.916,5	US\$.....	Janeiro 1998
Caldeira III.....	3.452.916,5	US\$.....	Janeiro 1998
Caldeira IV.....	2.496.724,3	US\$.....	Janeiro 1998
Caldeira V.....	2.496.724,3	US\$.....	Janeiro 1998
Caldeira VI.....	4.258.614,6	US\$.....	Janeiro 1998
Caldeira VII.....	4.258.614,6	US\$.....	Janeiro 1998

Válvulas Redutoras de Pressão:

- Válvula 44/21 kg/cm²: Válvula de controle

tipo globo, modelo 85-51 diâmetro 4",

classe 600 lbs, atuador a diafragma

posicionador eletro-pneumatico e filtro

regulador de ar.....5621,0 R.....1998

Instalação.....1124,2 R

*Operaç. e Manut.....314,72 R

Total.....6.745,2R

- Válvula 21/17 kg/cm²: Válvula de controle

tipo globo, modelo 85-01 diâmetro 1 1/2",

classe 300 lbs, atuador a diafragma

posicionador eletro-pneumatico e filtro

regulador de ar.....2444,0 R.....1998

Instalação.....488,8 R

*Operaç. e Manut.....136,84

Total.....2.932,8 R

- Válvula 21/10 kg/cm²: Válvula de controle

tipo globo, modelo 85-01 diâmetro 2",

classe 300 lbs, atuador a diafragma

posicionador eletro-pneumatico e filtro

regulador de ar.....2777,0 R.....1998

Instalação.....555,4 R

*Operaç. e Manut.....155,48 R

Total.....3.332,4 R

- Válvula 21/ 7 kg/cm²: Válvula de controle
 tipo globo, modelo 85-01 diâmetro 4",
 classe 300 lbs, atuador a diafragma
 posicionador eletro-pneumatico e filtro
 regulador de ar.....3805,0 R.....1998
 Instalação.....761,0 R
 *Operaç. e Manut.....213,04 R
Total.....4.566,0 R

- Válvula 21/ 1,5 kg/cm²: Válvula de controle
 tipo globo, modelo 1010 diâmetro 6",
 classe 300 lbs, atuador a diafragma
 posicionador eletro-pneumatico e filtro
 regulador de ar.....8368,0 R.....1998
 Instalação.....1673,6 R
 *Operaç. e Manut.....468,52 R
Total.....10.041,6 R

-Válvula 1,5 / atm kg/cm²: Válvula de controle
 tipo disco excentrico, modelo 87-02 diâmetro 12",
 classe 150 lbs, atuador a diafragma
 posicionador eletro-pneumatico e filtro
 regulador de ar.....4721,0 R.....1998
 Instalação.....944,2 R
 *Operaç. e Manut.....264,33 R
Total.....5.665,2 R

Os preços de todas as válvulas foram fornecidos pela empresa Hiter: Industria e comercio de controles termo hidráulicos.

Atualizando de Real para o Dollar de janeiro 98

$$R/US\$ = 1,1198$$

Válvula 44/21 kg/cm ²	7553,275,0 US\$
Válvula 21/17 kg/cm ²	3284,15 US\$
Válvula 21/10 kg/cm ²	3731,62 US\$
Válvula 21/ 7 kg/cm ²	5113,006 US\$
Válvula 21/1,5kg/cm ²	11244,58 US\$
Válvula 1,5/atm.....	6343,89 US\$

Desuperaquecedores

-Preço.....	7000 Reais
-*Instalação.....	1400 Reais
-*Operação e Manutenção.....	391,93 Reais

Total.....8400,0 Reais

O preço dos desuperaquecedores foi fornecido pela Hiter

Atualizando de Real para o Dollar de janeiro 98

$$R/US\$ = 1,1198$$

Desuperaquecedor.....9406,32 US\$

Turbo-bombas:

Turbina da Bomba de Alta Pressão

Turbina Z 45...(2 turbinas)

para 150 m³/h, 500 HP).....190000,0 R.....1995

**Instalação*.....38000,0 R

**Tubulações*.....19000,0 R

Construções Civas

Prédio casa de bombas de caldeiras.....24072,0 R

**Instrum. e Controle.....11400,0 R*

Material Elétrico

- Subestação unitária 1.250 kva

13,8 x 0,44 kv para casa de

bombas.....71842,0 R

**Operaç. e Manut.....9.280,85 R*

Total para duas Turbinas das bombas de Alta.....354.314,0 R

Atualizando para US\$ do 1995

$$R/US\$ = 0,9177$$

Total em US\$ de 1995.....325.153,96 US\$

Atualizando para US\$ de Janeiro de 1998

Preço janeiro 1998 = 325.153,96 US\$ $123,7/116,2 = 346.140,66$ US\$

O preço da turbina da bomba de alta foi fornecido pela Usina.

Total do preço de duas turbinas de alta em Janeiro 1998

346.140,66 US\$

Turbina da Bomba de Baixa Pressão

No caso da turbina da bomba de baixa não foi possível localizar os preços pelo que tivemos que apelar a uma expressão matemática que a traves do conhecimento das características e preços de outra turbo-bomba neste caso a de alta pressão e sabendo as caraterística da turbo-bomba de baixa pode-se determinar seu preço. Esta equação é apresentada a continuação e detalhados seus membros(Moram.M., Tsatsaronis.G, Bejam.A¹, 1996).

¹ Moram.M,Bejam.A,Tsatsaronis.G. 1996hermal Design&Optimization” John Wiley & Sons, INC. Pags 542

$$C_{EY} = C_{EX} \left(\frac{S_Y}{S_X} \right)^\alpha$$

Onde:

C_{EY} - Custo do equipamento y do qual se quer saber.

C_{EX} - Custo do equipamento conhecido(Turbina de alta)(190.000 Reais)

S_Y - Tamanho ou Capacidade do equipamento Y(Turbina de Baixa)(225 kW)

S_X - Tamanho ou Capacidade do equipamento X(Turbina de Alta)(373 kW)

α - Fator de escala(permite estimar o custo de um equipamento em caso que possua dados de custo relativos a uma outra capacidade ou tamanho. Nosso caso específico será a potência.(0,45)(Da tabela 7.3 do Livro” Thermal Design & Optimization. De A . Bejan, G. Tsatsaronis e M.Moran, J.Wiley, 1996)

$$C_{EY} = 190.000 \left(\frac{225 \text{ kw}}{373 \text{ kw}} \right)^{0,45}$$

$$C_{EY} = 151.344,5 \text{ Reais}$$

Atualização para US\$ de 1995

$$R/US\$ = 0.9177 \dots\dots\dots 1995$$

O preço é de 138.888,85 US\$ 1995

Preço.....	138.888,85	\$
-*Instalação.....	27.777,77	\$
-*Tubulação.....	13.888,88	\$
-*Inst. Controle.....	8.333,33	\$
-*Const. Cívís.....	20.833,33	\$
-*Mat. Elétricos.....	13.888,88	\$
-*Operaç. e Manut.....	7.392,66	\$

Total para 1995.....223.611,04 US\$

Atualizando para Janeiro de 1998

Preço janeiro 1998= 223.611,04 (123,7 / 116,2) =238.043,77 US\$ 1998

Duas Turbinas do Sistema de Alta346.140,66 US\$ 1998

Duas Turbinas do Sistema de Baixa.....238.043,77 US\$ 1998

Desaereadores:

Preço.....800.000,0 \$1998

-*Instalação.....160.000,0 \$

-*Const. Cívís.....120.000,0 \$

-*Tubulação.....80.000,0 \$

-*Eq. Elét. Mat.....120.000,0 \$

-*Inst. Controle.....48.000,0 \$

-*Operaç. e Manut...40.000,0 \$

Total.....1.328.000,0 \$.....1998

O preço dos desaereadores foi dado pela Usina

Desaereador de Alta.....1.328.000,0 US\$

Desaereador de Baixa.....1.328.000,0 US\$

Resumos dos Preços dos Equipamentos:

Tanden I:

Total da Turbina do nivelador.....297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Picador.....297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Desfibrador.....368.664,88 US \$ (1998)

Total da Turbina do Terno da Moenda I 297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Terno da Moenda II 297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Terno da Moenda III 297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Terno da Moenda IV 297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Terno da Moenda V 297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Terno da Moenda VI 297.481,74 US \$ (1998)

Total das Turbinas das Moendas.....1.784.894,4 US \$ (1998)

Total do tanden I.....2.748.522,8 US \$ (1998)

Tanden II:

Total da Turbina do nivelador.....297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Picador.....297.481,74 US \$ (1998)

Total da Turbina do Desfibrador.....368.664,88 US \$ (1998)

Total da Turbina do Par deTerno da Moenda I 368.664,88 US \$ (1998)

Total da Turbina do Par deTerno da Moenda II 368.664,88US \$ (1998)

Total da Turbina do Par deTerno da Moenda III 368.664,88 US \$ (1998)

Total das Turbinas das Moendas.....1.105.994,6 US\$ (1998)

Total do Tanden II2.069.623 US \$ (1998)

Difusor:

Total da Turbina do Primeiro Picador I.....188.530,72 US\$ (1998)

Total da Turbina do Segundo Picador II.....188.530,72 US\$ (1998)

Total da Turbina do Toongat.....188.530,72 US\$ (1998)

Turbogeradores

Turbogerador I.....1.514.196,4 US \$ (1998)

Turbogerador II.....1.919.155,8 US \$ (1998)

Turbogerador III..... 1.919.155,8 US \$ (1998)

Turbogerador IV..... 1.919.155,8 US \$ (1998)

Turbogerador V..... 1.919.155,8 US \$ (1998)

Turbogerador VI.....5.459.989,6 US \$ (1998)

Caldeiras

Caldeira I.....3.452.916,5 US\$......Janeiro 1998

Caldeira II..... 3.452.916,5 US\$......Janeiro 1998

Caldeira III..... 3.452.916,5 US\$......Janeiro 1998

Caldeira IV.....2.496.724,3 US\$......Janeiro 1998

Caldeira V..... 2.496.724,3 US\$......Janeiro 1998

Caldeira VI.....4.258.614,6 US\$......Janeiro 1998

Caldeira VII.....4.258.614,6 US\$......Janeiro 1998

Válvulas redutoras de Pressão

Válvula 44/21 kg/cm².....	7553,275 US\$
Válvula 21/17 kg/cm².....	3284,15 US\$
Válvula 21/10 kg/cm².....	3731,62 US\$
Válvula 21/ 7 kg/cm².....	5113,006 US\$
Válvula 21/1,5kg/cm².....	11244,58 US\$
Válvula 1,5/atm.....	6343,89 US\$

Turbobombas

Duas Turbinas do Sistema de Alta	346.140,66 US\$ 1998
Duas Turbinas do Sistema de Baixa.....	238.043,77 US\$ 1998

Desaeradores

Desaerador de Alta.....	1.328.000,0 US\$
Desaerador de Baixa.....	1.328.000,0 US\$

Desuperaquecedor I9406,32 US\$

Desuperaquecedor II9406,32 US\$

Cálculo da Amortização dos equipamentos

O cálculo da Anuidades é feito a traves da seguinte equação:

$$A = I \left[\frac{j(1+j)^N}{(1+j)^N - 1} \right] \quad (B .1)$$

Onde

A - Valor da anuidade

I - Custo do equipamento

j - Taxa de juros anual (12 %)

N - números de anos (15 anos)

Resolvendo a equação

$$\underline{A = 0,1468242 I}$$

Para obter os US\$/ seg deve-se conhecer os dias de cada uma das safras.

A safra de 1996 foram 229 dias (19785600seg) a safra de 1997, 245 dias(21168000seg) e a safra 1998 é prevista para 230 dias (19872000 seg). Dividendo a anuidade de cada equipamento pelos seg equivalentes em cada safraobtem-se os US\$/seg.

É precisamente estes valores que são necessários para a determinação dos custos de cada um dos fluxos do sistema, os quais são fornecidos a um programa de computador que determina o vetor de custos.

$$A = A_{\text{EQUIPAMENTO}} + A_{\text{OPERAÇ. MANUTENÇ}}$$

Tabela B .1 Valores da anualidade dos equipamentos para as safras avaliadas (US\$/seg)

Equipamento	A	safra 96 A/d (US\$/seg)	safra 97 A/d (US\$/seg)	safra 98 A/d (US\$/seg)
T. Nivelador	52916,078	0,0026744	0,0024998	0,0026628
T. Picador	“	“	“	“
T. Desfibrador	65578,148	0,0033144	0,0030979	0,0033
T Moenda I				
T. Moenda II				
T. Moenda III				
T. Moenda IV	317496,47	0,0160468	0,0149988	0,015977
T. Moenda V				
T. Moenda VI				
T. Nivelador	52916,078	0,0026744	0,0024998	0,0026628
T. Picador	“	“	“	“
T. Desfibrador	65578,148	0,0033144	0,0030979	0,0033
Par T. Moenda				
Par T. Moenda	196734,44	0,0099432	0,0092937	0,0099
Par T. Moenda				
Picador I	33535,862	0,0016949	0,0015842	0,0016875
Picador II	“	“	“	“
Toongat	“	“	“	“
Turboger. I	270852,58	0,0136893	0,0127953	0,0136298
Turboger. II	343289,92	0,0173504	0,0162174	0,017275
Turboger. III	“	“	“	“

Tabela B .1 Valores da anualidade dos equipamentos para as safras avaliadas (US\$/seg)
(Cont.)

Equipamento	A	safra 96 A/d (US\$/seg)	safra 97 A/d (US\$/seg)	safra 98 A/d (US\$/seg)
Turboger. IV	343289,92	0,0173504	0,0162174	0,017275
Turboger. V	“	“	“	“
Turboger. VI	925914,98	0,0467974	0,0437412	0,0465939
Caldeira I	614205,13	0,031043	0,0290157	0,030908
Caldeira II	“	“	“	“
Caldeira III	“	“	“	“
Caldeira IV	444117,57	0,0224465	0,0209806	0,0223489
Caldeira V	“	“	“	“
Caldeira VI	754711,16	0,0381444	0,0356534	0,0379786
Caldeira VII	“	“	“	“
Válvula 21/17	619,03	0,0000312	0,0000292	0,0000311
Válvula 21/10	703,37	0,0000355	0,0000332	0,0000353
Válvula 21/7	883,44	0,0000446	0,0000417	0,0000444
Válvula 21/1,5	1942,87	0,0000981	0,0000917	0,0000977
Válvul. 1,5/atm	1096,12	0,0000553	0,0000517	0,0000551
T. Bomba Alta	60102,675	0,0030376	0,0028393	0,0030244
T. Bomb.Baixa	42343,246	0,0021401	,00020003	0,0021307
Desaer. Alta	234982,54	0,0118764	0,0111008	0,0118248
Desaer. Baixa	“	“	“	“
Desuperaquecedor I	1773,005	0,0000896	0,0000837	0,0000892
Desuperaquecedor II	“	“	“	“

Tabela B .2 Valores da anualidade dos equipamentos para as safras avaliadas (US\$/hr)

Equipamento	A	safra 96 A/d (US\$/hr)	safra 97 A/d (US\$/hr)	safra 98 A/d (US\$/hr)
T. Nivelador	52916,078	9,628	8,999	9,586
T. Picador	“	9,628	8,999	9,586
T. Desfibrador	65578,148	11,932	11,152	11,880
T Moenda I				
T. Moenda II				
T. Moenda III				
T. Moenda IV	317496,47	57,768	53,996	57,517
T. Moenda V				
T. Moenda VI				
T. Nivelador	52916,078	9,628	8,999	9,586
T. Picador	“	9,628	8,999	9,586
T. Desfibrador	65578,148	11,932	11,152	11,880
Par T. Moenda				
Par T. Moenda	196734,44	35,796	33,457	35,640
Par T. Moenda				
Picador I	33535,862	6,102	5,703	6,075
Picador II	“	6,102	5,703	6,075
Toongat	“	6,102	5,703	6,075
Turboger. I	270852,58	49,281	46,063	49,067
Turboger. II	343289,92	62,461	58,383	62,190
Turboger. III	“	62,461	58,383	62,190
Turboger. IV	“	62,461	58,383	62,190
Turboger. V	“	62,461	58,383	62,190

Tabela B .2 Valores da anualidade dos equipamentos para as safras avaliadas (US\$/hr)(Cont.)

Equipamento	A	safra 96 A/d (US\$/hr)	safra 97 A/d (US\$/hr)	safra 98 A/d (US\$/hr)
Turboger. VI	925914,98	168,471	157,468	167,738
Caldeira I	614205,13	111,755	104,457	111,269
Caldeira II	“	111,755	104,457	111,269
Caldeira III	“	111,755	104,457	111,269
Caldeira IV	444117,57	80,807	75,530	80,456
Caldeira V	“	80,807	75,530	80,456
Caldeira VI	754711,16	137,320	128,352	136,723
Caldeira VII	“	137,320	128,352	136,723
Válvula 21/17	619,03	0,112	0,105	0,112
Válvula 21/10	703,37	0,128	0,120	0,127
Válvula 21/7	883,44	0,161	0,150	0,160
Válvula 21/1,5	1942,87	0,353	0,330	0,352
Válvul. 1,5/atm	1096,12	0,199	0,186	0,198
T. Bomba Alta	60102,675	10,935	10,221	10,888
T. Bomb.Baixa	42343,246	7,704	0,720	7,671
Desaer. Alta	234982,54	42,755	39,963	42,569
Desaer. Baixa	“	42,755	39,963	42,569
Desuperaquecedor I	1773,005	0,323	0,301	0,321
Desuperaquecedor II	“	0,323	0,301	0,321

Apêndice C

Sistemas de Equações e Resultados da avaliação termoeconômica para as safras 96, 97 e 98.

Equações de cada um dos volumes de controle para a formação da matriz de produção.

Como exposto no capítulo 5, entre a safra de 1997 e 1998 foi instalado um turbogerador adicional na usina, o que provocou uma mudança na estrutura física e produtiva. Assim, foi considerada uma estrutura produtiva para as safras 1996 e 1997, e outra para a safra 1998. Outro aspecto importante que provoca mudanças na matriz produtiva é a aplicação de três abordagens diferentes para o tratamento dado ao fluxo 89 (escape de vapor à atmosfera) nas safras de 1997 e 1998. Essas abordagens podem ser descritas como segue:

- Considerando o fluxo *como uma perda*, isto é, o fluxo de exergia desse vapor é considerado zero (abordagem 1). Neste caso, para ambas as safras (1997 e 1998), nos volumes de controle XXXIV e XXX, respectivamente, este fluxo é considerado uma saída do sistema e, portanto, o valor do seu custo será igual a zero.
- Considerando o fluxo de vapor à atmosfera, *como um fluxo com valor* (abordagem 2), o fluxo 89 é retirado da matriz de saídas (sai a equação 83), e em seu lugar entra a equação (84 a) de bifurcação no volume de controle XXXIV (para a safra 1997) e no volume de controle XXIX (para a safra 1998), sai a equação (78), e em seu lugar entra a equação (79 a), onde são igualados os fluxos de saídas 90 e 89 desses subsistema ($K_{90} = K_{89}$).

- Considerando a geração de energia elétrica como a responsável pelo excedente de vapor que esta sendo jogado fora (abordagem 3), a energia elétrica é *penalizada pelo excedente de vapor*. Neste caso, o fluxo de vapor 89 entra no subsistema XVII (na safra 1997) e no subsistema XVIII (para a safra 1998), e sai do sistema de equações a relação que considerava os fluxos 89 e 90 com um mesmo valor de custo exergético unitário.

A seguir são explicitadas as equações de balanço para cada volume de controle e para cada uma das safras, levando em conta que para as safras de 96 e 97, ao serem as estruturas físicas e produtivas iguais, as mesmas equações foram utilizadas. No caso da safra 96 apenas foi considerada a abordagem 1. Do lado das equações aparece um número antecedido pela letra P, que indica o número da proposição utilizada para sua formulação, referindo-se às proposições descritas por Valero e Lozano (1994).

Safras 1996 e 1997.

Volume de Controle.-I (Flash e Des aerador)

$$C_1 + C_3 + C_4 - C_5 - C_2 + Z_1 = 0 \quad (P1) \quad (1)$$

$$C_3 = C_{AGUA} \times m_3 \quad (P2) \quad (2)$$

$$C_2 = 0 \quad (P3) \quad (3)$$

Volume de Controle -II (Turbobomba de alta)

$$C_5 + C_{24} - C_{25} - C_6 + Z_2 = 0 \quad (P1) \quad (4)$$

$$K_{24} = K_{25} \quad (P4) \quad (5)$$

Volume de Controle -III (Bifurcação)

$$C_6 - C_7 - C_9 - C_{12} - C_{11} + Z_3 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (6)$$

$$K_7 = K_9 \quad (\text{P4}) \quad (7)$$

$$K_7 = K_{11} \quad (\text{P4}) \quad (8)$$

$$K_7 = K_{12} \quad (\text{P4}) \quad (9)$$

Volume de Controle -IV (Caldeira de Alta I)

$$CW_{E46} + C_{15} + C_{16} - C_{17} - C_{10} - C_8 - C_7 + Z_4 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (10)$$

$$C_{16} = C_{BAGAÇO} \times m_{BAGAÇO} \quad (\text{P2}) \quad (11)$$

$$C_{10} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (12)$$

$$C_{15} = 0 \quad (\text{P2}) \quad (13)$$

$$C_{17} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (14)$$

Volume de Controle -V (Caldeira de Alta II)

$$CW_{E47} + C_{18} + C_{19} + C_{11} - C_{20} - C_{14} - C_{13} + Z_5 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (15)$$

$$C_{19} = C_{BAGAÇO} \times m_{BAGAÇO} \quad (\text{P2}) \quad (16)$$

$$C_{13} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (17)$$

$$C_{18} = 0 \quad (\text{P2}) \quad (18)$$

$$C_{20} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (19)$$

Volume de Controle -VI (Desuperaquesedor I)

$$C_9 + C_8 - C_{22} + Z_6 = 0 \quad (P1) \quad (20)$$

Volume de Controle -VII (Desuperaquesedor II)

$$C_{12} + C_{14} - C_{21} + Z_7 = 0 \quad (P1) \quad (21)$$

Volume de Controle -VIII (Junção)

$$C_{21} + C_{22} - C_{23} + Z_8 = 0 \quad (P1) \quad (22)$$

Volume de Controle -IX (Bifurcação)

$$C_{23} - C_{26} - C_{24} + Z_9 = 0 \quad (P1) \quad (23)$$

$$K_{24} = K_{26} \quad (P4) \quad (24)$$

Volume de Controle -X (Bifurcação)

$$C_{26} - C_{27} - C_{29} - C_{31} - C_{33} - C_{35} + Z_{10} = 0 \quad (P1) \quad (25)$$

$$C_{27} = C_{29} \quad (P4) \quad (26)$$

$$K_{27} = K_{31} \quad (P4) \quad (27)$$

$$K_{27} = K_{33} \quad (P4) \quad (28)$$

$$K_{27} = K_{35} \quad (P4) \quad (29)$$

Volume de Controle -XI (Turbogerador I)

$$C_{27} - C_{28} - CW_{E40} + Z_{11} = 0 \quad (P1) \quad (30)$$

$$K_{27} = K_{28} \quad (P4) \quad (31)$$

Volume de Controle -XII (Turbogerador II)

$$C_{29} - C_{30} - CW_{E41} + Z_{12} = 0 \quad (P1) \quad (32)$$

$$_{29} = _{30} \quad (P4) \quad (33)$$

Volume de Controle -XIII (Turbogerador III)

$$C_{31} - C_{32} - CW_{E42} + Z_{13} = 0 \quad (P1) \quad (34)$$

$$_{31} = _{32} \quad (P4) \quad (35)$$

Volume de Controle -XIV (Turbogerador IV)

$$C_{33} - C_{34} - CW_{E43} + Z_{14} = 0 \quad (P1) \quad (36)$$

$$_{33} = _{34} \quad (P4) \quad (37)$$

Volume de Controle -XV (Turbogerador V)

$$C_{35} - C_{36} - CW_{E44} + Z_{15} = 0 \quad (P1) \quad (38)$$

$$K_{35} = K_{36} \quad (P4) \quad (39)$$

Volume de Controle -XVI (Junção)

Volume de Controle -XVI (Junção)

$$C_{28} + C_{30} + C_{32} + C_{34} + C_{36} - C_{39} + Z_{16} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (40)$$

Volume de Controle -XVII (Junção - Bifurcação)

$$CW_{E40} + CW_{E41} + CW_{E42} + CW_{E43} + CW_{E44} - CW_{46} - CW_{E47} - CW_{E48} - CW_{E49} - CW_{E50} + Z_{17} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (41)$$

Na safra 1997, quando é penalizada a produção de potência elétrica pelo excedente de vapor (Abordagem 3), para este volume de controle sai a equação (41) para entrar a equação (41a), e no volume de controle XXXIV sai a equação (83).

$$CW_{E40} + CW_{E41} + CW_{E42} + CW_{E43} + CW_{E44} + C_{89} - CW_{46} - CW_{E47} - CW_{E48} - CW_{E49} - CW_{E50} + Z_{17} = 0 \quad (\text{P4}) \quad (41a)$$

$$K_{46} = K_{47} \quad (\text{P4}) \quad (42)$$

$$K_{46} = K_{48} \quad (\text{P4}) \quad (43)$$

$$K_{46} = K_{49} \quad (\text{P4}) \quad (44)$$

$$K_{46} = K_{50} \quad (\text{P4}) \quad (45)$$

Volume de Controle -XVIII (Flash e Des aerador de Baixa)

$$C_{51} + C_{53} + C_{54} - C_{55} - C_{52} + Z_{18} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (46)$$

$$C_{53} = C_{AGUA} \times m_{53} \quad (\text{P2}) \quad (47)$$

$$C_{52} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (48)$$

Volume de Controle -XIX (Turbobomba de baixa)

$$C_{65} - C_{66} - C_{56} + C_{55} + Z_{19} = 0 \quad (P1) \quad (49)$$

$$K_{65} = K_{66} \quad (P4) \quad (50)$$

Volume de Controle -XX (Caldeira de baixa)

$$CW_{E48} + C_{57} + C_{58} - C_{64} - C_{60} + C_{56} - C_{59} - C_{63} + Z_{20} = 0 \quad (P1) \quad (51)$$

$$C_{58} = C_{BAGAÇO} \times m_{BAGAÇO} \quad (P2) \quad (52)$$

$$C_{57} = 0 \quad (P2) \quad (53)$$

$$C_{59} = 0 \quad (P3) \quad (54)$$

$$C_{63} = 0 \quad (P3) \quad (55)$$

$$_{60} = _{64} \quad (P4) \quad (56)$$

Volume de Controle -XXI (Bifurcação)

$$C_{64} - C_{67} - C_{65} - C_{68} - C_{69} - C_{70} + Z_{21} = 0 \quad (P1) \quad (57)$$

$$K_{67} = K_{65} \quad (P4) \quad (58)$$

$$K_{67} = K_{68} \quad (P4) \quad (59)$$

$$K_{67} = K_{69} \quad (P4) \quad (60)$$

$$K_{67} = K_{70} \quad (P4) \quad (61)$$

Volume de Controle -XXII (Bifurcação com válvula)

$$C_{60} - C_{61} - C_{62} + Z_{22} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (62)$$

$$K_{61} = K_{62} \quad (\text{P4}) \quad (63)$$

Volume de Controle -XXIII (Bifurcação com duas válvulas)

$$C_{70} - C_{71} - C_{72} - C_{73} + Z_{23} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (64)$$

$$K_{71} = K_{72} \quad (\text{P4}) \quad (65)$$

$$K_{71} = K_{73} \quad (\text{P4}) \quad (66)$$

Volume de Controle -XXIV (Bifurcação)

$$C_{67} - C_{74} - C_{75} + Z_{24} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (67)$$

$$K_{74} = K_{75} \quad (\text{P4}) \quad (68)$$

Volume de Controle -XXV (Tandem I)

$$C_{74} - C_{76} - CW_{M1} + Z_{25} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (69)$$

$$K_{74} = K_{76} \quad (\text{P4}) \quad (70)$$

Volume de Controle -XXVI (Válvula Redutora I)

$$C_{75} - C_{78} + Z_{26} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (71)$$

Volume de Controle -XXVII (Tandem II)

$$C_{68} - C_{80} - CW_{M2} + Z_{27} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (72)$$

$$K_{68} = K_{80} \quad (\text{P4}) \quad (73)$$

Volume de Controle -XXVIII (Junção)

$$C_{76} + C_{78} - C_{79} + Z_{28} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (74)$$

Volume de Controle -XXIX (Bifurcação)

$$C_{69} - C_{82} - C_{83} + Z_{29} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (75)$$

$$K_{82} = K_{83} \quad (\text{P4}) \quad (76)$$

Volume de Controle -XXX (Preparo do Difusor)

$$C_{82} - C_{84} - CW_{M3} + Z_{30} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (77)$$

$$K_{82} = K_{84} \quad (\text{P4}) \quad (78)$$

Volume de Controle -XXXI (Válvula Redutora II)

$$C_{83} - C_{86} + Z_{31} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (79)$$

Volume de Controle -XXXII (Junção)

$$C_{86} - C_{84} - C_{87} + Z_{32} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (80)$$

Volume de Controle -XXXIII (Junção)

$$C_{79} + C_{25} + C_{39} + C_{66} + C_{80} + C_{87} - C_{88} + Z_{33} = 0 \quad (P1) \quad (81)$$

Volume de Controle -XXXIV (Bifurcação)

$$C_{88} - C_{91} - C_9 - C_{89} + Z_{34} = 0 \quad (P1) \quad (82)$$

	Condição 1	condição 2	Condição 3		
$C_{89} = 0$	existe	sai	sai	(P3)	(83)

$K_{90} = K_{91}$	existe	se mantém	se mantém	(P4)	(84)
-------------------	--------	-----------	-----------	--------	------

$K_{89} = K_{90}$	não existe	entra	não existe	(P4)	(84a)
-------------------	------------	-------	------------	--------	-------

Volume de Controle -XXXV (Bifurcação)

$$C_{91} - C_4 - C_{54} + Z_{35} = 0 \quad (P1) \quad (85)$$

$$K_4 = K_{54} \quad (P4) \quad (86)$$

Volume de Controle -XXXVI (Bifurcação)

$$C_{90} - C_1 - C_{51} - C_{92} + Z_{36} = 0 \quad (P1) \quad (87)$$

$$K_1 = K_{90} \quad (P4) \quad (88)$$

$$K_{51} = K_{90} \quad (P4) \quad (89)$$

Safra 1998

Volume de Controle.-I (Flash e Desaerador)

$$C_1 + C_3 + C_4 - C_5 - C_2 + Z_1 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (1)$$

$$C_3 = C_{AGUA} \times m_3 \quad (\text{P2}) \quad (2)$$

$$C_2 = 0 \quad (\text{P3}) \quad (3)$$

Volume de Controle -II (Turbobomba de alta)

$$C_5 + C_{24} - C_{25} - C_6 + Z_2 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (4)$$

$$K_{24} = K_{25} \quad (\text{P4}) \quad (5)$$

Volume de Controle -III (Bifurcação)

$$C_6 - C_7 - C_9 - C_{12} - C_{11} + Z_3 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (6)$$

$$K_7 = K_9 \quad (\text{P4}) \quad (7)$$

$$K_7 = K_{11} \quad (\text{P4}) \quad (8)$$

$$K_7 = K_{12} \quad (\text{P4}) \quad (9)$$

Volume de Controle -IV (Caldeira de Alta I)

$$CW_{E46} + C_{15} + C_{16} - C_{17} - C_{10} - C_8 - C_7 + Z_4 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (10)$$

$$C_{16} = C_{BAGAÇO} \times m_{BAGAÇO} \quad (\text{P2}) \quad (11)$$

$$C_{10} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (12)$$

$$C_{15} = 0 \quad (\text{P2}) \quad (13)$$

$$C_{17} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (14)$$

Volume de Controle -V (Caldeira de Alta II)

$$CW_{E47} + C_{18} + C_{19} + C_{11} - C_{20} - C_{14} - C_{13} + Z_5 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (15)$$

$$C_{19} = C_{BAGAÇO} \times m_{BAGAÇO} \quad (\text{P2}) \quad (16)$$

$$C_{13} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (17)$$

$$C_{18} = 0 \quad (\text{P2}) \quad (18)$$

$$C_{20} = 0 \quad (\text{P3}) \quad (19)$$

Volume de Controle -VI (Desuperaquesedor I)

$$C_9 + C_8 - C_{22} + Z_6 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (20)$$

Volume de Controle -VII (Desuperaquesedor II)

$$C_{12} + C_{14} - C_{21} + Z_7 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (21)$$

Volume de Controle -VIII (Junção)

$$C_{21} + C_{22} - C_{23} + Z_8 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (22)$$

Volume de Controle -IX (Bifurcação)

$$C_{23} - C_{26} - C_{24} + Z_9 = 0 \quad (\text{P1}) \quad (23)$$

$$K_{24} = K_{26} \quad (\text{P4}) \quad (24)$$

Volume de Controle -X (Bifurcação)

$$C_{26} - C_{27} - C_{29} - C_{31} - C_{33} - C_{35} + Z_{10} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (25)$$

$$_{27} = \quad _{29} \quad (\text{P4}) \quad (26)$$

$$K_{27} = K_{31} \quad (\text{P4}) \quad (27)$$

$$K_{27} = K_{33} \quad (\text{P4}) \quad (28)$$

$$K_{27} = K_{35} \quad (\text{P4}) \quad (29)$$

$$K_{27} = K_{37} \quad (\text{P4}) \quad (30)$$

Volume de Controle -XI (Turbogerador I)

$$C_{27} - C_{28} - CW_{E40} + Z_{11} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (31)$$

$$_{27} = \quad _{28} \quad (\text{P4}) \quad (32)$$

Volume de Controle -XII (Turbogerador II)

$$C_{29} - C_{30} - CW_{E41} + Z_{12} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (33)$$

$$K_{29} = K_{30} \quad (\text{P4}) \quad (34)$$

Volume de Controle -XIII (Turbogerador III)

$$C_{31} - C_{32} - CW_{E42} + Z_{13} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (35)$$

$$_{31} = \quad _{32} \quad (\text{P4}) \quad (36)$$

Volume de Controle -XIV (Turbogerador IV)

$$C_{33} - C_{34} - CW_{E43} + Z_{14} = 0 \quad (P1) \quad (37)$$

$$C_{33} = C_{34} \quad (P4) \quad (38)$$

Volume de Controle -XV (Turbogerador V)

$$C_{35} - C_{36} - CW_{E44} + Z_{15} = 0 \quad (P1) \quad (39)$$

$$K_{35} = K_{36} \quad (P4) \quad (40)$$

Volume de Controle -XVI (Turbogerador VI)

$$C_{37} - C_{38} - CW_{E45} + Z_{16} = 0 \quad (P1) \quad (41)$$

$$K_{37} = K_{38} \quad (P4) \quad (42)$$

Volume de Controle -XVII (Junção)

$$C_{28} + C_{30} + C_{32} + C_{34} + C_{36} + C_{38} - C_{39} + Z_{17} = 0 \quad (P1) \quad (43)$$

Volume de Controle -XVIII (Junção - Bifurcação)

$$CW_{E40} + CW_{E41} + CW_{E42} + CW_{E43} + CW_{E44} + C_{45} - CW_{46} - CW_{E47} - CW_{E48} - CW_{E49} - CW_{E50} + Z_{18} = 0 \quad (P1) \quad (44)$$

Na safra 1998 quando é penalizada a produção de potência elétrica pelo excedente de vapor (Abordagem 3), neste volume de controle sai a equação (44) para entrar a equação (44a), e no volume de controle XXIX sai a equação (78).

$$CW_{E40} + CW_{E41} + CW_{E42} + CW_{E43} + CW_{E44} + C_{45} + C_{89} - CW_{46} - CW_{E47} - CW_{E48} - CW_{E49} - CW_{E50} + Z_{18} = 0$$

(P4) (44a)

$$K_{46} = K_{47} \quad (P4) \quad (45)$$

$$K_{46} = K_{48} \quad (P4) \quad (46)$$

$$K_{46} = K_{49} \quad (P4) \quad (47)$$

$$K_{46} = K_{50} \quad (P4) \quad (48)$$

Volume de Controle -XIX (Flash e Desaerador de Baixa)

$$C_{51} + C_{53} + C_{54} - C_{55} - C_{52} + Z_{19} = 0 \quad (P1) \quad (49)$$

$$C_{53} = C_{AGUA} \times m_{53} \quad (P2) \quad (50)$$

$$C_{52} = 0 \quad (P3) \quad (51)$$

Volume de Controle -XX (Turbobomba de baixa)

$$C_{65} - C_{66} - C_{56} + C_{55} + Z_{20} = 0 \quad (P1) \quad (52)$$

$$K_{65} = K_{66} \quad (P4) \quad (53)$$

Volume de Controle -XXI (Caldeira de baixa)

$$CW_{E48} + C_{57} + C_{58} - C_{64} - C_{60} + C_{56} - C_{59} - C_{63} + Z_{21} = 0 \quad (P1) \quad (54)$$

$$C_{58} = C_{BAGAÇO} \times m_{BAGAÇO} \quad (P2) \quad (55)$$

$$C_{57} = 0 \quad (P2) \quad (56)$$

$$C_{59} = 0 \quad (P3) \quad (57)$$

$$C_{63} = 0 \quad (P3) \quad (58)$$

$$K_{60} = K_{64} \quad (P4) \quad (59)$$

Volume de Controle -XXII (Bifurcação)

$$C_{64} - C_{67} - C_{65} - C_{68} - C_{69} - C_{70} + Z_{22} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (60)$$

$$K_{67} = K_{65} \quad (\text{P4}) \quad (61)$$

$$K_{67} = K_{68} \quad (\text{P4}) \quad (62)$$

$$K_{67} = K_{69} \quad (\text{P4}) \quad (63)$$

$$K_{67} = K_{70} \quad (\text{P4}) \quad (64)$$

Volume de Controle -XXIII (Bifurcação com válvula)

$$C_{60} - C_{61} - C_{62} + Z_{23} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (65)$$

$$K_{61} = K_{62} \quad (\text{P4}) \quad (66)$$

Volume de Controle -XXIV (Bifurcação com duas válvulas)

$$C_{70} - C_{71} - C_{72} - C_{73} + Z_{24} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (67)$$

$$K_{71} = K_{72} \quad (\text{P4}) \quad (68)$$

$$K_{71} = K_{73} \quad (\text{P4}) \quad (69)$$

Volume de Controle -XXV (Tandem I)

$$C_{67} - C_{76} - CW_{M1} + Z_{25} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (70)$$

$$K_{67} = K_{76} \quad (\text{P4}) \quad (71)$$

Volume de Controle -XXVI (Tandem II)

$$C_{68} - C_{80} - CW_{M2} + Z_{26} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (72)$$

$$K_{68} = K_{80} \quad (\text{P4}) \quad (73)$$

Volume de Controle -XXVII (Preparo do Difusor)

$$C_{69} - C_{84} - CW_{M3} + Z_{27} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (74)$$

$$K_{69} = K_{84} \quad (\text{P4}) \quad (75)$$

Volume de Controle -XXVIII (Junção)

$$C_{76} + C_{25} + C_{39} + C_{66} + C_{80} + C_{84} - C_{88} + Z_{28} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (76)$$

Volume de Controle -XXIX (Bifurcação)

$$C_{88} - C_{91} - C_{90} - C_{89} + Z_{29} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (77)$$

	Condição 1	condição 2	Condição 3		
$C_{89} = 0$	existe	sai	sai	(P3)	(78)
$K_{90} = K_{91}$	existe	se mantém	se mantém	(P4)	(79)
$K_{89} = K_{90}$	não existe	entra	não existe	(P4)	(79a)

Volume de Controle -XXX (Bifurcação)

$$C_{91} - C_4 - C_{54} + Z_{30} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (80)$$

$$K_4 = K_{54} \quad (\text{P4}) \quad (81)$$

Volume de Controle -XXXVI (Bifurcação)

$$C_{90} - C_1 - C_{51} - C_{92} + Z_{31} = 0 \quad (\text{P1}) \quad (82)$$

$$K_1 = K_{90} \quad (\text{P4}) \quad (83)$$

$$K_{51} = K_{90} \quad (\text{P4}) \quad (84)$$

Tabela C.1 Resultados termoeconômicos safra 1996

Safra 96 77 % Efic. 8 US\$/t						
fluxos	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,30	0,258		0,162	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento de saer. alta	4	5,44	4,241		2,671	
fluxo água entrada bomba alta	5	6,50	0,788		0,323	
fluxo água saída bomba alta	6	6,76	0,927		0,362	
fluxo água entrada cald. I alta	7	6,76	0,927		0,362	
fluxo vapor saída cald. I alta	8	4,37	7,098		4,282	
fluxo água de superaq. cald. I alta	9	6,76	0,927		0,363	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrada cald. II alta	11	6,76	0,927		0,362	
fluxo água de superaq. cald. II alta	12	6,76	0,927		0,363	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald. II alta	14	4,37	7,083		4,280	
fluxo de ar cald. I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald. II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. II alta	19	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída de superaq. II	21	4,42	6,875		4,145	
fluxo de vapor saída de superaq. I	22	4,43	6,862		4,130	
fluxo de vapor dos de superaquecedores	23	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor entrada turbobomba alta	24	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,42	3,744		2,255	
fluxo vapor ao turbogeradores	26	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,42	3,536		2,130	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,42	3,536		2,130	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,42	3,536		2,130	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,42	3,536		2,130	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,42	6,869		4,137	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,42	3,536		2,130	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,42	3,536		2,130	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,32		44,917		17,846
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,32		49,006		17,846
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,32		49,006		17,846
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,32		49,006		17,846
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,32		48,994		17,846
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,32		48,185		17,846
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,32		48,185		17,846
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,32		48,185		17,846
potência elét. vendida consum. externo	49	6,32		48,186		17,846
potência elét. consumo interno (processo)	50	6,32		48,185		17,846
fluxo água alimentação de baixa	51	5,30	0,254		0,160	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	

Tabela C.1 Resultados termoeconômicos safra 1996(Cont.)

Safra 96 77 % Efic. 8 US\$/t						
<i>fluxos</i>	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimentodesaer. baixa	54	5,44	4,240		2,671	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	7,95	0,792		0,447	
fluxo água saída bomba de baixa	56	8,19	0,887		0,493	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		8,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturadocald. de baixa	60	4,98	5,746		3,681	
fluxo vapor saturado cozedor avacúo	61	5,77	6,655		4,252	
fluxo vaporsatur. centrifug. secad. açúcar	62	5,77	5,729		3,660	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superaquecidocald. de baixa	64	4,98	6,187		3,963	
fluxo vapor entradaturbobomba de baixa	65	5,03	6,255		4,007	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,03	3,886		2,490	
fluxo vapor tandem I valv. extrang. I	67	5,03	6,184		3,962	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,03	6,184		3,962	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,03	6,184		3,962	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,03	6,255		4,007	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,44	6,723		4,201	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,44	6,275		3,921	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,44	6,292		3,932	
fluxo de vapor entrada tandem I	74	5,03	6,184		3,962	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. I	75	5,03	6,184		3,962	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,03	3,946		2,528	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,16		75,629		32,128
fluxo de vapor saída valv. extrang. I	78	7,16	6,193		3,962	
fluxo de vapor saída tandem I valv. extrang. I	79	5,83	4,714		3,018	
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,03	3,946		2,528	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,16		69,398		32,128
fluxo de vapor entrada difusor	82	5,03	6,184		3,962	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. II	83	5,03	6,513		4,172	
fluxo de vapor saída difusor	84	5,03	3,946		2,528	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,16		58,096		32,126
fluxo de vapor saída valv. extrang. II	86	7,16	6,521		4,172	
fluxo de vapor saída difusor valv. extrang. II	87	6,10	4,992		3,196	
fluxo de vapor divisor de processo	88	5,30	4,240		2,671	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,30	4,240		2,671	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,30	4,240		2,671	
fluxo de calor no processo	92	5,30		24,103		15,183

Tabela C.2 Resultado termoeconômico não considerando o fluxo 89 com valor.

Safr 97 77 % efíc 8 US\$/t						
fluxos	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,57	0,254		0,170	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento de saer. alta	4	5,74	4,200		2,812	
fluxo água entrada bomba alta	5	6,54	0,696		0,308	
fluxo água saída bomba alta	6	6,81	0,819		0,348	
fluxo água entrada cald. I alta	7	6,81	0,819		0,348	
fluxo vapor saída cald. I alta	8	4,43	6,921		4,325	
fluxo água de superaq. cald. I alta	9	6,81	0,819		0,348	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrada cald. II alta	11	6,81	0,819		0,348	
fluxo água de superaq. cald. II alta	12	6,81	0,819		0,348	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald. II alta	14	4,39	6,521		4,282	
fluxo de ar cald. I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald. II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. II alta	19	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída de superaq. II	21	4,44	6,328		4,147	
fluxo de vapor saída de superaq. I	22	4,49	6,688		4,170	
fluxo de vapor dos de superaquecedores	23	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor entrada turbobomba alta	24	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,46	3,537		2,265	
fluxo vapor a os turbogeneradores	26	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor entrada turbogenerador I	27	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor saída turbogenerador I	28	4,46	3,341		2,140	
fluxo vapor entrada turbogenerador II	29	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor saída turbogenerador II	30	4,46	3,341		2,140	
fluxo vapor entrada turbogenerador III	31	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor saída turbogenerador III	32	4,46	3,341		2,140	
fluxo vapor entrada turbogenerador IV	33	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor saída turbogenerador IV	34	4,46	3,341		2,140	
fluxo vapor entrada turbogenerador V	35	4,46	6,492		4,157	
fluxo vapor saída turbogenerador V	36	4,46	3,341		2,140	
fluxo vapor saída dos turbogeneradores	39	4,46	3,341		2,140	
potência elét. gerada turbogenerador I	40	6,38		41,153		17,928
potência elét. gerada turbogenerador II	41	6,38		44,671		17,928
potência elét. gerada turbogenerador III	42	6,38		44,671		17,928
potência elét. gerada turbogenerador IV	43	6,38		44,671		17,928
potência elét. gerada turbogenerador V	44	6,38		44,672		17,928
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,38		43,968		17,928
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,38		43,968		17,928
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,38		43,968		17,929
potência elét. vendida consum. externo	49	6,38		43,968		17,928
potência elét. consumo interno (processo)	50	6,38		43,967		17,929
fluxo água alimentação de baixa	51	5,56	0,252		0,169	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	

Tabela C.2 Resultado termoeconômico não considerando o fluxo 89 com valor (Cont.)

Safra 97 77 % efic 8 US\$/t						
<i>fluxos</i>	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimentodesaer. baixa	54	5,74	4,201		2,813	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	8,29	0,752		0,456	
fluxo água saída bomba de baixa	56	8,49	0,841		0,502	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		8,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturadocald. de baixa	60	4,99	5,415		3,684	
fluxo vapor saturado cozedor a vacuo	61	5,80	6,259		4,249	
fluxo vaporsatur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	5,409		3,672	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superaquecidocald. de baixa	64	4,99	5,832		3,967	
fluxo vapor entradaturbobomba de baixa	65	5,05	5,896		4,011	
fluxo vapor saídaturbobomba de baixa	66	5,05	3,663		2,492	
fluxo vapor tandem I valv. extrang. I	67	5,05	5,830		3,966	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	5,829		3,966	
fluxo vapor ao difusorvalv. extrang. II	69	5,05	5,830		3,966	
fluxo vaporsuperaq. consum. externo baixa	70	5,05	5,893		4,009	
fluxo de vapor a hidrolizador	71	5,44	6,340		4,201	
fluxo de vapor leveduratermolizada	72	5,44	5,969		3,955	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,44	5,918		3,922	
fluxo de vapor entrada tandem I	74	5,05	5,829		3,966	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. I	75	5,05	5,830		3,966	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	3,720		2,531	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,20		73,987		32,161
fluxo de vapor saídavalv. extrang. I	78	7,18	5,836		3,966	
fluxo de vapor saídatanDEM. I valv. extrang. I	79	6,08	4,664		3,171	
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	3,720		2,531	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,20		65,279		32,160
fluxo de vapor entrada difusor	82	5,05	5,829		3,966	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. II	83	5,05	9,153		6,227	
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	3,720		2,530	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,20		54,424		32,161
fluxo de vapor saídavalv. extrang. II	86	7,18	9,161		6,227	
fluxo de vapor saída difusorvalv. extrang. II	87	6,31	4,894		3,327	
fluxo de vapor divisor de processo	88	5,47	4,125		2,762	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,57	4,201		2,813	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,57	4,201		2,813	
fluxo de calor no processo	92	5,57		23,746		15,900

Tabela C.3 Resultado termoeconômico considerando o fluxo 89 com valor

Safr 97 Perda (89) 8 US\$/t						
fluxos	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,48	0,250		0,167	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento de saer. alta	4	5,65	4,132		2,767	
fluxo água entrada bomba alta	5	6,44	0,689		0,303	
fluxo água saída bomba alta	6	6,71	0,811		0,343	
fluxo água entrada cald. I alta	7	6,72	0,811		0,343	
fluxo vapor saída cald. I alta	8	4,43	6,913		4,319	
fluxo água de superaq. cald. I alta	9	6,72	0,811		0,343	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrada cald. II alta	11	6,72	0,811		0,343	
fluxo água de superaq. cald. II alta	12	6,71	0,811		0,343	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald. II alta	14	4,38	6,513		4,277	
fluxo de ar cald. I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald. II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. II alta	19	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída de superaq. II	21	4,43	6,320		4,141	
fluxo de vapor saída de superaq. I	22	4,48	6,680		4,164	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,46	6,484		4,152	
fluxo vapor entrada turbobomba alta	24	4,46	6,484		4,152	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,46	3,533		2,262	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,46	6,483		4,152	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,46	6,484		4,152	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,46	3,337		2,137	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,46	6,484		4,152	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,46	3,337		2,137	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,46	6,484		4,152	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,46	3,337		2,137	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,46	6,484		4,152	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,46	3,337		2,137	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,46	6,483		4,152	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,46	3,337		2,137	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,46	3,337		2,137	
potência elét. gerador turbogerador I	40	6,37		41,117		17,905
potência elét. gerador turbogerador II	41	6,37		44,636		17,905
potência elét. gerador turbogerador III	42	6,37		44,636		17,905
potência elét. gerador turbogerador IV	43	6,37		44,636		17,905
potência elét. gerador turbogerador V	44	6,37		44,636		17,905
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,37		43,932		17,904
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,37		43,932		17,904
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,37		43,933		17,905
potência elét. vendida consum. externo	49	6,37		43,932		17,904
potência elét. consumo interno (processo)	50	6,37		43,932		17,905
fluxo água alimentação de baixa	51	5,47	0,248		0,166	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	

Tabela C.3 Resultado termoeconômico considerando o fluxo 89 com valor (Cont.)

Safra 97 Perda (89) 8 US\$/t						
fluxos	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimentodesaer. baixa	54	5,65	4,133		2,767	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	8,15	0,743		0,450	
fluxo água saída bomba de baixa	56	8,37	0,832		0,496	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		8,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturadocald. de baixa	60	4,98	5,406		3,678	
fluxo vapor saturado cozedor aravúo	61	5,79	6,249		4,242	
fluxo vaporsatur. centrifug. secad. açúcar	62	5,79	5,400		3,665	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superauecidocald. de baixa	64	4,98	5,822		3,961	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,04	5,886		4,005	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,04	3,657		2,488	
fluxo vapor tandem I valv. extrang. I	67	5,04	5,820		3,959	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,04	5,820		3,959	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,04	5,820		3,959	
fluxo vapor superaueq. consum. externo baixa	70	5,04	5,883		4,002	
fluxo de vapor aohidrolizador	71	5,44	6,329		4,194	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,44	5,959		3,949	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,44	5,909		3,915	
fluxo de vapor entrada tandem I	74	5,04	5,820		3,959	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. I	75	5,04	5,820		3,959	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,04	3,714		2,526	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,18		73,908		32,108
fluxo de vapor saída valv. extrang. I	78	7,17	5,826		3,959	
fluxo de vapor saída tandem I valv. extrang. I	79	6,07				
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,04				
potência mecânica produzida tandem II	81	11,18		65,199		32,107
fluxo de vapor entrada difusor	82	5,04	5,819		3,959	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. II	83	5,04				
fluxo de vapor saída difusor	84	5,04				
potência mecânica produzida no difusor	85	11,18		54,344		32,107
fluxo de vapor saída valv. extrang. II	86	7,17	9,145		6,216	
fluxo de vapor saída difusor valv. extrang. II	87	6,30	4,886		3,322	
fluxo de vapor divisor de processo	88	5,46	4,118		2,758	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	5,47	3,372		2,258	
fluxo de vapor ao processo	90	5,47	4,133		2,767	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,47	4,133		2,767	
fluxo de calor no processo	92	5,47		23,361		15,642

Tabela C.4 Resultado termoeconômico penalizando o fluxo 89 na energia elétrica

Safra 97 Elétric.(89) 8 US\$/t						
fluxos	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,49	0,250		0,168	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento de saer. alta	4	5,66	4,142		2,773	
fluxo água entrada bomba alta	5	6,45	0,690		0,304	
fluxo água saída bomba alta	6	6,73	0,813		0,344	
fluxo água entrada cald. I alta	7	6,73	0,813		0,344	
fluxo vapor saída cald. I alta	8	4,44	6,931		4,331	
fluxo água desuperq. cald. I alta	9	6,73	0,812		0,344	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrada cald. II alta	11	6,73	0,813		0,344	
fluxo água desuperq. cald. II alta	12	6,73	0,812		0,344	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald. II alta	14	4,39	6,528		4,287	
fluxo de ar cald. I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald. II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. II alta	19	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída desuperq. II	21	4,44	6,335		4,151	
fluxo de vapor saída desuperq. I	22	4,50	6,697		4,176	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,47	6,500		4,162	
fluxo vapor entrada turbobomba alta	24	4,47	6,500		4,163	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,47	3,541		2,268	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,47	6,500		4,162	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,47	6,500		4,163	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,47	3,345		2,142	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,47	6,500		4,163	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,47	3,345		2,142	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,47	6,500		4,163	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,47	3,345		2,142	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,47	6,500		4,163	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,47	3,345		2,142	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,47	6,500		4,162	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,47	3,345		2,142	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,47	3,345		2,142	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,38		41,187		17,951
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,38		44,705		17,951
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,38		44,705		17,951
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,38		44,705		17,951
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,38		44,706		17,951
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,79		45,713		19,097
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,79		45,713		19,097
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,79		45,713		19,097
potência elét. vendida consum. externo	49	6,79		45,713		19,096
potência elét. consumo interno (processo)	50	6,79		45,712		19,097
fluxo água alimentação de baixa	51	5,49	0,248		0,166	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	

Tabela C.4 Resultado termoeconômico penalizando o fluxo 89 na energia elétrica(Cont.)

Safra 97 Elétric.(89) 8 US\$/t						
fluxos	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimentodesaer. baixa	54	5,66	4,143		2,774	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	8,17	0,745		0,451	
fluxo água saída bomba de baixa	56	8,39	0,833		0,497	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		8,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturadocald. de baixa	60	5,00	5,419		3,687	
fluxo vapor saturado cozedor avacúo	61	5,80	6,264		4,252	
fluxo vaporsatur. centrífug. secad. açúcar	62	5,80	5,413		3,674	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superauecidocald. de baixa	64	5,00	5,836		3,970	
fluxo vapor entradaturbobomba de baixa	65	5,05	5,900		4,014	
fluxo vapor saídaturbobomba de baixa	66	5,05	3,666		2,494	
fluxo vapor tandem I valv. extrang. I	67	5,05	5,834		3,969	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	5,834		3,968	
fluxo vapor ao difusorvalv. extrang. II	69	5,05	5,833		3,968	
fluxo vaporsuperaq. consum. externo baixa	70	5,05	5,897		4,012	
fluxo de vapor achidrolizador	71	5,45	6,344		4,204	
fluxo de vapor leveduratermolizada	72	5,45	5,973		3,958	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,45	5,922		3,925	
fluxo de vapor entrada tandem I	74	5,05	5,834		3,968	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. I	75	5,05	5,834		3,969	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	3,722		2,532	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,20		74,022		32,183
fluxo de vapor saídavalv. extrang. I	78	7,19	5,840		3,969	
fluxo de vapor saídatanDEM. I valv. extrang. I	79	6,08			3,173	
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05			2,532	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,20		65,313		32,183
fluxo de vapor entrada difusor	82	5,05	5,833		3,968	
fluxo de vapor entrada valv. extrang. II	83	5,05			6,231	
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05			2,532	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,20		54,457		32,184
fluxo de vapor saídavalv. extrang. II	86	7,19	9,167		6,231	
fluxo de vapor saída difusorvalv. extrang. II	87	6,31	4,898		3,330	
fluxo de vapor divisor de processo	88	5,47	4,128		2,765	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	5,49	3,380		2,263	
fluxo de vapor ao processo	90	5,49	4,143		2,774	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,49	4,143		2,774	
fluxo de calor no processo	92	5,49		23,417		15,680

Influência do custo do combustível no custo total dos fluxos para diferentes preços do bagaço.

Tabela C.5 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (6US\$/t)

Safr98 77% efic 6US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,209		0,118	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	3,371		1,897	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,558		0,227	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,645		0,256	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,645		0,256	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	4,822		3,156	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,645		0,256	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,645		0,256	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,643		0,256	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	4,824		3,158	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	6,000		6,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	6,000		6,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	4,682		3,057	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	4,662		3,044	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	4,672		3,050	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	4,672		3,051	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	2,546		1,662	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	4,672		3,050	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	4,672		3,051	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	2,405		1,570	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	4,672		3,051	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	2,405		1,570	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	4,672		3,051	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	2,405		1,570	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	4,672		3,050	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	2,405		1,570	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	4,672		3,051	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	2,405		1,570	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	4,672		3,051	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	2,405		1,570	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	2,405		1,570	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		33,250		13,152
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		46,083		13,154
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		37,585		13,152
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		37,331		13,154
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		37,676		13,156
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		35,735		13,155
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		36,993		13,154
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		36,993		13,154

Tabela C.5 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (6US\$/t)(Cont.)

Safra98 77% efic 6US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		36,993		13,154
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		36,994		13,154
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		36,993		13,154
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,207		0,117	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	3,371		1,897	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,573		0,219	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,676		0,253	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	6,000		6,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	5,515		2,707	
fluxo vapor saturado cozedor a vacúo	61	5,80	6,419		3,144	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	5,509		2,699	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	5,939		2,915	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	6,005		2,947	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	3,730		1,831	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	5,937		2,914	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	5,937		2,914	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	5,936		2,914	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	6,005		2,947	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	6,590		3,119	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	6,144		2,908	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	6,178		2,924	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	3,788		1,859	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		77,386		23,630
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	3,788		1,859	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		68,728		23,629
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	3,788		1,859	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		55,908		23,630
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	3,019		1,699	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	3,371		1,897	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	3,371		1,897	
fluxo de calor no processo	92	5,21		19,564		11,009

Tabela C.6 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (8US\$/t)

Safr98 77% efíc 8US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,248		0,157	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	4,001		2,527	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,630		0,299	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,726		0,338	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,726		0,338	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	5,870		4,205	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,726		0,338	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,726		0,338	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,724		0,337	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	5,872		4,206	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	8,000		8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	5,697		4,072	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	5,672		4,054	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	3,097		2,214	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	2,926		2,091	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	2,926		2,091	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	2,926		2,091	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	2,926		2,091	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	2,926		2,091	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	5,685		4,063	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	2,926		2,091	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	2,926		2,091	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		37,616		17,518
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		50,449		17,520
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		41,951		17,519
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		41,697		17,522
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		42,043		17,524
potência elét. gerada turbogerador VI	45	6,22		40,104		17,522
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		41,360		17,521
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		41,360		17,521
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		41,360		17,521

Tabela C.6 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (8US\$/t)(Cont.)

Safra98 77% efíc 8US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		41,361		17,521
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		41,360		17,521
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,246		0,156	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	4,001		2,527	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,644		0,290	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,758		0,335	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		8,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	6,415		3,607	
fluxo vapor saturado cozedor a vacúo	61	5,80	7,464		4,189	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	6,406		3,596	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	6,908		3,884	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	6,984		3,927	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	4,339		2,440	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	6,905		3,882	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	6,905		3,882	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	6,905		3,882	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	6,985		3,927	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	7,627		4,156	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	7,111		3,875	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	7,150		3,896	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	4,406		2,477	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		85,241		31,485
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	4,406		2,477	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		76,582		31,484
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	4,406		2,477	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		63,763		31,485
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	3,583		2,263	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	4,001		2,527	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	4,001		2,527	
fluxo de calor no processo	92	5,21		23,221		14,666

Tabela C.7 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (10US\$/t)

Safra98 77% efic 10US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,287		0,196	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	4,631		3,157	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,702		0,371	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,808		0,420	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,808		0,420	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	6,918		5,253	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,808		0,420	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,808		0,420	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,806		0,419	
perda água purga cald II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	6,920		5,254	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	10,000		10,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	10,000		10,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	6,712		5,087	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	6,683		5,065	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	3,649		2,766	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	3,447		2,613	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	3,447		2,613	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	3,447		2,613	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	3,447		2,613	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	6,698		5,076	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	3,447		2,613	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	6,697		5,076	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	3,447		2,613	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	3,447		2,613	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		41,983		21,885
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		54,816		21,888
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		46,317		21,885
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		46,065		21,890
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		46,411		21,892
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		44,470		21,889
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		45,727		21,888
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		45,727		21,888
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		45,728		21,888

Tabela C.7 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (10US\$/t)(Cont.)

Safra98 77% efic 10US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		45,728		21,888
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		45,727		21,888
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,285		0,194	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	4,631		3,157	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,715		0,361	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,840		0,417	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	10,000		10,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	7,315		4,507	
fluxo vapor saturado cozedor a vacúo	61	5,80	8,509		5,234	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	7,304		4,493	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	7,877		4,853	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	7,964		4,907	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	4,948		3,048	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	7,873		4,851	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	7,873		4,851	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	7,874		4,851	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	7,964		4,907	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	8,663		5,193	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	8,078		4,842	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	8,122		4,869	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	5,024		3,095	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		93,095		39,339
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	5,024		3,095	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		84,436		39,338
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	5,024		3,095	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		71,617		39,338
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	4,148		2,828	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	4,631		3,157	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	4,631		3,157	
fluxo de calor no processo	92	5,21		26,879		18,324

Tabela C.8 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (12US\$/t)

Asfra98 77% efic 12US\$/T	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
FLUXO						
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,326		0,235	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	5,261		3,787	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,774		0,443	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,890		0,501	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,890		0,501	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	7,966		6,301	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,890		0,501	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,890		0,501	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,887		0,500	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	7,969		6,302	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	12,000		12,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	12,000		12,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	7,727		6,102	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	7,693		6,075	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	7,711		6,089	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	4,201		3,318	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	3,969		3,134	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	3,969		3,134	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	3,969		3,134	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	3,969		3,134	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	3,969		3,134	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	7,710		6,089	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	3,969		3,134	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	3,969		3,134	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		46,349		26,251
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		59,183		26,254
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		50,683		26,251
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		50,432		26,256
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		50,778		26,259
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		48,836		26,257
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		50,094		26,255
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		50,094		26,255
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		50,094		26,254

Tabela C.8 Resultados da influência do combustível no custo total dos fluxos (12US\$/t)(Cont.)

Asfra98 77% efic 12US\$/T						
FLUXO	No	k	US\$/t	US\$/MWh	US\$/t C	US\$/MWh C
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		50,095		26,256
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		50,094		26,255
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,324		0,233	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	5,261		3,787	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,786		0,432	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,922		0,499	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	12,000		12,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	8,215		5,406	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	9,554		6,279	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	8,200		5,390	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	8,846		5,822	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	8,944		5,886	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	5,556		3,657	
fluxo vapor tandem I valv. estrang.I	67	5,05	8,842		5,819	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	8,842		5,820	
fluxo vapor ao difusor valv. estrang. II	69	5,05	8,842		5,819	
fluxo vapor supera q. consum. externo baixa	70	5,05	8,944		5,886	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	9,701		6,230	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	9,045		5,809	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	9,094		5,840	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	5,642		3,713	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		100,949		47,194
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	5,642		3,713	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		92,291		47,193
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	5,642		3,713	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		79,472		47,193
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	4,712		3,392	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	5,261		3,787	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	5,261		3,787	
fluxo de calor no processo	92	5,21		30,536		21,981

Influência da eficiência das caldeiras e o preço do combustível nos custos dos fluxos do sistema.

Tabela C.9 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(0US\$/t)

Safra98	0 US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,092		4,72	0,092	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	1,480		4,74	1,480	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,343		5,64	0,343	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,400		5,89	0,400	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,400		5,89	0,400	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	1,678		3,90	1,678	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,400		5,89	0,400	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,400		5,89	0,400	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,399		5,89	0,399	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	1,679		3,90	1,679	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	0,000		1,00	0,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	0,000		1,00	0,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	1,637		3,94	1,637	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	1,631		3,95	1,631	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	0,890		3,95	0,890	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	0,841		3,95	0,841	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	0,841		3,94	0,841	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	0,841		3,95	0,841	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	0,841		3,95	0,841	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	0,841		3,95	0,841	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	1,634		3,95	1,634	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	0,841		3,94	0,841	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	0,841		3,95	0,841	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		20,151	5,64		20,151
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		32,982	5,64		32,982
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		24,486	5,64		24,486
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		24,229	5,64		24,229
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		24,573	5,64		24,573
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		22,635	5,64		22,635
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		23,892	5,64		23,892

Tabela C.9 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(0US\$/t)(Cont.)

Safr98 0 US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,22		23,892	5,64		23,892
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		23,892	5,64		23,892
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		23,892	5,64		23,892
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		23,893	5,64		23,893
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,091		4,72	0,091	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	1,481		4,74	1,481	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,361		5,75	0,361	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,430		6,08	0,430	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	0,000		1,00	0,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	2,816		4,52	2,816	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	3,283		5,25	3,283	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	2,818		5,25	2,818	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	3,032		4,52	3,032	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	3,066		4,57	3,066	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	1,905		4,57	1,905	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	3,031		4,57	3,031	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	3,031		4,57	3,031	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	3,031		4,57	3,031	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	3,066		4,57	3,066	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	3,479		4,97	3,479	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	3,244		4,97	3,244	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	3,262		4,97	3,262	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	1,934		4,57	1,934	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		53,823	10,14		53,823
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	1,934		4,57	1,934	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		45,164	10,14		45,164
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	1,934		4,57	1,934	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		32,345	10,14		32,345
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	1,326		4,23	1,326	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	1,480		4,72	1,480	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	1,481		4,72	1,481	
fluxo de calor no processo	92	5,21		8,592	4,72		8,592

Tabela C.10 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(2US\$/t)

Safra98	2US\$/T	No	K77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
FLUXO								
fluxo água alimentação de alta		1	5,21	0,131		4,72	0,127	
perda de vapor do flash de alta		2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta		3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta		4	5,23	2,111		4,74	2,051	
fluxo água entrad. bomba alta		5	6,22	0,414		5,64	0,408	
fluxo água saída bomba alta		6	6,50	0,482		5,89	0,474	
fluxo água entrad. cald I alta		7	6,50	0,482		5,89	0,474	
fluxo vapor saída cald I alta		8	4,30	2,726		3,90	2,627	
fluxo água desuperaq. cald I alta		9	6,50	0,482		5,89	0,474	
perda água purga cald. I alta		10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta		11	6,50	0,482		5,89	0,474	
fluxo água desuperaq. cald II alta		12	6,50	0,480		5,89	0,473	
perda água purga cald. II alta		13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta		14	4,30	2,727		3,90	2,628	
fluxo de ar cald I alta		15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta		16	1,00	2,000		1,00	2,000	
perda com gases de escape cald. I alta		17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta		18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta		19	1,00	2,000		1,00	2,000	
perda com gases de escape cald. II alta		20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II		21	4,35	2,652		3,94	2,557	
fluxo de vapor saída desuperaq. I		22	4,36	2,641		3,95	2,546	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores		23	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta		24	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbobomba alta		25	4,35	1,442		3,95	1,390	
fluxo vapor aos turbogeradores		26	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor entrada turbogerador I		27	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbogerador I		28	4,35	1,362		3,95	1,313	
fluxo vapor entrada turbogerador II		29	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbogerador II		30	4,35	1,362		3,94	1,313	
fluxo vapor entrada turbogerador III		31	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbogerador III		32	4,35	1,362		3,95	1,313	
fluxo vapor entrada turbogerador IV		33	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbogerador IV		34	4,35	1,362		3,95	1,313	
fluxo vapor entrada turbogerador V		35	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbogerador V		36	4,35	1,362		3,95	1,313	
fluxo vapor entrada turbogerador VI		37	4,35	2,647		3,95	2,551	
fluxo vapor saída turbogerador VI		38	4,35	1,362		3,94	1,313	
fluxo vapor saída dos turbogeradores		39	4,35	1,362		3,95	1,313	
potência elét. gerada turbogerador I		40	6,22		24,518	5,64		24,106
potência elét. gerada turbogerador II		41	6,22		37,349	5,64		36,938
potência elét. gerada turbogerador III		42	6,22		28,851	5,64		28,441
potência elét. gerada turbogerador IV		43	6,22		28,596	5,64		28,185
potência elét. gerada turbogerador V		44	6,22		28,940	5,64		28,529
potência elet. gerada turbogerador VI		45	6,22		27,002	5,64		26,590
potência elét. consumida cald. I alta		46	6,22		28,259	5,64		27,848
potência elét. consumida cald. II alta		47	6,22		28,259	5,64		27,848
potência elét. consumida cald. de baixa		48	6,22		28,260	5,64		27,848
potência elét. vendida consum. externo		49	6,22		28,260	5,64		27,849

Tabela C.10 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(2US\$/t)(Cont.)

Safra98	2US\$/T						
FLUXO	No	K77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		28,259	5,64	0,008	
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,130		4,72	0,126	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	2,111		4,74	2,051	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,432		5,75	0,425	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,512		6,08	0,505	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	2,000		1,00	2,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	3,716		4,52	3,631	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	4,328		5,25	4,230	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	3,715		5,25	3,631	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	4,001		4,52	3,910	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	4,045		4,57	3,953	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	2,513		4,57	2,456	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	3,999		4,57	3,908	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	3,999		4,57	3,908	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	3,999		4,57	3,908	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	4,045		4,57	3,953	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	4,516		4,97	4,419	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	4,211		4,97	4,120	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	4,234		4,97	4,143	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	2,552		4,57	2,494	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		61,677	10,14		60,938
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	2,552		4,57	2,494	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		53,019	10,14		52,280
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	2,552		4,57	2,494	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		40,200	10,14		39,461
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	1,890		4,23	1,837	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	2,111		4,72	2,051	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	2,111		4,72	2,051	
fluxo de calor no processo	92	5,21		12,250	4,72		11,906

Tabela C.11 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(4US\$/t)

Safra98	4US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,170		4,72	0,163	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	2,741		4,74	2,622	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,486		5,64	0,473	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,563		5,89	0,548	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,563		5,89	0,548	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	3,774		3,90	3,576	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,563		5,89	0,548	
perda água purga cald.I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,563		5,89	0,548	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,562		5,89	0,546	
perda água purga cald.II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	3,775		3,90	3,578	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	4,000		1,00	4,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	4,000		1,00	4,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq.II	21	4,35	3,667		3,94	3,476	
fluxo de vapor saída desuperaq.I	22	4,36	3,651		3,95	3,461	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	1,994		3,95	1,890	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	1,884		3,95	1,785	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	1,884		3,94	1,785	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	1,884		3,95	1,785	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	1,884		3,95	1,785	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	3,659		3,95	3,468	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	1,884		3,95	1,785	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	3,659		3,95	3,469	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	1,884		3,94	1,785	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	1,884		3,95	1,785	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		28,884	5,64		28,061
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		41,716	5,64		40,893
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		33,218	5,64		32,395
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		32,963	5,64		32,141
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		33,308	5,64		32,485
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		31,369	5,64		30,546
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,22		32,626	5,64		31,803
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,22		32,626	5,64		31,803
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		32,626	5,64		31,804
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		32,627	5,64		31,804

Tabela C.11 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(4US\$/t)(Cont.)

Safr98 4US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		32,626	5,64		31,804
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,169		4,72	0,161	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	2,741		4,74	2,622	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,503		5,75	0,489	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,594		6,08	0,579	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	4,000		1,00	3,999	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	4,615		4,52	4,446	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	5,374		5,25	5,177	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	4,612		5,25	4,443	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	4,970		4,52	4,788	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	5,025		4,57	4,841	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	3,122		4,57	3,007	
fluxo vapor tandem I valv. estrang.I	67	5,05	4,968		4,57	4,786	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	4,968		4,57	4,785	
fluxo vapor ao difusor valv. estrang. II	69	5,05	4,968		4,57	4,786	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	5,025		4,57	4,841	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	5,553		4,97	5,358	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	5,178		4,97	4,996	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	5,206		4,97	5,023	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	3,170		4,57	3,054	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		69,532	10,14		68,053
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	3,170		4,57	3,054	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		60,873	10,14		59,394
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	3,170		4,57	3,054	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		48,055	10,14		46,576
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	2,454		4,23	2,348	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	2,741		4,72	2,622	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	2,741		4,72	2,622	
fluxo de calor no processo	92	5,21		15,907	4,72		15,218

Tabela C.12 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(6US\$/t)

Safra98	6US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,209		4,72	0,198	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	3,371		4,74	3,193	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,558		5,64	0,538	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,645		5,89	0,622	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,645		5,89	0,622	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	4,822		3,90	4,526	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,645		5,89	0,622	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,645		5,89	0,622	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,643		5,89	0,620	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	4,824		3,90	4,527	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	6,000		1,00	6,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	6,000		0,00	6,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	4,682		3,94	4,395	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	4,662		3,95	4,377	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	2,546		3,95	2,390	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	2,405		3,95	2,257	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	2,405		3,94	2,258	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	2,405		3,95	2,258	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	2,405		3,95	2,257	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	2,405		3,95	2,258	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	4,672		3,95	4,386	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	2,405		3,94	2,257	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	2,405		3,95	2,258	
potência elé. gerada turbogerador I	40	6,22		33,250	5,64		32,016
potência elé. gerada turbogerador II	41	6,22		46,083	5,64		44,848
potência elé. gerada turbogerador III	42	6,22		37,585	5,64		36,350
potência elé. gerada turbogerador IV	43	6,22		37,331	5,64		36,096
potência elé. gerada turbogerador V	44	6,22		37,676	5,64		36,441
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		35,735	5,64		34,500
potência elé. consumida cald. I alta	46	6,22		36,993	5,64		35,759
potência elé. consumida cald. II alta	47	6,22		36,993	5,64		35,759
potência elé. consumida cald. de baixa	48	6,22		36,993	5,64		35,758
potência elé. vendida consum. externo	49	6,22		36,994	5,64		35,759

Tabela C.12 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(6US\$/t)(Cont.)

Safra98	6US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		36,993	5,64		35,759
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,207		4,72	0,197	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	3,371		4,74	3,193	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,573		5,75	0,553	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,676		6,08	0,653	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	6,000		1,00	6,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	5,515		4,52	5,261	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	6,419		5,25	6,123	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	5,509		5,25	5,256	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	5,939		4,52	5,665	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	6,005		4,57	5,728	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	3,730		4,57	3,559	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	5,937		4,57	5,663	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	5,937		4,57	5,663	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	5,936		4,57	5,663	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	6,005		4,57	5,728	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	6,590		4,97	6,297	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	6,144		4,97	5,871	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	6,178		4,97	5,903	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	3,788		4,57	3,613	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		77,386	10,14		75,168
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	3,788		4,57	3,613	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		68,728	10,14		66,510
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	3,788		4,57	3,613	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		55,908	10,14		53,691
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	3,019		4,23	2,859	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	3,371		4,72	3,193	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	3,371		4,72	3,193	
fluxo de calor no processo	92	5,21		19,564	4,72		18,531

Tabela C.13 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(8US\$/t)

Asfra98	8US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,248		4,72	0,233	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	4,001		4,74	3,764	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,630		5,64	0,603	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,726		5,89	0,696	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,726		5,89	0,696	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	5,870		3,90	5,475	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,726		5,89	0,696	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,726		5,89	0,696	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,724		5,89	0,694	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	5,872		3,90	5,477	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	5,697		3,94	5,314	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	5,672		3,95	5,292	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	3,097		3,95	2,890	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	2,926		3,94	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	2,926		3,94	2,730	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	2,926		3,95	2,730	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		37,616	5,64		35,971
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		50,449	5,64		48,804
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		41,951	5,64		40,305
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		41,697	5,64		40,051
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		42,043	5,64		40,398
potência elét. gerada turbogerador VI	45	6,22		40,104	5,64		38,458
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		41,360	5,64		39,714
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		41,360	5,64		39,714
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		41,360	5,64		39,714
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		41,361	5,64		39,715

Tabela C.13 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(8US\$/t)(Cont.)

Asfra98	8US\$/T						
<i>FLUXO</i>	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		41,360	5,64		39,715
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,246		4,72	0,232	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	4,001		4,74	3,764	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,644		5,75	0,618	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,758		6,08	0,727	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		1,00	8,000	
perdas com gases de escapecald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	6,415		4,52	6,076	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	7,464		5,25	7,070	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	6,406		5,25	6,069	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	6,908		4,52	6,543	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	6,984		4,57	6,616	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	4,339		4,57	4,110	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	6,905		4,57	6,540	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	6,905		4,57	6,540	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	6,905		4,57	6,540	
fluxo vapor supera q. consum. externo baixa	70	5,05	6,985		4,57	6,616	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	7,627		4,97	7,236	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	7,111		4,97	6,747	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	7,150		4,97	6,784	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	4,406		4,57	4,173	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		85,241	10,14		82,283
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	4,406		4,57	4,173	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		76,582	10,14		73,625
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	4,406		4,57	4,173	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		63,763	10,14		60,806
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	3,583		4,23	3,371	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	4,001		4,72	3,764	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	4,001		4,72	3,764	
fluxo de calor no processo	92	5,21		23,221	4,72		21,844

Tabela C.14 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(10US\$/t)

Safra98	10US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,287		4,72	0,269	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	4,631		4,74	4,334	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,702		5,64	0,668	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,808		5,89	0,770	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,808		5,89	0,770	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	6,918		3,90	6,425	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,808		5,89	0,770	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,808		5,89	0,770	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,806		5,89	0,768	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	6,920		3,90	6,426	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	10,000		1,00	10,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	10,000		1,00	10,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	6,712		3,94	6,234	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	6,683		3,95	6,207	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	3,649		3,95	3,389	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	3,447		3,95	3,202	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	3,447		3,94	3,202	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	3,447		3,95	3,202	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	3,447		3,95	3,202	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	6,698		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	3,447		3,95	3,202	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	6,697		3,95	6,220	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	3,447		3,94	3,202	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	3,447		3,95	3,202	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		41,983	5,64		39,926
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		54,816	5,64		52,759
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		46,317	5,64		44,260
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		46,065	5,64		44,007
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		46,411	5,64		44,353
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		44,470	5,64		42,413
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		45,727	5,64		43,670
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		45,727	5,64		43,670
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		45,728	5,64		43,670
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		45,728	5,64		43,670

Tabela C.14 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(10US\$/t)(Cont.)

Safra98	10US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		45,727	5,64		43,671
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,285		4,72	0,267	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	4,631		4,74	4,334	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,715		5,75	0,682	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,840		6,08	0,802	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	10,000		1,00	10,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	7,315		4,52	6,891	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	8,509		5,25	8,017	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	7,304		5,25	6,881	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	7,877		4,52	7,421	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	7,964		4,57	7,503	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	4,948		4,57	4,661	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	7,873		4,57	7,418	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	7,873		4,57	7,418	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	7,874		4,57	7,418	
fluxo vapor supera q. consum. externo baixa	70	5,05	7,964		4,57	7,503	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	8,663		4,97	8,176	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	8,078		4,97	7,623	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	8,122		4,97	7,665	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	5,024		4,57	4,733	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		93,095	10,14		89,398
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	5,024		4,57	4,733	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		84,436	10,14		80,740
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	5,024		4,57	4,733	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		71,617	10,14		67,922
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	4,148		4,23	3,882	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	4,631		4,72	4,334	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	4,631		4,72	4,334	
fluxo de calor no processo	92	5,21		26,879	4,72		25,156

Tabela C.15 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(12US\$/t)

Safra98	12US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,326		4,72	0,304	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	5,261		4,74	4,905	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,774		5,64	0,733	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,890		5,89	0,844	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,890		5,89	0,844	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	7,966		3,90	7,374	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,890		5,89	0,844	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,890		5,89	0,844	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,887		5,89	0,841	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	7,969		3,90	7,376	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	12,000		1,00	10,871	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	12,000		1,00	10,867	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	7,727		3,94	7,153	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	7,693		3,95	7,123	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	7,711		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	4,201		3,95	3,889	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	3,969		3,95	3,674	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	3,969		3,94	3,674	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	3,969		3,95	3,674	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	3,969		3,95	3,674	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	3,969		3,95	3,674	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	7,710		3,95	7,138	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	3,969		3,94	3,674	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	3,969		3,95	3,674	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		46,349	5,64		43,880
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		59,183	5,64		56,715
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		50,683	5,64		48,215
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		50,432	5,64		47,963
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		50,778	5,64		48,310
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		48,836	5,64		46,367
potência elét. consumida cald. I alta	46	6,22		50,094	5,64		47,625
potência elét. consumida cald. II alta	47	6,22		50,094	5,64		47,625
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,22		50,094	5,64		47,625
potência elét. vendida consum. externo	49	6,22		50,095	5,64		47,625

Tabela C.15 Resultados termoeconômicos para duas eficiências e preço do bagaço(12US\$/t)(Cont.)

Safra98 12US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		50,094	5,64		47,627
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,324		4,72	0,302	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	5,261		4,74	4,905	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,786		5,75	0,746	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,922		6,08	0,876	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	12,000		1,00	10,871	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	8,215		4,52	7,706	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	9,554		5,25	8,964	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	8,200		5,25	7,694	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	8,846		4,52	8,299	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	8,944		4,57	8,391	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	5,556		4,57	5,212	
fluxo vapor tandem I valv. extrang. I	67	5,05	8,842		4,57	8,295	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	8,842		4,57	8,295	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	8,842		4,57	8,295	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	8,944		4,57	8,391	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	9,701		4,97	9,115	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	9,045		4,97	8,499	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	9,094		4,97	8,545	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	5,642		4,57	5,293	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		100,949	10,14		96,514
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	5,642		4,57	5,293	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		92,291	10,14		87,855
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	5,642		4,57	5,293	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		79,472	10,14		75,037
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	4,712		4,23	4,393	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	5,261		4,72	4,905	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	5,261		4,72	4,905	
fluxo de calor no processo	92	5,21		30,536	4,72		28,469

Influência de considerar a perda (fluxo 89) com ou sem valor, ou penalizando a energia elétrica.

Tabela C.16 Resultados termoeconômicos para duas eficiências considerando o fluxo 89 sem valor

Safra98	8US\$/T						
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	5,21	0,248		4,72	0,233	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	5,23	4,001		4,74	3,764	
fluxo água entrad. bomba alta	5	6,22	0,630		5,64	0,603	
fluxo água saída bomba alta	6	6,50	0,726		5,89	0,696	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,50	0,726		5,89	0,696	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,30	5,870		3,90	5,475	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,50	0,726		5,89	0,696	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,50	0,726		5,89	0,696	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,50	0,724		5,89	0,694	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,30	5,872		3,90	5,477	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,35	5,697		3,94	5,314	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,36	5,672		3,95	5,292	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,35	3,097		3,95	2,890	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,35	2,926		3,94	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,35	2,926		3,95	2,730	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	5,685		3,95	5,303	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,35	2,926		3,94	2,730	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,35	2,926		3,95	2,730	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,22		37,616	5,64		35,971
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,22		50,449	5,64		48,804
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,22		41,951	5,64		40,305
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,22		41,697	5,64		40,051
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,22		42,043	5,64		40,398

Tabela C.16 Resultados termoeconômicos para duas eficiências considerando o fluxo 89 sem valor(Cont.)

Safra98	8US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh	
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,22		40,104	5,64		38,458	
potência elé. consumida cald.I alta	46	6,22		41,360	5,64		39,714	
potência elé. consumida cald.II alta	47	6,22		41,360	5,64		39,714	
potência elé. consumida cald. de baixa	48	6,22		41,360	5,64		39,714	
potência elé. vendida consum. externo	49	6,22		41,361	5,64		39,715	
potência elet. consumo interno(processo)	50	6,22		41,360	5,64		39,715	
fluxo água alimentação de baixa	51	5,21	0,246		4,72	0,232		
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000		
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200		
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	5,23	4,001		4,74	3,764		
fluxo água entrada bomba de baixa	55	6,34	0,644		5,75	0,618		
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,72	0,758		6,08	0,727		
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000		
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		1,00	8,000		
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000		
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,99	6,415		4,52	6,076		
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,80	7,464		5,25	7,070		
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,80	6,406		5,25	6,069		
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000		
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,99	6,908		4,52	6,543		
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,05	6,984		4,57	6,616		
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,05	4,339		4,57	4,110		
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,05	6,905		4,57	6,540		
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,05	6,905		4,57	6,540		
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,05	6,905		4,57	6,540		
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,05	6,985		4,57	6,616		
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,48	7,627		4,97	7,236		
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,48	7,111		4,97	6,747		
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,48	7,150		4,97	6,784		
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,05	4,406		4,57	4,173		
potência mecânica produzida tandem I	77	11,19		85,241	10,14		82,283	
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,05	4,406		4,57	4,173		
potência mecânica produzida tandem II	81	11,19		76,582	10,14		73,625	
fluxo de vapor saída difusor	84	5,05	4,406		4,57	4,173		
potência mecânica produzida no difusor	85	11,19		63,763	10,14		60,806	
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	3,583		4,23	3,371		
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	0,00	0,000		0,00	0,000		
fluxo de vapor ao processo	90	5,21	4,001		4,72	3,764		
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	5,21	4,001		4,72	3,764		
fluxo de calor no processo	92	5,21		23,221	4,72		21,844	

Tabela C.17 Resultados termoeconômicos para duas eficiências considerando o fluxo 89 com valor

Safra98 Perda (89) 8US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	4,73	0,225		4,28	0,212	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	4,75	3,628		4,30	3,413	
fluxo água entrad. bomba alta	5	5,64	0,588		5,11	0,563	
fluxo água saída bomba alta	6	5,96	0,684		5,40	0,655	
fluxo água entrad. cald I alta	7	5,96	0,684		5,40	0,655	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,27	5,824		3,87	5,432	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	5,96	0,684		5,40	0,655	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	5,96	0,684		5,40	0,655	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	5,96	0,682		5,40	0,654	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,27	5,826		3,87	5,433	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,32	5,652		3,91	5,271	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,33	5,627		3,92	5,249	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,32	3,073		3,92	2,866	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,32	2,903		3,92	2,708	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,32	2,903		3,92	2,708	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,32	2,903		3,92	2,708	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,32	2,903		3,92	2,708	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,32	2,903		3,92	2,708	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,32	5,639		3,92	5,260	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,32	2,903		3,92	2,708	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,32	2,903		3,92	2,707	
potência elé. gerada turbogerador I	40	6,18		37,419	5,60		35,785
potência elé. gerada turbogerador II	41	6,18		50,253	5,60		48,618
potência elé. gerada turbogerador III	42	6,18		41,753	5,60		40,120
potência elé. gerada turbogerador IV	43	6,18		41,500	5,60		39,866
potência elé. gerada turbogerador V	44	6,18		41,846	5,60		40,212
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,18		39,907	5,60		38,271

Tabela C.17 Resultados termoeconômicos para duas eficiências considerando o fluxo 89 com valor(Cont.)

Safra98 Perda (89) 8US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
potência elét. consumida cald.I alta	46	6,18		41,163	5,60		39,529
potência elét. consumida cald.II alta	47	6,18		41,163	5,60		39,529
potência elét. consumida cald. de baixa	48	6,18		41,163	5,60		39,529
potência elét. vendida consum. externo	49	6,18		41,163	5,60		39,528
potência elet. Consumo interno(processo)	50	6,18		41,164	5,60		39,527
fluxo água alimentação de baixa	51	4,73	0,223		4,28	0,210	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	4,75	3,628		4,30	3,413	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	5,75	0,602		5,21	0,578	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,17	0,716		5,59	0,688	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		1,00	8,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	4,95	6,371		4,49	6,035	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,75	7,413		5,21	7,023	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,75	6,363		5,21	6,028	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	4,95	6,861		4,49	6,499	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,01	6,937		4,54	6,571	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,01	4,310		4,54	4,082	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,01	6,858		4,54	6,496	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,01	6,858		4,54	6,496	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,01	6,858		4,54	6,496	
fluxo vapor supera q. consum. externo baixa	70	5,01	6,937		4,54	6,571	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,44	7,576		4,93	7,189	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,44	7,064		4,93	6,703	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,44	7,103		4,93	6,740	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,01	4,376		4,54	4,145	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,11		84,860	10,06		81,925
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,01	4,376		4,54	4,145	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,11		76,202	10,06		73,268
fluxo de vapor saída difusor	84	5,01	4,376		4,54	4,145	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,11		63,384	10,06		60,449
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,63	3,557		4,20	3,346	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	4,73	2,945		4,28	2,771	
fluxo de vapor ao processo	90	4,73	3,628		4,28	3,413	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	4,73	3,629		4,28	3,413	
fluxo de calor no processo	92	4,73		21,059	4,28		19,810

Tabela C.18 Resultados termoeconômicos para duas eficiências penalizando o fluxo 89 na energia elétrica

Safra98 Elétrica (89) 8US\$/T							
FLUXO	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
fluxo água alimentação de alta	1	4,76	0,227		4,31	0,213	
perda de vapor do flash de alta	2	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água de reposição de alta	3	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. alta	4	4,78	3,656		4,33	3,439	
fluxo água entrad. bomba alta	5	5,68	0,591		5,15	0,566	
fluxo água saída bomba alta	6	6,00	0,687		5,44	0,658	
fluxo água entrad. cald I alta	7	6,00	0,687		5,44	0,659	
fluxo vapor saída cald I alta	8	4,29	5,856		3,89	5,462	
fluxo água desuperaq. cald I alta	9	6,00	0,687		5,44	0,659	
perda água purga cald. I alta	10	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água entrad. cald. II alta	11	6,00	0,687		5,44	0,659	
fluxo água desuperaq. cald II alta	12	6,00	0,685		5,44	0,657	
perda água purga cald. II alta	13	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saída cald II alta	14	4,29	5,858		3,89	5,464	
fluxo de ar cald I alta	15	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald. I alta	16	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. I alta	17	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de ar cald II alta	18	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço cald II alta	19	1,00	8,000		1,00	8,000	
perda com gases de escape cald. II alta	20	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de vapor saída desuperaq. II	21	4,34	5,682		3,93	5,301	
fluxo de vapor saída desuperaq. I	22	4,35	5,658		3,94	5,278	
fluxo de vapor dos desuperaquecedores	23	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor entrad. turbobomba alta	24	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbobomba alta	25	4,34	3,089		3,94	2,882	
fluxo vapor aos turbogeradores	26	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor entrada turbogerador I	27	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbogerador I	28	4,34	2,918		3,94	2,722	
fluxo vapor entrada turbogerador II	29	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbogerador II	30	4,34	2,919		3,94	2,723	
fluxo vapor entrada turbogerador III	31	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbogerador III	32	4,34	2,919		3,94	2,723	
fluxo vapor entrada turbogerador IV	33	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbogerador IV	34	4,34	2,919		3,94	2,723	
fluxo vapor entrada turbogerador V	35	4,34	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbogerador V	36	4,34	2,918		3,94	2,722	
fluxo vapor entrada turbogerador VI	37	4,35	5,670		3,94	5,289	
fluxo vapor saída turbogerador VI	38	4,34	2,918		3,94	2,722	
fluxo vapor saída dos turbogeradores	39	4,34	2,919		3,94	2,722	
potência elét. gerada turbogerador I	40	6,21		37,553	5,62		35,911
potência elét. gerada turbogerador II	41	6,21		50,385	5,62		48,744
potência elét. gerada turbogerador III	42	6,21		41,886	5,62		40,245
potência elét. gerada turbogerador IV	43	6,21		41,634	5,62		39,992
potência elét. gerada turbogerador V	44	6,21		41,979	5,62		40,337
potência elet. gerada turbogerador VI	45	6,21		40,041	5,62		38,398
potência elét. consumida cald. I alta	46	7,34		46,347	6,65		44,405
potência elét. consumida cald. II alta	47	7,34		46,347	6,65		44,405
potência elét. consumida cald. de baixa	48	7,34		46,347	6,65		44,406

Tabela C.18 Resultados termoeconômicos para duas eficiências penalizando o fluxo 89 na energia elétrica (Cont.)

Safra98 Elétrica (89) 8US\$/T	No	k77	US\$/t	US\$/MWh	k85	US\$/t	US\$/MWh
FLUXO							
potência elét. vendida consum. externo	49	7,34		46,346	6,65		44,405
potência elet. consumo interno(processo)	50	7,34		46,346	6,65		44,404
fluxo água alimentação de baixa	51	4,76	0,225		4,31	0,212	
perdas de vapor flash de baixa	52	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo água reposição de baixa	53	1,00	0,200		1,00	0,200	
fluxo vapor aquecimento desaer. baixa	54	4,78	3,656		4,33	3,439	
fluxo água entrada bomba de baixa	55	5,80	0,605		5,25	0,581	
fluxo água saída bomba de baixa	56	6,22	0,720		5,63	0,691	
fluxo ar caldeira de baixa	57	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo de bagaço caldeira de baixa	58	1,00	8,000		1,00	8,000	
perdas com gases de escape cald. baixa	59	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor saturado cald. de baixa	60	5,00	6,430		4,53	6,090	
fluxo vapor saturado cozedor a vácuo	61	5,81	7,481		5,26	7,086	
fluxo vapor satur. centrifug. secad. açúcar	62	5,81	6,421		5,26	6,083	
perda de água purga caldeira de baixa	63	0,00	0,000		0,00	0,000	
fluxo vapor superaquecido cald. de baixa	64	5,00	6,924		4,53	6,558	
fluxo vapor entrada turbobomba de baixa	65	5,06	7,001		4,58	6,631	
fluxo vapor saída turbobomba de baixa	66	5,06	4,349		4,58	4,119	
fluxo vapor tandem I valv. extrang.I	67	5,06	6,921		4,58	6,555	
fluxo vapor entrada tandem II	68	5,06	6,921		4,58	6,555	
fluxo vapor ao difusor valv. extrang. II	69	5,06	6,921		4,58	6,555	
fluxo vapor superaq. consum. externo baixa	70	5,06	7,001		4,58	6,631	
fluxo de vapor ao hidrolizador	71	5,50	7,644		4,98	7,252	
fluxo de vapor levedura termolizada	72	5,50	7,127		4,98	6,762	
fluxo de vapor secadores de levedura	73	5,50	7,166		4,98	6,799	
fluxo de vapor saída tandem I	76	5,06	4,416		4,58	4,183	
potência mecânica produzida tandem I	77	11,22		85,369	10,16		82,403
fluxo de vapor saída tandem II	80	5,06	4,416		4,58	4,183	
potência mecânica produzida tandem II	81	11,22		76,710	10,16		73,745
fluxo de vapor saída difusor	84	5,06	4,416		4,58	4,183	
potência mecânica produzida no difusor	85	11,22		63,892	10,16		60,926
fluxo de vapor divisor de processo	88	4,67	3,583		4,23	3,371	
fluxo vapor atmosfera (perdas)	89	4,76	2,967		4,31	2,791	
fluxo de vapor ao processo	90	4,76	3,656		4,31	3,439	
fluxo de vapor divisor do desaerador	91	4,76	3,656		4,31	3,439	
fluxo de calor no processo	92	4,76		21,217	4,31		19,958