

UNESP

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

2.000



1110000423



***"Estudo de Gestão Energética
e Co-Geração numa Indústria
de Processos Químicos"***

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

122

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

unesp

UNIVERSIDADE ESTADUAL
CAMPOS DE GUARATINGUETÁ

"ESTUDO DE GESTÃO ENERGÉTICA E CO-GERAÇÃO NUMA
INDÚSTRIA DE PROCESSOS QUÍMICOS"

ESTUDO DE GESTÃO ENERGÉTICA E CO-GERAÇÃO NUMA
INDÚSTRIA DE PROCESSOS QUÍMICOS.

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá da Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

423

423

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

ESTUDO DE GESTÃO ENERGÉTICA E CO-GERAÇÃO NUMA
INDÚSTRIA DE PROCESSOS QUÍMICOS.

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá da Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da
Informação da Biblioteca – FEG/UNESP

Ernst, Mario Alberto B.

E71i Estudo de gestão energética e co-geração numa indústria de
processos químicos/Mario Alberto B. Ernst. Guaratinguetá, 2000
224f.: il.; 30cm

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2000.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

1. Co-geração I. Título

CDU 536.72

**“ESTUDO DE GESTÃO ENERGÉTICA E CO-GERAÇÃO NUMA
INDÚSTRIA DE PROCESSOS QUÍMICOS”**

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

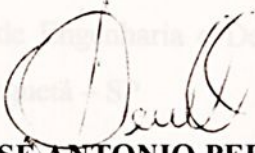
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

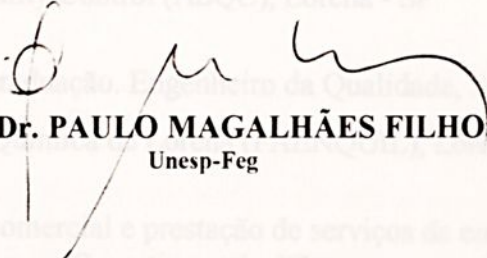
**ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

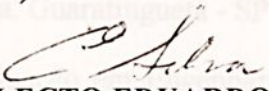
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. José Luz Silveira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO
Unesp-Feg


Prof. Dr. ELECTO EDUARDO SILVA LORA
EFEI

Março 2000

DADOS CURRICULARES

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

NASCIMENTO	26.06.1948 – SANTIAGO / CHILE
FILIAÇÃO	Oscar Mario Basulto Guillén Maria Antonieta Ernst de Basulto
1967/1972	Curso de Graduação -Escola de Engenharia Mecânica Universidad de Concepción, Chile
1972/1973	Professor da Escola de Engenharia Mecânica, Universidad Técnica del Estado, Chile
1973/1976	Departamento de Engenharia, Compañía de Acero del Pacífico, Chile
1977/1986	Departamento de Celulose, Voith S.A. – São Paulo - SP
1987/1992	Departamento de Engenharia e Departamento de Utilidades, BASF. Guaratinguetá – SP
1990/1991	Certificação como Engenheiro da Qualidade pela American Society for Quality Control (ASQC), Lorena - SP
1992/1993	Curso de Pós-Graduação. Engenheiro da Qualidade, Faculdade de Engenharia Química de Lorena (FAENQUIL), Lorena - SP
1993/1997	Representante comercial e prestação de serviços de engenharia em forma autônoma. Guaratinguetá - SP
1998-2000	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da UNESP

AUREASCIAMENTOS

Ào meu orientador José Antônio Barrolo Holstner por sua dedicação,
cuidado e compreensão, mais que nada um companheiro,

e meus professores da pós-graduação, funcionários da Biblioteca, secretárias
e auxiliares do Campus de Guaratinguetá, por sua constante colaboração,

e BASF S.A. Fábrica de Guaratinguetá, pela colaboração e interesse ao
trabalho desenvolvido.

às minhas Stellas, que sempre me apoiaram de perto,
aos meus pais por seu apoio a qualquer distância.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador José Antônio Perrella Balestieri por sua dedicação, entusiasmo e compreensão, mais que nada um companheiro,

a meus professores da pós-graduação, funcionárias da Biblioteca, secretárias e auxiliares do Campus de Guaratinguetá, por sua constante colaboração,

a BASF S.A. Fábrica de Guaratinguetá, pela colaboração e interesse no trabalho desenvolvido.

Este trabalho contou com apoio da CAPES

"It is the purpose of a scientific hypothesis to
stick out its neck, that is to be vulnerable"

Herman Bondi

"O objetivo de uma hipótese científica é se
fazer visível, isto é, ser vulnerável"

"El objetivo de una hipótesis científica es

Este trabalho contou com apoio da CAPES

se fazer, ser vulnerável"

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

Resumo

Abstract

1 INTRODUÇÃO	23
1.1 Estabelecimento do problema	23
1.2 Objetivos	24
1.3 Estrutura dos capítulos	24
2 O ESTADO DO CONHECIMENTO - FUNDAMENTOS	26
2.1 Revisão da Literatura	26
2.2 Rendimentos de equipamentos e ciclos	31
2.3 Ciclos de Co-geração	47
3 DISCUSSÃO DA METODOLOGIA	56
3.1 Análise energética	56
3.2 Análise exergética	63
3.3 Aplicação da técnica do <i>pinch point</i>	83
3.4 Análise de curvas de demanda	“It is the purpose of a scientific hypothesis to stick out its neck, that is to be vulnerable”
3.5 Análise econômica	
4 COLETA E TRATAMENTO DE DADOS	Herman Bondi
4.1 Coleta de dados	117
4.2 Modelagem das curvas de demanda	“O objetivo de uma hipótese científica é se fazer visível, isto é, ser vulnerável”
5 ESTUDO DE CASO	157
5.1 Proposta de co-geração para a situação atual	157
5.2 Sugestão para otimizar o uso energético	“El objetivo de una hipótesis científica es hacerse visible, es decir, ser vulnerable”
5.3 Proposta de co-geração para a situação otimizada	191
6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	194
6.1 Limitações	194
6.2 Conclusões	196

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SIMBOLOS

Resumo

Abstract

1 INTRODUÇÃO.....	23
1.1 Estabelecimento do problema.....	23
1.2 Objetivos.....	24
1.3 Estrutura dos capítulos.....	24
2 O ESTADO DO CONHECIMENTO - FUNDAMENTOS.....	26
2.1 Revisão da Literatura.....	26
2.2 Rendimentos de equipamentos e ciclos.....	31
2.3 Ciclos de Co-geração.....	47
3 DISCUSSÃO DA METODOLOGIA.....	56
3.1 Análise energética.....	56
3.2 Análise exergética.....	65
3.3 Aplicação da técnica do <i>pinch point</i>	83
3.4 Análise de curvas de demanda.....	91
3.5 Análise econômica.....	101
4 COLETA E TRATAMENTO DE DADOS.....	117
4.1 Coleta de dados.....	117
4.2 Modelagem das curvas de demanda.....	137
5 ESTUDO DE CASO.....	157
5.1 Proposta de co-geração para a situação atual.....	157
5.2 Sugestão para otimizar o uso energético.....	182
5.3 Proposta de co-geração para a situação sugerida.....	191
6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	194
6.1 Limitações.....	194
6.2 Cenários.....	196

7 CONCLUSÕES.....	202
ANEXOS.....	203
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	221
FIGURA 2.1- Sistema turbina/compressor.....	33
FIGURA 2.3- Ciclo de turbina a gás.....	33
FIGURA 2.4- Ciclo de turbina a gás teórico simples.....	34
FIGURA 2.5- Compressor. Curvas de desempenho.....	35
FIGURA 2.6- Turbina a gás. Curvas de desempenho.....	36
FIGURA 2.7- Curva de compressor real. Estimada.....	39
FIGURA 2.8- Compressor real. Curva de operação fora do ponto de projeto.....	41
FIGURA 2.9- Curvas de desempenho de turbina a vapor real.....	43
FIGURA 2.10- Efeito da regulação em turbinas a vapor.....	44
FIGURA 2.11- Curvas de desempenho de gerador de vapor real.....	45
FIGURA 2.12- Estimativa do desempenho de caldeiras.....	46
FIGURA 2.13- Ciclo <i>oxyprog</i>	49
FIGURA 2.14- Ciclo <i>brayton</i>	49
FIGURA 2.15- Co-geração. Ciclo de vapor sem condensação.....	51
FIGURA 2.16- Co-geração. Ciclo de vapor com condensação.....	52
FIGURA 2.17- Ciclo simples de turbina a gás.....	53
FIGURA 2.18- Ciclo combinado gás-vapor.....	55
FIGURA 3.1- Sistema de co-geração.....	56
FIGURA 3.2- Ciclo com turbina de extração - Diagrama T-S.....	57
FIGURA 3.3- Sistema turbina.....	58
FIGURA 3.4- Sistema turbina. Análise exotérmica.....	66
FIGURA 3.5- Irreversibilidades na turbina a vapor.....	68
FIGURA 3.6(a)- Esquema de bomba.....	70
FIGURA 3.6(b)- Processo de compressão.....	70
FIGURA 3.7- Troca térmica entre gases e vapor. Diagrama T-S.....	72
FIGURA 3.8- Efeito da temperatura dos gases.....	74
FIGURA 3.9- Efeito do retorno de condensado.....	75

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1-	Distribuição de perdas de energia.....	32
FIGURA 2.2-	Sistema turbina/compressor.....	33
FIGURA 2.3-	Ciclo de turbina a gás.....	33
FIGURA 2.4-	Ciclo de turbina a gás teórico simples.....	34
FIGURA 2.5-	Compressor. Curvas de desempenho.....	35
FIGURA 2.6-	Turbina a gás. Curvas de desempenho.....	36
FIGURA 2.7-	Curva de compressor real. Estimada.....	39
FIGURA 2.8-	Compressor real. Curva de operação fora do ponto de projeto.....	41
FIGURA 2.9-	Curvas de desempenho de turbina a vapor real.....	43
FIGURA 2.10-	Efeito da regulação em turbinas a vapor.....	44
FIGURA 2.11-	Curvas de desempenho de gerador de vapor real.....	45
FIGURA 2.12-	Estimativa do desempenho da caldeira.....	46
FIGURA 2.13-	Ciclo <i>topping</i>	49
FIGURA 2.14-	Ciclo <i>bottoming</i>	49
FIGURA 2.15-	Co-geração. Ciclo de vapor sem condensação.....	51
FIGURA 2.16-	Co-geração. Ciclo de vapor com condensação.....	52
FIGURA 2.17-	Ciclo simples de turbina a gás.....	53
FIGURA 2.18-	Ciclo combinado gás-vapor.....	55
FIGURA 3.1-	Sistema de co-geração.....	56
FIGURA 3.2-	Ciclo com turbina de extração – Diagrama T-S.....	57
FIGURA 3.3-	Sistema turbina.....	59
FIGURA 3.4-	Sistema turbina. Análise exergetica.....	66
FIGURA 3.5-	Irreversibilidades na turbina a vapor.....	68
FIGURA 3.6(a)-	Esquema da bomba.....	70
FIGURA 3.6(b)	Processo de compressão.....	70
FIGURA 3.7-	Troca térmica entre gases e vapor. Diagrama T – S.....	72
FIGURA 3.8-	Efeito da temperatura dos gases.....	74
FIGURA 3.9-	Efeito do retorno de condensado.....	75

FIGURA 3.10-	Diagrama de Sankey para o ciclo considerado.....	77
FIGURA 3.11-	Esquema queimador – caldeira.....	79
FIGURA 3.12-	Diagrama de Grassman para o ciclo considerado.....	81
FIGURA 3.13-	<i>Pinch point</i> . Diagrama T – S.....	83
FIGURA 3.14-	<i>Pinch point</i> . Diagrama T – H para gerador.....	84
FIGURA 3.15-	<i>Pinch point</i> . Diagrama T – H para processo.....	86
FIGURA 3.16-	Determinação do <i>pinch point</i>	88
FIGURA 3.17-	Curvas compostas.....	89
FIGURA 3.18-	Relação entre custo e $\Delta T_{\min}$	90
FIGURA 3.19-	Demanda elétrica em intervalos de 15 minutos.....	92
FIGURA 3.20-	Demanda superior e inferior.....	95
FIGURA 3.21-	Demanda requerida e capacidade de fornecimento.....	96
FIGURA 3.22-	Modelo triangular da demanda superior.....	98
FIGURA 3.23-	Déficit devido à variação de demanda.....	99
FIGURA 3.24-	Fator de anuidade.....	105
FIGURA 3.25-	Custos vs. fator de carga.....	110
FIGURA 4.1-	Percentual acumulado da demanda total.....	123
FIGURA 4.2-	Percentual acumulado da demanda elétrica total.....	124
FIGURA 4.3-	Percentual acumulado do total. Equivalente elétrico ar.....	125
FIGURA 4.4-	Percentual acumulado do total. Vapor.....	126
FIGURA 4.5-	Consumidores principais vs total.....	129
FIGURA 4.6-	Demanda média mensal.....	130
FIGURA 4.7-	Demandas horárias.....	133
FIGURA 4.8-	Demanda instantânea I.....	134
FIGURA 4.9-	Demanda instantânea II.....	135
FIGURA 4.10-	Demanda instantânea III.....	135
FIGURA 4.11-	Demanda instantânea IV.....	136
FIGURA 4.12-	Demanda 15 minutos (kW).....	141
FIGURA 4.13-	Demandas 15 minutos.....	142
FIGURA 4.14-	Demandas. Linhas de tendência.....	149
FIGURA 4.15-	Relação demanda elétrica/térmica.....	149

FIGURA 4.16-	Efeito da Potência fornecida sobre o déficit e excedente. Caso $P/\overline{D} > 1$	151
FIGURA 4.17-	Efeito da Potência fornecida sobre o déficit e excedente. Caso $P/\overline{D} < 1$	152
FIGURA 4.18-	Variação do déficit/excedente elétrico em função da potência instalada. Potência menor que demanda média.....	153
FIGURA 4.19-	Variação do déficit/excedente elétrico em função da potência instalada. Potência maior que demanda média.....	154
FIGURA 4.20-	Variação do déficit/excedente térmico em função da potência instalada. Potência menor que demanda média.....	155
FIGURA 4.21-	Variação do déficit/excedente térmico em função da potência instalada. Potência maior que demanda média.....	156
FIGURA 4.22-	Demandas de cinco dias consecutivos.....	156
FIGURA 5.1-	Co-geração com turbina a vapor. Caso 1.....	158
FIGURA 5.2-	Ciclo de co-geração com turbina a gás simples e caldeira de recuperação. Caso 2.....	166
FIGURA 5.3-	Efeito da potência da turbina na economia anual.....	178
FIGURA 5.4-	<i>Pinch point</i> .- Diagrama T – H para gerador sem superaquecedor.....	178
FIGURA 5.5-	Ciclo combinado gás-vapor. Caso 3.....	180
FIGURA 5.6-	Processo real estudado.....	182
FIGURA 5.7-	Balanço do sistema de água quente.....	186
FIGURA 5.8-	Relação entre massa de condensado e de água de resfriamento, para várias entalpias do condensado.....	189
FIGURA 6.1-	Retorno dos investimentos considerando juros. Cenários 1 a 3.....	200
FIGURA B1-	Balanço térmico da unidade de co-geração.....	212
FIGURA B2-	Balanço energético de ciclo de co-geração com turbina a vapor.....	213
FIGURA C1-	Sistema turbina/compressor.....	216
FIGURA C2-	Ciclo da turbina a gás.....	216

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1-	Calor específico do ar e do gás.....	34
TABELA 2.2-	Dados básicos de turbina real.....	38
TABELA 2.3-	Compressor real, Operação fora do ponto de projeto.....	40
TABELA 2.4-	Classificação gasbérica dos ciclos de co-geração.....	49
TABELA 3.1-	Propriedades termodinâmicas – Turbina de extração.....	57
TABELA 3.2-	Propriedades no processo de compressão.....	70
TABELA 3.3-	Velocidade de gases no gerador de vapor.....	73
TABELA 3.4-	Rendimentos exergéticos do gerador.....	74
TABELA 3.5-	Irreversibilidades e entropia gerada pela troca de calor.....	80
TABELA 3.6-	Comparação de modelos de demanda.....	98
TABELA 3.7-	Tarifa anal. Subgrupo A2.....	107
TABELA 3.8-	Tarifa anal. Subgrupo A2, Complemento.....	112
TABELA 3.9-	Custos da energia adquirida da concessionária. Cálculo orientativo.....	114
TABELA 3.10-	Custos orientativos do gás natural.....	115
TABELA 3.11-	Custos adotados para estudo de alternativas.....	116
TABELA 4.1-	Demandas médias de energia da fábrica estudada.....	117
TABELA 4.2-	Consumo mensal de energia, Exemplo.....	118
TABELA 4.3-	Demandas médias no período janeiro 1998-agosto 1999, Classificadas por tipo de energia.....	120
TABELA 4.4-	Demanda elétrica mais térmica, Consumidores principais.....	123
TABELA 4.5-	Demanda elétrica, Consumidores principais.....	124
TABELA 4.6-	Demanda elétrica equivalente ao, Consumidores principais.....	125
TABELA 4.7-	Demanda térmica, Consumidores principais.....	126
TABELA 4.8-	Consumidores propostos para análise detalhada (Pareto).....	127
TABELA 4.9-	Correlação entre consumidores principais e consumo total, Coeficiente de correlação $r=0,968$	128

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1-	Calor específico do ar e do gás.....	34
TABELA 2.2-	Dados básicos de turbina real.....	38
TABELA 2.3-	Compressor real. Operação fora do ponto de projeto.....	40
TABELA 2.4-	Classificação genérica dos ciclos de co-geração.....	49
TABELA 3.1-	Propriedades termodinâmicas – Turbina de extração.....	57
TABELA 3.2-	Propriedades no processo de compressão.....	70
TABELA 3.3-	Vazão de gases no gerador de vapor.....	73
TABELA 3.4-	Rendimento exergetico do gerador.....	74
TABELA 3.5-	Irreversibilidades e entropia gerada pela troca de calor.....	80
TABELA 3.6-	Comparação de modelos de demanda.....	98
TABELA 3.7-	Tarifa azul. Subgrupo A2.....	107
TABELA 3.8-	Tarifa azul. Subgrupo A2. Complemento.....	112
TABELA 3.9-	Custos da energia adquirida da concessionária. Cálculo orientativo.....	114
TABELA 3.10-	Custos orientativos do gás natural.....	115
TABELA 3.11-	Custos adotados para estudo de alternativas.....	116
TABELA 4.1-	Demandas médias de energia da fábrica estudada.....	117
TABELA 4.2-	Consumo mensal de energia. Exemplo.....	118
TABELA 4.3-	Demandas médias no período janeiro 1998-agosto 1999. Classificadas por tipo de energia.....	120
TABELA 4.4-	Demanda elétrica mais térmica. Consumidores principais....	123
TABELA 4.5-	Demanda elétrica. Consumidores principais.....	124
TABELA 4.6-	Demanda elétrica equivalente ar. Consumidores principais..	125
TABELA 4.7-	Demanda térmica. Consumidores principais.....	126
TABELA 4.8-	Consumidores propostos para análise detalhada (Pareto).....	127
TABELA 4.9-	Correlação entre consumidores principais e consumo total. Coeficiente de correlação $r=0,968$	128

TABELA 4.10-	Correlação entre demanda elétrica e térmica. Totais fábrica. Coeficiente de correlação $r=0,89$	129
TABELA 4.11-	Demandas horárias.....	131
TABELA 4.12-	Caracterização da demanda elétrica (kW).....	132
TABELA 4.13-	Caracterização da demanda térmica (kW).....	133
TABELA 4.14-	Demanda elétrica 15 minutos.....	138
TABELA 4.15-	Modelo da demanda elétrica I.....	142
TABELA 4.16-	Demandas médias e desvios padrão médios (kW), correspondentes a leituras de 19 dias.....	144
TABELA 4.17-	Demandas e energia térmica consumida.....	145
TABELA 4.18-	Energia térmica consumida acima da média em relação a energia térmica total.....	148
TABELA 4.19-	Modelo 1. Valores adotados preliminarmente para projeto da planta de co-geração.....	150
TABELA 5.1-	Turbinas a gás consideradas no Caso 2.....	167
TABELA 5.2-	Produção energética de cada alternativa, sem queima suplementar (QS).....	169
TABELA 5.3-	Custo do combustível utilizado na alternativa. Déficits e excedentes energéticos, sem QS. Caso 2.....	170
TABELA 5.4-	Custos energéticos para as alternativas propostas, sem QS. Caso 2.....	171
TABELA 5.5-	Valor dos investimentos para o Caso 2, válidos tanto para sem e com QS.....	172
TABELA 5.6-	Retorno do investimento para as alternativas sem QS. Caso 2.....	173
TABELA 5.7-	Custo do combustível utilizado na alternativa. Déficits e excedentes energéticos, com QS. Caso 2.....	175
TABELA 5.8-	Custos energéticos para as alternativas propostas, com QS. Caso 2.....	176
TABELA 5.9-	Retorno do investimento para alternativas, com QS. Caso 2.....	177

TABELA 5.10-	Comparação econômica das alternativas, para a situação original.....	181
TABELA 5.11-	Dados da instalação original. Lado água-vapor.....	183
TABELA 5.12-	Dados da instalação original. Lado gás de secagem.....	184
TABELA 5.13-	Balanços de massa e energia teóricos, h em kJ/kg.....	185
TABELA 5.14-	Relação entre massas de condensado e água de resfriamento (kg/s), para diversas entalpias do condensado (kJ/kg).....	188
TABELA 5.15-	Modelo 2. Valores adotados para projeto da planta de cogeração na situação sugerida.....	191
TABELA 5.16-	Comparação entre alternativas antes e depois de implantar ações de racionalização do uso energético.....	192
TABELA 6.1-	Comparação dos cenários.....	199
TABELA 6.2-	Retorno dos investimentos considerando juros. Cenários 1 a 3.....	200
TABELA A1-	Modelo da demanda elétrica I.....	203
TABELA A2	Modelo da demanda elétrica II.....	204
TABELA A3-	Modelo da demanda elétrica III.....	205
TABELA A4-	Modelo da demanda elétrica IV.....	206
TABELA A5-	Modelo da demanda elétrica V.....	207
TABELA A6-	Modelo da demanda elétrica VI.....	208
TABELA C1-	Dados básicos de turbina real.....	216
TABELA C2-	Calor específico do ar e do gás.....	217

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	-Agência Nacional de Energia Elétrica
BPF	-Baixo Ponto de Fulgor
CV	-Coeficiente de Variância
DCF	-Demanda Contratada Fora de Ponta
DCP	-Demanda Contratada na Ponta
DP	-Desvio Padrão
EBE	-Empresa Bandeirante de Eletricidade
ECO	-Economia
ETA	- Estação de Tratamento de Água
FC	-Fator de Carga
GN	-Gás Natural
QS	-Queima Suplementar
TDFP	-Tarifa de Demanda Fora de Ponta
TDP	-Tarifa de Demanda Ponta
TFPS	-Tarifa Fora de Ponta Seca
TFPU	-Tarifa Fora de Ponta Úmida
TPS	-Tarifa de Ponta Seca
TPU	-Tarifa de Ponta Úmida

LISTA DE SÍMBOLOS

C_{comb}	preço do combustível alternativo	<i>US\$/kWh</i>
CK	custo do capital = $K \cdot f$	<i>US\$/ano</i>
CM	custo de operação mais manutenção	<i>US\$/kWh</i>
COC	custo operacional anual com unidade de co-geração	<i>US\$/ano</i>
$C_{óleo}$	preço do combustível original	<i>US\$/kWh</i>
COO	custo operacional anual da instalação original	<i>US\$/ano</i>
C_p	calor específico a pressão constante	<i>kJ/kg.K</i>
$D, \bar{D}$	demanda instantânea, demanda média	<i>kW</i>
E_{comb}	potência bruta fornecida pelo combustível alternativo	<i>kW</i>
E_p	potência eletromecânica produzida pelo sistema de co-geração	<i>kW</i>
E_{pv}	potência térmica produzida pelo sistema de co-geração	<i>kW</i>
E_r	potência eletromecânica demandada pelo processo	<i>kW</i>
E_v	potência térmica demandada pelo processo	<i>kW</i>
ex	exergia específica	<i>kJ/kg</i>
Ex	exergia total	<i>kW</i>
f	fator de recuperação ou de anuidade	<i>[1]</i>
$\dot{F}$	potência de combustão	<i>kW</i>
g	oxigênio livre no gás de combustão	<i>%</i>
h	entalpia específica	<i>kJ/kg</i>
H	entalpia total	<i>kW</i>
H	horas anuais de operação do sistema de co-geração	<i>h</i>
i	taxa anual de juros	<i>%</i>
$I, \dot{I}$	irreversibilidade	<i>kJ, kW</i>
K	valor do investimento	<i>US\$</i>
$\dot{m}$	vazão	<i>kg/s</i>
n	tempo de retorno do investimento	<i>anos</i>
$P, \dot{P}$	perdas de energia	<i>kJ, kW</i>
PCI	poder calorífico inferior	<i>kJ/kg</i>
P_{el}	tarifa elétrica da concessionária	<i>US\$/kWh</i>

ppm	partes por milhão	10^{-6}
P_{vel}	preço de venda do excedente elétrico	US\$/kWh
$Q, \dot{Q}$	calor, fluxo de calor	kJ, kW
r	razão de compressão	[1]
s	entropia específica	kJ/kg.K
S	entropia total	kW/K
S_e	custo anual da energia elétrica sem co-geração	US\$/ano
S_{ev}	custo anual total da energia sem co-geração	US\$/ano
S_v	custo anual da energia térmica sem co-geração	US\$/ano
T	temperatura	°C, K
t	razão de temperaturas T_3/T_1 na turbina a gás	[1]
$\dot{W}$	potência	kW
x	título do vapor	%
ε	relação entre energia total consumida e energia consumida acima da demanda média	[1]
η	rendimento, eficiência	[1]
ΔE	variação de energia interna	kJ

Subíndices

0	condições de referência
a, 1	identificação de pontos
a', 1'	identificação de pontos após processo irreversível
b	bomba
c	compressor
cc	caldeira convencional ou original
cog	co-geração
cr	caldeira de recuperação
ex	exergético
fab	fábrica
isen	isentrópico

m mecânico
t total
ter térmico
tg turbina a gás
tv turbina a vapor
rev reversível

RESUMO

A influência do consumo energético de empreendimentos individuais em relação a outras variáveis como recursos humanos e matérias-primas pode ser maior ou menor, seja nos efeitos sobre a Natureza ou nos custos de fabricação. Considerando a soma de toda a energia consumida pelo Homem, é de se esperar que a minimização desse consumo seja importante para a sociedade como um todo. Com a justificativa anterior, aparece como uma importante contribuição na economia de recursos a instalação de unidades de co-geração. Neste trabalho é pretendido um maior aprofundamento do que é efetuado em estudos preliminares de unidades de co-geração e na verificação de sua viabilidade, com a intenção de diminuir o risco de decisões equivocadas. Utilizando os dados reais de uma indústria química, são considerados os efeitos da variação da demanda energética, das tarifas energéticas praticadas e valores de excedentes e da proporção entre as energias elétrica e térmica consumidas, sobre os benefícios de um sistema de co-geração. Após criar um novo cenário através de técnicas de gerenciamento energético, são revisadas as propostas iniciais, verificando-se o impacto das alterações sobre o retorno econômico das propostas. A seguir são comentadas algumas das limitações encontradas na elaboração de um estudo real. No final do trabalho são criados cenários hipotéticos e analisadas as vantagens das unidades de co-geração aplicadas nos mesmos, terminando com comentários e conclusões que visam servir de auxílio ao projeto dessas unidades.

PALAVRAS-CHAVES: Co-geração, gerenciamento da demanda, estudo de viabilidade

ERNST, M. A. B. *Estudo de gestão energética e co-geração numa indústria de processos químicos*. Guaratinguetá, 2000. 224p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

A influência do consumo energético de empreendimentos individuais em relação a outras variáveis como recursos humanos e matérias primas pode ser maior ou menor, seja nos efeitos sobre a Natureza ou nos custos de fabricação. Considerando a soma de toda a energia consumida pelo Homem, é de se esperar que a minimização desse consumo seja importante para a sociedade como um todo. Com a justificativa anterior, aparece como uma importante contribuição na economia de recursos, a instalação de unidades de co-geração. Neste trabalho é pretendido um maior aprofundamento do que é efetuado em estudos preliminares de unidades de co-geração e na verificação da sua viabilidade, com a intenção de diminuir o risco de decisões equivocadas. Utilizando os dados reais de uma indústria química, são considerados os efeitos da variação da demanda energética, das tarifas energéticas praticadas e vendas de excedentes, e da proporção entre as energias elétrica e térmica consumidas, sobre os benefícios de um sistema de co-geração. Após criar um novo cenário através de técnicas de gerenciamento energético, são revisadas as propostas iniciais, verificando-se o impacto das alterações sobre o retorno econômico das propostas. A seguir são comentadas algumas das limitações encontradas na elaboração de um estudo real. No final do trabalho são criados cenários hipotéticos e analisadas as vantagens das unidades de co-geração aplicadas nos mesmos, terminando com comentários e conclusões que visam servir de auxílio no projeto dessas unidades.

PALAVRAS CHAVES: Co-geração, gerenciamento da demanda, estudo de viabilidade

ERNST, M. A. B. *Energy management and cogeneration study in a chemical processes industry.* Guaratinguetá, 2000. 224p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

The energetic demand of individual enterprises may affect in different ways the environment or manufacturing costs, compared with other variables, as human resources or raw materials. Considering all energy used, it is reasonable to imagine that minimize its consume is important for society, and the co-generation plants appear as a strong contribution to this objective. This work intend to analyze the economic viability of the cogeneration plants going into details of preliminary studies, in order to minimize the risk of wrong decisions. Using the actual demands of a chemical industry, it was considered the effects of variable loads, energy prices and excess sale, the electric and thermal energy ratios, and the benefits of using cogeneration systems. After a new scenario was created through energy management techniques, the impact of the changes were evaluated, from the economical point of view. In proceeding, some difficulties to conduce an actual case study are commented. At the end part of the present work, hypothetical scenarios were created, analyzing the benefits of the co-generation plants, concluding with commentaries and conclusions in order to guide the planning of these plants.

KEYWORDS: Cogeneration, demand management, feasibility study.

1. INTRODUÇÃO

1.1 Estabelecimento do problema.

A co-geração é definida como a produção de diferentes formas de energia a partir de um único combustível. Como aplicações típicas podem-se citar: a utilização de gás natural (GN) para produzir eletricidade utilizando os gases de escape numa caldeira de recuperação, produzindo vapor para um processo industrial; utilizar óleo combustível na produção de vapor numa caldeira, vapor que aciona um turbogerador, cujo vapor de escape é utilizado no processo industrial; outra alternativa seria, no primeiro caso, o vapor da caldeira de recuperação ser aproveitado num turbogerador, alternativa conhecida como unidade de ciclo combinado.

Os efeitos esperados da instalação de uma unidade de co-geração incluem economia de combustíveis e/ou energia elétrica na produção/aquisição das utilidades de uma fábrica, diminuição do grau de dependência de fornecedores externos dessas utilidades, diminuição direta e/ou indireta do impacto ao meio ambiente ocasionado pela produção das mesmas, e retardamento dos investimentos na área energética, necessários para comportar o crescimento do parque industrial e populacional.

Balestieri (1999) faz um histórico da co-geração indicando que idéia da co-geração aparece já no século XIV, na Alemanha, com a aplicação de turbinas ou hélices em chaminés. Também indica de outras referências no século XVI na Alemanha e Itália e a citação do inglês John Evelyn em 1685, dizendo da existência de um sistema “em sua casa havia mais de cem anos”. Benjamin Franklin sugere em 1758 idéias similares. Em 1870 a co-geração é aplicada em sistemas de vapor envolvendo máquinas de pistão acopladas a geradores, com aplicações dirigidas ao aquecimento. Após a II Guerra Mundial começam de forma significativa a aparecer centrais de co-geração. Anteriormente, a lenta proliferação destas instalações provavelmente foi devida ao baixo custo e abundância de combustíveis. A partir da crise em 1973/74, e a resistência por parte de grupos ecológicos acerca da geração nuclear, os sistemas de co-geração apresentaram um crescimento significativo, especialmente nos Estados Unidos.

Atualmente, no Brasil, há um interesse cada vez maior na co-geração, interesse esse que poderá ser concretizado quando existirem definições

governamentais claras e estáveis sobre políticas e tarifas relacionadas com o tema. O abastecimento de gás natural cada vez mais difundido, a instabilidade nos preços do petróleo e o aumento das tarifas elétricas são alguns dos fatores que justificam o estudo de plantas de co-geração.

Quando estudadas alternativas de ciclos de co-geração visando suprir as necessidades de uma indústria de forma confiável e econômica, incluindo ainda considerações sobre o meio ambiente, faz-se necessário conhecer profundamente as demandas energéticas da fábrica em estudo. Duas podem ser as situações apresentadas: a primeira, uma fábrica em fase de projeto; a outra, uma fábrica existente, empenhada em otimizar a utilização das utilidades/energia. Neste ponto é conveniente não fazer mais diferença entre utilidade e energia, porque se bem é verdade que por costume energia é associada com energia elétrica e utilidade com vapor, ar comprimido e água, estas últimas têm energia potencial, além de ter sido utilizada energia elétrica na sua produção. Para fins de balanços, serão utilizadas unidades de energia e/ou potência, e não de massas ou volume.

No caso de novas instalações, o dimensionamento das instalações produtoras de energia é baseado nas necessidades dos processos fabris que serão implantados e na experiência que possa existir com outras fábricas similares em funcionamento.

No segundo caso, aparentemente mais simples, a planta de co-geração é dimensionada segundo dados reais registrados pela fábrica durante sua operação, quando os têm.

Considerando que em novas instalações o projeto baseia-se, entre outros aspectos, na eficiência energética, surgiu a idéia de aplicar este princípio numa unidade de processo existente e verificar se o projeto de uma planta de co-geração é afetado pela adoção de medidas de uso racional de energia. A unidade estudada é uma Planta Química com diversas unidades produtivas internas independentes, o que dificulta o gerenciamento energético, pela diversidade de processos e pela premissa de que este gerenciamento nunca deve ser tão importante que perturbe o propósito primário da fábrica, isto é, a produção (Björk, 1989).

Com esta finalidade, propõem-se alternativas de co-geração para a situação atual da fábrica, para serem comparadas com alternativas propostas para a situação melhorada. Nestas comparações devem ser utilizados dados que estejam os mais

próximos da realidade, sejam de consumos, econômicos e de desempenho dos equipamentos.

1.2 Objetivos

O problema proposto no item anterior conduz este trabalho para os seguintes objetivos:

- Entendimento das técnicas de análise energética e mostrar como tais ferramentas podem ser úteis numa aplicação prática.
- Analisar sistemas de co-geração em situações diferentes para determinar o efeito de medidas propostas para um uso racional da energia.

Como consequência destes, visa-se:

- O enriquecimento mútuo da experiência e da aplicação industrial da engenharia com as pesquisas práticas e teóricas desenvolvidas na área energética.
- Incentivar a utilização da pesquisa e procura de melhorias na indústria propondo estudos que realmente tenham aplicação concreta.

1.3 Estrutura dos capítulos

Na revisão da literatura é feito um retrospecto indicando a evolução das aplicações de plantas de co-geração, identificando potenciais de aplicação, bem como são mostrados diferentes tipos de ciclos de co-geração. No Capítulo 3 estão descritas e discutidas as técnicas aplicáveis à solução do problema proposto. Nos itens dedicados à análise de curvas de demanda e análise econômica estabelecem-se algumas condições que serão consideradas mais adiante, quando propostas alternativas e discutidos os resultados. Serão mencionados de forma resumida os conceitos da literatura e com detalhes os que serão usados no estudo de caso. Também são explicadas idéias surgidas a partir do estudo de caso específico. Na parte da análise econômica são comentados alguns parâmetros utilizados nos cálculos posteriores, tais como tarifas e custos de equipamentos e combustíveis.

O Capítulo 4 contém as informações coletadas na indústria em estudo e sua

análise. As informações coletadas compõem-se de uma parte global da fábrica, considerando o consumo elétrico e térmico como um todo. Depois estes consumos são discriminados e escolhidos os principais consumidores internos, a partir dos quais são feitas as propostas de gerenciamento energético. No Capítulo 5 são sugeridas propostas de co-geração para a situação atual e a proposta. A situação proposta é o resultado de medidas gerenciais sobre o consumo de energias, situação que se espera mais favorável para implantar um sistema de co-geração.

No Capítulo 6, que corresponde à discussão dos resultados, estão indicadas as restrições e limitações encontradas no desenvolvimento do trabalho, tais como imprecisão nas medições e dificuldades em obter informações concretas sobre algumas tarifas e custos de equipamentos; a seguir são propostos cenários para estudar o comportamento das alternativas, justamente para cobrir a margem de imprecisão ocasionada pelas limitações acima.

No capítulo das conclusões finais é apresentada em qual situação a co-geração é conveniente; se há um impacto devido às medidas de gerenciamento energético no estabelecimento de uma determinada planta de co-geração; e qual foi a utilidade prestada pelas técnicas do Capítulo 3.



2. O ESTADO DO CONHECIMENTO - FUNDAMENTOS

Na primeira seção deste capítulo é resumido de forma breve o desenvolvimento técnico dos equipamentos e ciclos relacionados à conversão de energia em instalações de co-geração. Também é mencionado o modo como as atividades humanas têm afetado as condições ambientais e a necessidade de se adotar precauções com a finalidade de evitarem-se efeitos indesejáveis.

Na seção 2.2 são definidos os rendimentos que serão utilizados nas simulações e estabelecidos critérios para avaliar-se a influência da variação de carga nos mesmos. Na seção 2.3 são explicados os ciclos de co-geração mais comuns e que são os utilizados no restante deste trabalho.

2.1 Revisão da Literatura

Geradores de vapor e caldeiras

El-Wakil (1984) define como evaporador a parte do gerador de vapor onde líquido saturado é transformado em vapor saturado. Gerador de vapor é uma combinação de economizador, evaporador, superaquecedor, pre-aquecedor e pre-aquecedor de ar e caldeira, além de outros auxiliares como ventiladores, etc. Os geradores cujos objetivos finais são a produção de energia elétrica podem trabalhar na região supercrítica, acima de 24 MPa ou na região subcrítica com pressões de 13 ou 18 MPa. A maior parte dos geradores com este objetivo, comprados entre 1970 e 1980 são de vapor superaquecido de 18 MPa e até 540 °C. Os modernos geradores (a referência foi publicada em 1984) têm capacidade de produção de vapor entre 125 a 1250 kg/s, com produção elétrica de 125 a 1300 MW.

Os geradores de vapor industriais, por outro lado, não são necessariamente destinados à produção de eletricidade, alguns até utilizando energia elétrica. Normalmente não produzem vapor superaquecido e às vezes somente água quente, trabalham com pressões até de 10,5 MPa e capacidades de 125 kg/s. Algumas caldeiras flamotubulares são ainda utilizadas com pressões de até 1,8 MPa e capacidades de 6,3 kg/s. Nos últimos 25 anos (contados a partir de 1984) esses

geradores aumentaram de tamanho mas não mudou significativamente o projeto.

Ciclos com turbinas a gás

As turbinas a gás são bastante conhecidas pela sua utilização em aeronaves, mas também pelo seu uso industrial utilizando diretamente o trabalho mecânico ou gerando energia elétrica para cargas de pico, ou até cargas totais. Existe um interesse crescente em utiliza-las em instalações de ciclo combinado. As vantagens do uso dessas turbinas estão no tamanho, peso e custo de capital, quando comparadas com plantas de vapor. São rápidas de se instalar, têm partida rápida, marcha suave e flexibilidade no uso de combustíveis líquidos e gasosos. Também são flexíveis no atendimento de cargas variáveis e têm menos restrições ambientais do que outros acionamentos. A maior desvantagem desse ciclo é sua baixa eficiência; outra desvantagem é a sua incompatibilidade com combustíveis sólidos. A combinação de baixo custo de capital e baixa eficiência tem popularizado seu uso em cargas de pico, em que não se espera um tempo de operação maior do que 1000 a 2000 h/ano e para as quais uma grande instalação a vapor projetada para os picos operaria de forma antieconômica a maior parte do ano. A utilização de ciclo combinado resolve o problema anterior, oferecendo ao mesmo tempo flexibilidade de operação e partida rápida (El-Wakil, 1984).

Bathie (1984) faz um completo histórico até 1984, do qual é exposto neste trabalho uma mínima parte, começando quando John Barber obteve a primeira patente, em 1791, e embora haja dúvida que tenha sido construída, serviu como base para desenvolvimentos posteriores. Somente em 1872 Stolze patenteou uma turbina com compressor axial de multi-estágios e uma turbina de reação de multi-estágios no mesmo eixo. Em 1939 a Brown Boveri construiu uma instalação geradora de eletricidade de 4000 kW, que consistia em um ciclo simples. Nas décadas de 1930 e 1940 os trabalhos de desenvolvimento na Inglaterra, Alemanha e EUA foram principalmente dirigidos à aviação. A partir de 1950 os estudos abrangiam todas as áreas de aplicação aparecendo fabricantes como Rolls Royce, General Electric, Allison, havendo até estes últimos anos um progresso na qualidade dos materiais e conseqüente aumento das temperaturas permitidas, aumentando a eficiência das



turbinas.

Turbinas a vapor

A primeira turbina a vapor conhecida foi o *aeolipile* de Hero (175 a.C?) que era uma turbina de reação que não teve uso prático e a segunda de que se tem conhecimento é a roda de Branca (1629 d.C) que é uma turbina de impulso, da qual não se sabe tenha sido extraído trabalho (Faires, 1967).

El-Wakil (1984) faz um histórico suficientemente compacto para a finalidade deste trabalho indicando que antes da continuação do desenvolvimento de turbinas a vapor houve bastantes estudos e aplicações com máquinas recíprocas até que em 1831 William Avery (EUA) construiu as primeiras turbinas a vapor, utilizadas comercialmente em serralharias de madeira, sendo sua utilização abandonada por causa da baixa eficiência, difícil regulagem, alto nível de ruído e quebras freqüentes. A retomada do interesse nestas turbinas deveu-se aos trabalhos de Gustav de Laval (Suécia), que em 1890 testou a primeira turbina comercial de impulso, de 5 hp e em 1892 uma de 15 hp para uso na roda de navios, e Charles Parsons (Inglaterra), que desenvolveu turbinas de reação de multiestágios, de baixa velocidade, sendo a primeira construída em 1884 e utilizada num navio em 1885. À continuação se seguiram C. E.A. Rateau, da França, que desenvolveu o princípio de impulso em multiestágios, Charles G. Curtis com os estágios de impulso com velocidade composta e George Westinghouse, ambos dos EUA, este último adquirindo os direitos da turbina de Parsons e instalando uma de 400 kW. A partir do início do século XX as turbinas começam a substituir as máquinas alternativas a vapor e assim em 1909 unidades de 12 MW são instaladas em Pennsylvania (para produção de eletricidade), em 1929 é instalada uma unidade de 208 MW, para nos anos de 1950 se atingir capacidades de 450 MW. Posteriormente capacidades de 1000 MW a 3600 rpm passam a ser comuns nos EUA para 60 Hz, e 3000 rpm para 50 Hz no resto de mundo.



Aspectos ambientais

Segundo El-Wakil (1984) deveria ser reconhecido que nada pode ser feito por ninguém, e muito menos por bilhões de pessoas, para manter ou melhorar seus padrões de vida, sem criar efeitos adversos, especialmente ao meio ambiente: “Não podemos mais esperar o retorno do primitivo meio ambiente que existiu nos primórdios da história da humanidade”. A questão importante, disse, é quando ou não os benefícios dos sistemas criados para suprir estes padrões contrapesam os efeitos adversos. A conservação da energia é uma maneira de diminuir os efeitos, mas também é importante estudar o que causa tais efeitos e como estes podem agredir o meio ambiente. Também é importante, acrescenta, reconhecer que a própria natureza contribui com grandes quantidades de contaminantes, principalmente devidos a processos naturais como degradação vegetal e animal. Convém distinguir então o que é contaminante e poluente; contaminantes são aqueles materiais, radiações ou efeitos térmicos que são adicionados à natureza em quantidades maiores do que aquelas que a própria natureza produz. Por volta dos anos 1960 foi estimado que, globalmente, a natureza colocou no ambiente dez vezes a quantidade de contaminante colocado pelas pessoas. A contribuição da natureza é difusa e portanto suave, enquanto a contribuição humana é mais localizada e concentrada, de onde pode-se definir que poluentes são contaminantes em concentrações suficientemente elevadas para afetar adversamente objetos de valor das pessoas, tais como seu ambiente e saúde.

O efeito dos poluentes das instalações produtoras de energia no ambiente são principalmente na atmosfera e na água, e em menor extensão, no solo. Os poluentes mais conhecidos são SO_2 , NO_x (principalmente NO e NO_2 entre os produzidos artificialmente, e outros menos abundantes como N_2O , NO_3 , N_2O_5 e N_2O_3), CO , CH_4 , e CO_2 , sendo este último o mais abundante dos componentes de carbono.

As conseqüências da presença destes contaminantes são resumidas a seguir:

-O SO_2 em concentração menor do que 0,6 ppm não produz prejuízos nos seres humanos, e a maioria o percebe em concentrações a partir de 5 ppm e começa a

ter irritações por volta de 10 ppm, causando problemas respiratórios após uma hora de exposição. Outro efeito do SO_2 e também do H_2S é a produção da chuva ácida e a deposição seca, a primeira se formando na combinação com água antes de se precipitar, causando alterações no pH de lagoas e rios, bem como produzindo diminuição da população da vida aquática, dissolvendo metais tóxicos como chumbo, contaminando ainda mais a vida aquática e contaminando a água potável, e diminuindo a quantidade e qualidade dos nutrientes necessários para a vida vegetal. Quando sulfatos precipitam de forma seca, antes de reagir com a água da atmosfera, reagindo posteriormente com a chuva, por exemplo na superfície de folhas de vegetais, pode se transformar em ácido sulfúrico concentrado.

-O NO_2 é percebido pelas pessoas em concentrações a partir de 0,4 ppm ou mais e uma exposição contínua pode causar moléstias respiratórias e poucos minutos de exposição em concentrações de 150 a 200 ppm causa problemas bronquiais e a 500 ppm edema agudo. O NO se oxida rapidamente para NO_2 , cujo efeito já foi citado acima. O efeito do NO_x nos corpos de água é na formação de chuva ácida.

-O CO, assim como o NO, é um risco para a saúde por causa da sua afinidade com a hemoglobina, que transporta o oxigênio necessário para as funções fisiológicas, causando mal-estar em concentrações de 100 ppm, colapso com 500 ppm sendo fatal com 1000 ppm. A consequência principal do CO_2 é aumentar o efeito estufa, que se reflete num aumento da temperatura da Terra.

Outros poluentes formados na combustão são os particulados, compostos por cinzas, pó e materiais produzidos a partir da combinação de sulfatos com outros elementos, formando entre outros amônia e sulfatos de cálcio. Os particulados podem trazer riscos à saúde e alterações no clima.

Existem diversos sistemas de desulfurização dos gases emitidos, com neutralização por produtos alcalinos, assim como a remoção de NO por combinação com H_2S . Os particulados podem ser removidos com filtros eletrostáticos, ciclones ou filtros.

Todos os procedimentos de remoção indicados geram um efluente líquido e/ou sólido, para o qual é necessário prever sua disposição final.

A poluição térmica não consiste somente do aumento da temperatura de corpos de água por causa da água de refrigeração das instalações, mas também pelo

efeito da destruição de organismos presentes na água captada para tal fim, organismos que incluem peixes, ovos e microorganismos. Aditivos químicos utilizados no tratamento da água de refrigeração também podem produzir efeitos tóxicos na fauna do corpo de água. A solução mais apropriada para este tipo de poluição é o uso de sistemas fechados, nos quais somente água de reposição deve ser captada do corpo de água natural.

2.2 Rendimentos de equipamentos e ciclos

Geral

Nesta sub-seção são definidos rendimentos ou eficiências utilizadas no trabalho.

$$\text{Rendimento térmico} = \eta_{\text{ter}} = \frac{\text{trabalho líquido da máquina ou ciclo}}{\text{energia consumida para gerar o trabalho líquido}}$$

$$\text{Rendimento isentrópico} = \eta_{\text{isen}} = \frac{\text{trabalho não isentrópico fornecido pela máquina}}{\text{trabalho fornecido caso o processo fosse isentrópico}}$$

$$\text{Rendimento mecânico} = \eta_m = \frac{\text{trabalho não isentrópico} - \text{perdas mecânicas}}{\text{trabalho não isentrópico fornecido pela máquina}}$$

ou

$$\eta_m = \frac{\text{trabalho líquido}}{\text{trabalho não isentrópico fornecido pela máquina}}$$

No diagrama de Sankey da Figura 2.1 são esquematizados estes conceitos. Pode ser verificado que $\eta_{\text{ter}} = \eta_{\text{isen}} \cdot \eta_m$. Entende-se que para fins práticos o que interessa ao usuário é o rendimento térmico, porém para o projetista é importante separar esta eficiência nos seus dois componentes, para poder estudar onde é mais importante aprimorar o projeto.

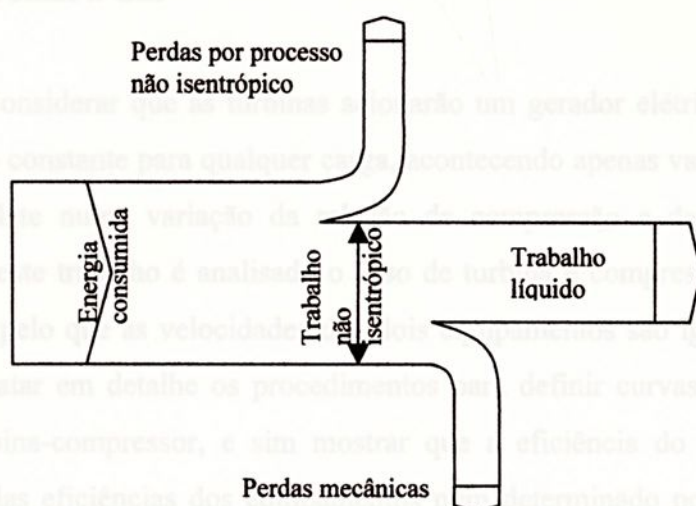


FIGURA 2.1 – Distribuição de perdas de energia

Na Figura 2.1 as “perdas” por processo não isentrópico são mostradas antes das perdas mecânicas, porque estas perdas acontecem entre o fluido e as partes da máquina que recebem a energia do fluido e as perdas mecânicas posteriormente, entre partes móveis, mancais, gaxetas, etc.. As perdas por processo não isentrópico são conhecidas como irreversibilidades internas e as perdas mecânicas estariam classificadas como irreversibilidades externas. Nas internas são incluídas perdas por atrito do fluido, processos de estrangulamento, separação de camada limite, etc. Outra perda que não foi comentada é a perda de calor para o meio, por convecção e radiação pela carcaça, perda que neste trabalho é considerada nula, para simplificar, mas poderá haver casos nos quais é importante. Deve-se ter em mente que as “perdas” por irreversibilidades não significam uma perda total da energia contida no fluido e sim um não aproveitamento e degradação da mesma (seção 3.2).

Na seção 3.2 é visto o conceito de rendimento pela segunda lei ou rendimento exergético e sua relação com o rendimento isentrópico. Outro rendimento que será usado é o rendimento global de um ciclo de co-geração:

$$\text{Rendimento ciclo co-geração} = \eta_{\text{cog}} = \frac{\text{trabalho líquido} + \text{calor útil no processo}}{\text{energia total consumida pelo ciclo}}$$

Ciclos de Turbinas a Gás

Ao considerar que as turbinas acionarão um gerador elétrico, a velocidade das mesmas é constante para qualquer carga, acontecendo apenas variação no torque, o que se reflete numa variação da relação de compressão e de expansão. Para simplificar, neste trabalho é analisado o caso de turbina e compressor montados no mesmo eixo, pelo que as velocidades dos dois equipamentos são iguais. O objetivo aqui não é tratar em detalhe os procedimentos para definir curvas de operação do conjunto turbina-compressor, e sim mostrar que a eficiência do conjunto é uma composição das eficiências dos equipamentos num determinado ponto de operação que varia segundo este ponto e estabelecer um modelo desta variação.

Cohen *et al.* (1987) e Bathie (1984) tratam deste problema de forma bastante objetiva, de onde pode-se obter um modelo bastante simples. Primeiramente será indicado o rendimento do ciclo teórico, segundo Figuras 2.2 e 2.3.

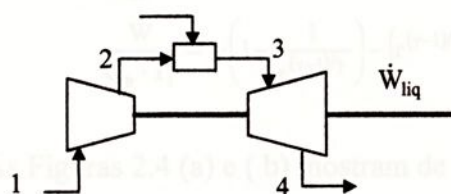


Figura 2.2- Sistema turbina/compressor

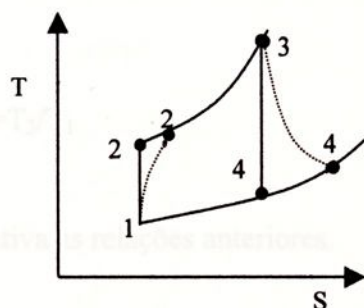


Figura 2.3 – Ciclo de turbina a gás

Nas análises que seguem considera-se que não há perdas de pressão na câmara de combustão, pelo que $P_3 = P_2$. Também é considerado que $P_1 = P_4 = 0,1$ MPa e que $T_1 = T_{\text{ambiente}} = 298$ K e que calor o específico é constante para o ar e para os gases da combustão sendo utilizados os valores da Tabela 2.1 (Cohen *et al.*, 1987).

TABELA 2.1 – Calor específico do ar e do gás

Fluido	C _p (kJ/kg.K)	γ	$\frac{\gamma}{\gamma-1}$
ar	1,005	1,4	3,5
gás	1,148	1,333	4

Sendo **r** a razão de compressão P_2/P_1 , a eficiência do ciclo ideal em função de **r** é

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

e o trabalho líquido específico resulta

$$\frac{W}{C_p \cdot T_1} = t \cdot \left(1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)/\gamma}}\right) - \left(r^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right) \quad \text{com } t = T_3/T_1$$

As Figuras 2.4 (a) e (b) mostram de forma qualitativa as relações anteriores.

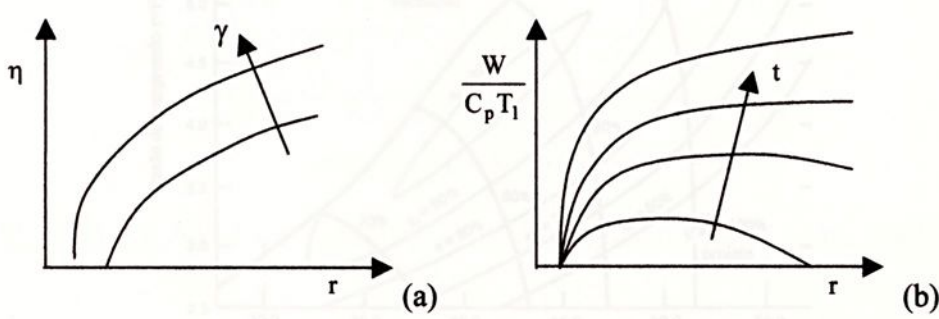


FIGURA 2.4 – Ciclo de turbina a gás teórico simples. (a) Eficiência do ciclo (b) Trabalho líquido específico do ciclo

As curvas da Figura 2.4 são derivadas de fórmulas teóricas e somente dependem do gás considerado, muitas vezes ar, e da temperatura T_1 , que é

normalmente a temperatura ambiente. Nas referências indicadas essas curvas são mostradas de forma quantitativa e para este trabalho o que interessa é esclarecer que cada ponto da curva corresponde a um sistema projetado especificamente para o ponto, nas condições de r e t definidas. Não significa de forma alguma que um determinado conjunto turbina-compressor opere segundo essas curvas, variando com r e t , situação diferente denominada como operação fora do ponto de projeto, a qual, para ser caracterizada exige o conhecimento das curvas de desempenho dos equipamentos de forma individual. Uma análise dimensional e a aplicação do teorema Pi de Buckingham permite estabelecer os parâmetros para construir as curvas de desempenho destes equipamentos, das quais os autores mostram exemplos hipotéticos com valores de relações de compressão r até de 6 para compressores e 10 para a queda de pressão na turbina. Nas referências os exemplos considerados são para equipamentos trabalhando nessas faixas, o que surpreende pelo fato de que a maior parte das características de turbinas encontradas em catálogos indicam razões em geral acima de 10 ou 12. Na Figura 2.5 são mostradas as curvas de desempenho de um compressor hipotético e na Figura 2.6 as de uma turbina.

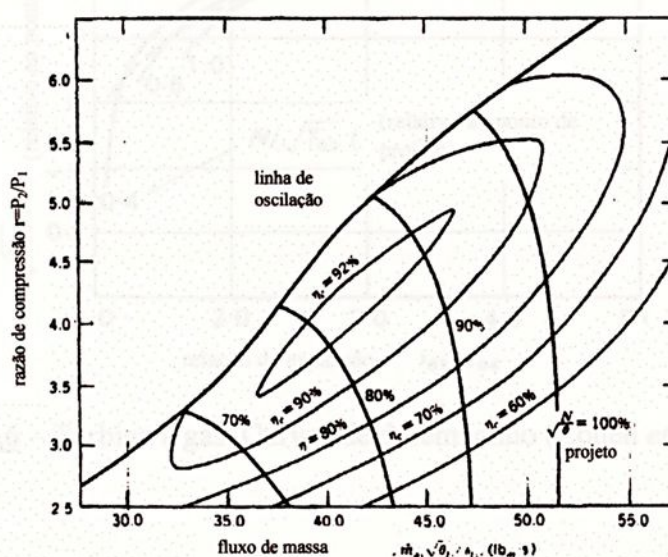


FIGURA 2.5 – Compressor. Curvas de desempenho. (Bathie, 1984)

Na Figura 2.6 observa-se que a partir de uma relação de expansão determinada, aumentos da mesma não implicam numa variação do fluxo mássico, devido ao fenômeno de choque. Normalmente as turbinas trabalham nesta faixa

(Bathie, 1984), o que, junto com o fato de se trabalhar com velocidade constante, por causa de se estar acionando um gerador elétrico, e das velocidades do compressor e turbina serem as mesmas por estar montados num mesmo eixo, facilita bastante a determinação das condições de operação fora do ponto do projeto. Nesta subseção serão estimados pontos em condição parcial com a finalidade de mostrar o efeito da carga variável, sem pretensões de refletir exatamente a situação num compressor-turbina real, para o qual seria necessário dispor-se de curvas de fabricantes.

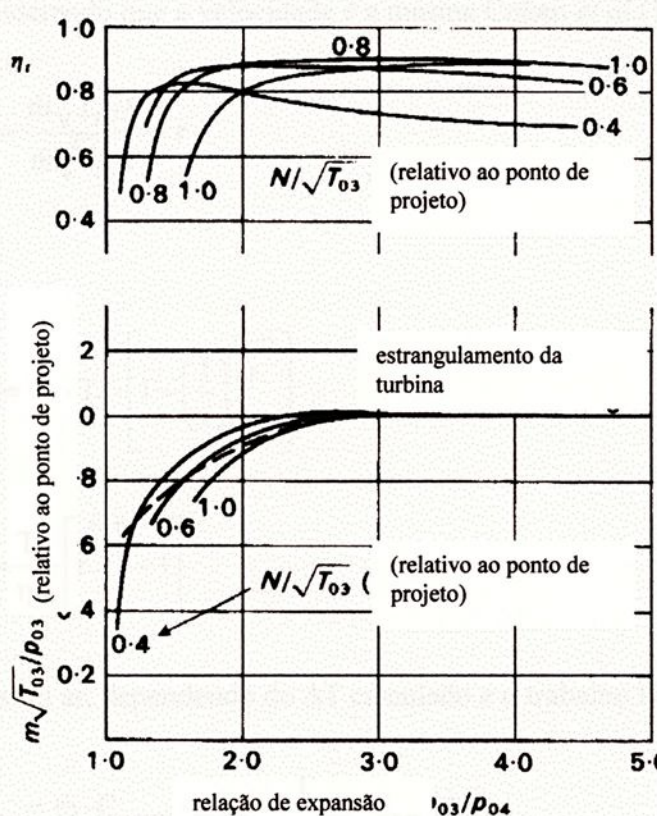


FIGURA 2.6 – Turbina a gás. Curvas de desempenho (Cohen *et al.*, 1987)

Os parâmetros “adimensionais” utilizados são:

$$\text{fluxo mássico} \quad \frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1} \text{ para o compressor e } \frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3} \text{ para a turbina.}$$

velocidade $\frac{N}{\sqrt{T_1}}$ para o compressor e $\frac{N}{\sqrt{T_3}}$ para a turbina

pressões P_2/P_1 e P_3/P_4 respectivamente e

temperaturas T_2/T_1 e T_3/T_4 respectivamente.

Ao admitir-se que não há perdas de pressão na câmara de combustão nem em dutos, é aceitável considerar que $P_2/P_1 = P_3/P_4 = r$ e também, para o objetivo aqui procurado, pode-se assumir que $T_1 = 298 \text{ K}$ e $P_1 = 0,1 \text{ MPa} = 1 \text{ bar} \sim 1 \text{ atmosfera}$. Com o anterior e considerando que a velocidade é a mesma Cohen *et al.* (1987) indica :

$$\sqrt{\frac{T_3}{T_1}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_3/P_3}}{\dot{m} \sqrt{T_1/P_1}} \cdot r$$

e também

$$\Delta T_{34} = \eta_t \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \quad (2.1)$$

$$\Delta T_{12} = \frac{T_1}{\eta_c} \cdot \left[r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.2)$$

com γ para gás ou ar, dependendo do ΔT calculado e o trabalho líquido

$$\dot{W}_{\text{líquido}} = \dot{m} \cdot C_{p \text{ gases}} \cdot \Delta T_{34} - \frac{1}{\eta_m} \dot{m} \cdot C_{p \text{ ar}} \cdot \Delta T_{12} \quad (2.3)$$

O rendimento η_m da equação (2.3) corresponde ao rendimento mecânico da transmissão turbina-compressor, no caso de transmissão direta da ordem de 99% e quase independente da carga, e os das equações (2.1) e (2.2). correspondem aos rendimentos isentrópicos dos equipamentos, nos quais ainda deveriam ser acrescentadas perdas mecânicas, o que não foi feito por serem perdas pequenas e também relativamente independentes da carga. O efeito do rendimento isentrópico é indicado pelos pontos 2' e 4' da Figura 2.3, que são os pontos calculados pelas

fórmulas anteriormente mostradas. Nas fórmulas anteriores o fluxo mássico foi mantido na expressão porque pode haver situações de não serem os mesmos no compressor e na turbina. Também pode ser desprezada a massa de combustível.

Na continuação será simulada a situação para um sistema turbina-compressor real, de capacidade na faixa de interesse deste trabalho, do qual são conhecidos apenas alguns dados básicos, caso que infelizmente acontece com frequência, seja pela pressa em resolver o problema específico ou por demora na entrega das curvas por parte dos fornecedores. A simulação tem por objetivo estabelecer um modelo razoável para estudar o efeito da variação da carga na eficiência do conjunto (ou do ciclo). Na Tabela 2.2 são mostradas as características de um compressor real.

TABELA 2.2 – Dados básicos de turbina real.

Marca	Modelo	Potência útil (kW)	H.R (BTU/kWh)	$\dot{m}$ (kg/s)	Razão de compressão	T_{gases} (K)
ABB	GT5	2650	12540	15,19	12	718

Considerando que os dados da Tabela 2.2 correspondem ao ponto de projeto da turbina podem-se calcular

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{3412}{\text{H.R.}} = \frac{3412}{12540} = 0,27$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{15,19\sqrt{298}}{1} = 262,31$$

Como $\frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3}$ não é fornecido pelo fabricante, T_3 deverá ser calculado por

balanço de energias.

Com as equações (2.1) a (2.3) e considerando o rendimento mecânico igual a 100%, é possível estabelecer uma relação entre o rendimento do compressor, da turbina e a temperatura de saída da câmara de combustão, considerando os outros valores conhecidos da Tabela 2.2. Os valores encontrados para este ponto de operação são $\eta_c=0,8011$, $\eta_t=0,8752$ e $T_3=1206,61$ K segundo balanço energético mostrado no Anexo C. Com estes valores resulta

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_3}}{P_3} = \frac{15,2\sqrt{1206,61}}{12} = 43,9857$$

Da Figura 2.6 e como comentado, na faixa de operação da turbina este último valor pode ser considerado constante, e como a velocidade é constante o valor de $\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1}$ varia segundo uma linha de $\frac{N}{\sqrt{T_1}} = \text{constante}$, como mostradas na Figura 2.5, aparecendo a necessidade de se fazerem suposições da forma desta linha (Figura 2.7).

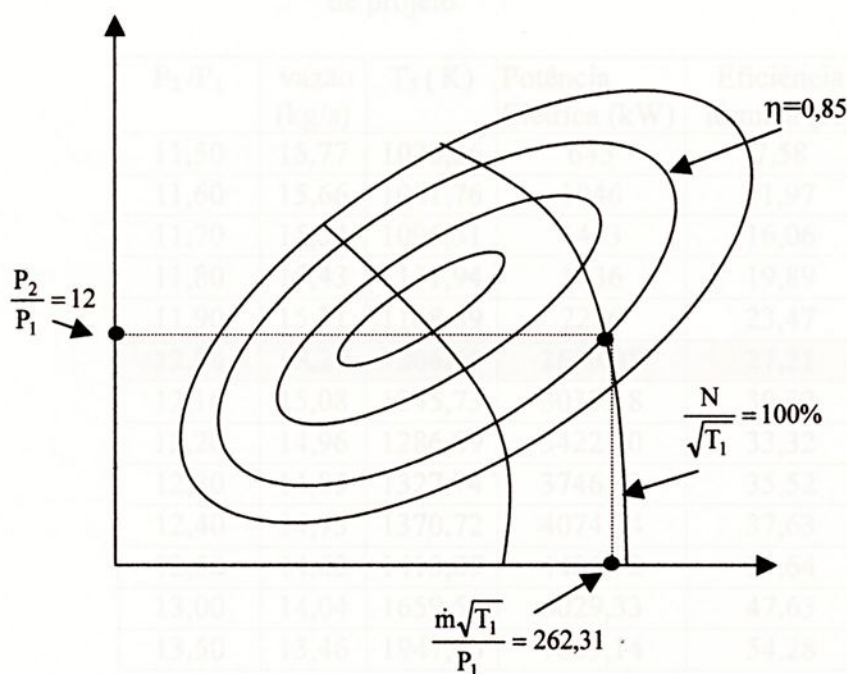


FIGURA 2.7 – Curva de compressor real. Estimada

O modelo sobre a forma da curva em questão será resumido a uma suposição sobre a inclinação da curva em torno do ponto de projeto, utilizando a Figura 2.5 e aceitando que nessa região

$$\frac{\Delta P_2/P_1}{\Delta \dot{m} \sqrt{T_1}/P_1} = 0,05$$

valor válido somente para os fins deste trabalho, e não significando endosso do mesmo para outros projetos.

Da mesma maneira devem ser feitas suposições sobre a variação da eficiência do compressor, também utilizando como orientação a Figura 2.5.

Com os valores anteriores é calculada a eficiência do ciclo para diversas relações de compressão *r*, como mostrado na Tabela 2.3.

TABELA 2.3 – Compressor real. Operação fora do ponto de projeto.

P ₂ /P ₁	vazão (kg/s)	T ₃ (K)	Potência Elétrica (kW)	Eficiência térmica (%)
11,50	15,77	1028,26	645	7,58
11,60	15,66	1061,76	1046	11,97
11,70	15,54	1096,31	1443	16,06
11,80	15,43	1131,94	1836	19,89
11,90	15,31	1168,69	2226	23,47
12,00	15,20	1206,61	2650,38	27,21
12,10	15,08	1245,73	3033,18	30,32
12,20	14,96	1286,09	3422,20	33,32
12,30	14,85	1327,74	3746,22	35,52
12,40	14,73	1370,72	4074,34	37,63
12,50	14,62	1415,09	4406,72	39,64
13,00	14,04	1659,50	6029,33	47,63
13,50	13,46	1947,00	7809,14	54,28

Na Tabela 2.3 acima, a linha sombreada corresponde ao ponto de operação de projeto. A Figura 2.8 mostra os resultados da Tabela 2.3 Da tabela e figura

mencionadas verifica-se que é de se esperar uma diminuição apreciável na eficiência do ciclo. A curva do rendimento foi ajustada pela seguinte equação quadrática:

$$\eta_{\text{ter}} = -8,1685r^2 + 228,19r - 153,9$$

com η em % e r igual a relação de compressão P_2/P_1 . Esta relação será utilizada no estudo das alternativas que serão propostas no Capítulo 5.

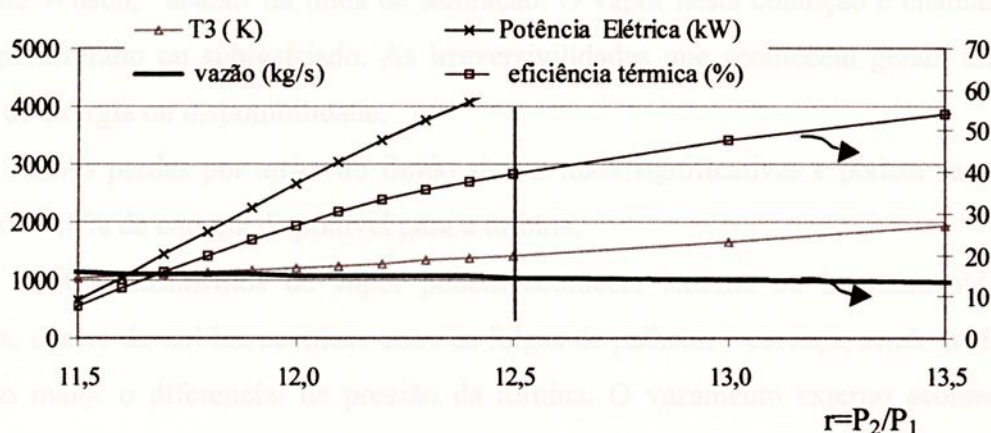


FIGURA 2.8 – Compressor real. Curva de operação fora do ponto de projeto

Mataix (1973) desenvolve fórmula, na qual também devem-se conhecer as curvas de ensaio reais dos equipamentos. Esta fórmula é mostrada a seguir mas no trabalho será utilizada a curva ajustada já mostrada anteriormente:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{\eta_t \cdot \left(1 - \frac{1}{r^m}\right) - \frac{t}{\eta_c} (r^m - 1)}{1 - t - \frac{t}{\eta_c} (r^m - 1)}$$

na qual $m = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$ com C_p suposto constante em todo o meio, ou seja, sem diferenciar se se trata de ar ou gás, e $t = T_3/T_1$.

Turbinas a vapor

El-Wakil (1984) e Mataix (1973) explicam de forma bastante detalhada as perdas numa turbina de vapor, separando-as por tipo de perda.

- A primeira perda a que se refere é a supersaturação, fenômeno devido à rápida expansão do vapor superaquecido, que consiste da não imediata saturação do vapor ao cruzar a linha de vapor saturado, acontecendo esta numa linha chamada linha de Wilson, “abaixo” da linha de saturação. O vapor nesta condição é chamado de supersaturado ou subresfriado. As irreversibilidades que acontecem geram uma perda de exergia ou disponibilidade.

- As perdas por atrito do fluido são as mais significativas e podem ser da ordem de 10% da energia disponível para a turbina.

- Os vazamentos de vapor podem acontecer externa ou internamente à turbina, dentro da turbina acontece entre as folgas de palhetas e carcaça, sendo maior quando maior o diferencial de pressão da turbina. O vazamento externo acontece através de labirintos. Estas perdas podem ser da ordem de 1% da energia disponível.

- A presença de umidade diminui a eficiência e o excesso deve ser removido.

- As perdas na saída, devidas à velocidade do vapor, que normalmente nas análises não é considerada. Em turbinas modernas (1984) as velocidades de saída são da ordem de 270 a 300 m/s, resultando em perdas da ordem de 2 a 3%.

- As perdas por transferência de calor acontecem por condução, convecção e radiação. As perdas por convecção e radiação acontecem entre a turbina e o meio. Essas perdas não são significativas em grandes turbinas mas nas pequenas podem ser consideráveis.

- Depois de descontar as perdas anteriores da energia que entra na turbina, a energia restante está disponível no eixo da turbina, havendo ainda, antes de ser entregue ao gerador elétrico, perdas mecânicas em mancais, sistemas de controle, redutores, bombas de óleo, etc. Estas perdas são praticamente independentes da carga, pelo que quando esta aumenta, as perdas diminuem em porcentagem e também esta porcentagem é menor em grandes turbinas. Estas perdas não são grandes, sendo da ordem de 1% da energia da turbina. Os geradores elétricos têm uma eficiência

entre 98 a 99%, aumentando com a carga.

Faires (1967) apresenta as curvas de desempenho de uma turbina com capacidade de 15.000 kW, que serão utilizadas para estimar o desempenho fora do ponto de operação, supondo que este seja o de maior rendimento. Estas curvas são mostradas na Figura 2.9 na qual η_k é o rendimento da turbina e e_k é o rendimento incluído o consumo da caldeira.

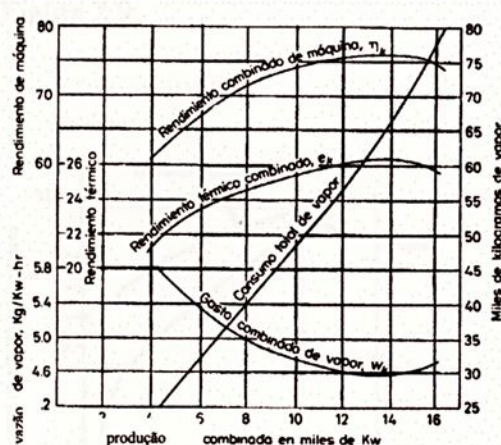


FIGURA 2.9 – Curvas de desempenho de turbina a vapor real (Faires, 1967)

As condições de operação da turbina da Figura 2.9 eram: pressão de entrada 1,89 a 1,93 MPa com temperaturas entre 315 a 327 °C, vapor de saída com temperatura entre 25 a 34 °C. O rendimento é máximo quando produzida uma potência de 14.000 kW mostrando uma eficiência de 76%; aumentando para 16.000 kW o rendimento cai para 75% e a mesma situação acontece ao diminuir para 12.000 kW, ou seja, para 14,3% de variação da carga o rendimento diminui em 1,32% em relação aos 76% nominais.

Ao diminuir a potência para 8.000 kW, ou seja uma diminuição de 43% em relação aos 14.000 kW, o rendimento cai para 72%, o que significa uma diminuição de 3,9% em relação aos 76% considerados como nominais ou de projeto. Estas curvas serão consideradas como modelo nas simulações do capítulo 5 levando em consideração também a observação de Morse (1942), de que a curva de rendimento é

mais ou menos plana entre $1/2$ e $5/4$ da carga nominal, com o ponto de melhor eficiência entre $3/4$ e $7/8$ desta carga. Na Figura 2.10 é mostrada uma curva apresentada por Witte *et al.* (1988), na qual foram acrescentadas à figura original as linhas tracejadas, mostrando que para uma diminuição de 43% da carga, ou seja, aproximadamente 60% da carga nominal, o rendimento diminui para 80% do nominal no caso de regulação por válvula única e para 95% no caso de válvulas múltiplas, e ao considerar que o rendimento nominal é 76%, como no caso da Figura 2.9, as eficiências corresponderiam a 60,8% e 72,2% respectivamente, sendo que este último valor coincide com o da Figura 2.9.

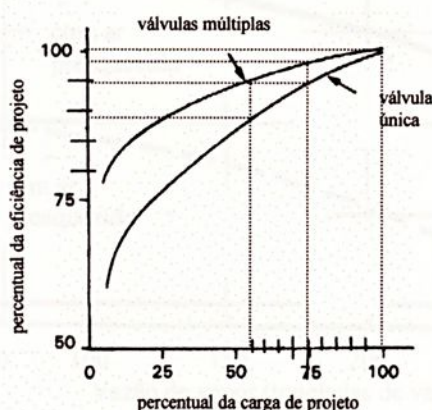


FIGURA 2.10 – Efeito da regulação em turbinas de vapor. (Witte *et al.*, 1988)

Gaffert (1975) mostra algumas curvas típicas de desempenho, que indicam que com média carga a eficiência do turbogerador cai em 5% em relação a eficiência com carga completa quando instalado condensador, e 8% quando não instalado, o que comparando com a Figura 2.9 significa uma queda de eficiência de 76 para 69%, ou seja 7%, valores bastante coincidentes.

A variação da eficiência é menor do que no caso de turbinas a gás, pelo que deveria ser considerado que no caso de cargas variáveis, estas deveriam ser suportadas preferencialmente pela turbina a vapor no lugar da turbina a gás, também porque no caso de turbinas a gás a variação de carga é acompanhada por variações na temperatura T_3 de entrada na turbina, diminuindo a vida útil da mesma.

Geradores de vapor

Faires (1967) apresenta um conjunto de curvas de desempenho para uma caldeira real, que será utilizada como modelo para estimar a variação do rendimento com a carga e é mostrada na Figura 2.11 na qual pode ser verificada a influência do pre-aquecimento do ar na eficiência da caldeira. As eficiências indicadas são globais, quer dizer, consideram o vapor real produzido e o consumo total de combustível, incluindo as perdas de todos os equipamentos (queimadores, superaquecedores, etc.).

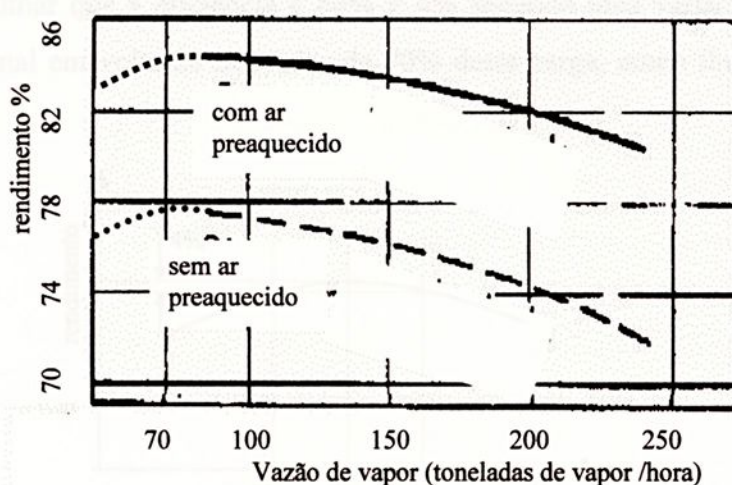


FIGURA 2.11 – Curvas de desempenho de gerador de vapor real (Faires, 1967)

Na Figura 2.11 as curvas foram prolongadas em relação à figura original, com linha pontilhada, para simular eficiências acima e abaixo da potência nominal.

Segundo Lyle (1968), uma quantidade maior de caldeiras trabalhando com carga parcial acompanha melhor as variações de demanda, devido a que um aumento da demanda é melhor suportado por pequenos aumentos em várias caldeiras do que por aumentos maiores em poucas caldeiras. Ainda, a critério do autor, um gerador de vapor tem sua melhor eficiência com 2/3 a 3/4 da carga nominal, isso baseado na experiência dele e pelo fato de que os fornecedores normalmente tentam fornecer um equipamento o menor possível, as custas do rendimento nesse “ponto nominal” de

operação, visando um custo de investimento menor. Considerando este critério, na Figura 2.11 a eficiência com 80 toneladas/hora é a máxima, igual a 84% no caso de ar superaquecido, e ao considerar este ponto como 2/3 da carga nominal, a carga nominal pode ser estimada em $3/2 \times 80 = 120$ toneladas/hora, com eficiência de 83%, diferença desprezível, e quando operando com 40 toneladas/hora (33% da carga nominal) também 83% de rendimento. A conclusão a partir destes dados não é muito confiável, especialmente quando o próprio Lyle (1968) num exemplo indica que o rendimento de determinada caldeira aumenta de 70 para 74% ao operar com 30% a menos do que a carga nominal. Ao extrapolar estes dados para os 84% da Figura 2.11 pode-se estimar que a eficiência é $84\% \pm 4\%$ segundo uma variação de $\pm 30\%$ da carga nominal em volta de um valor de 70% desta carga, como ilustrado na Figura 2.12.

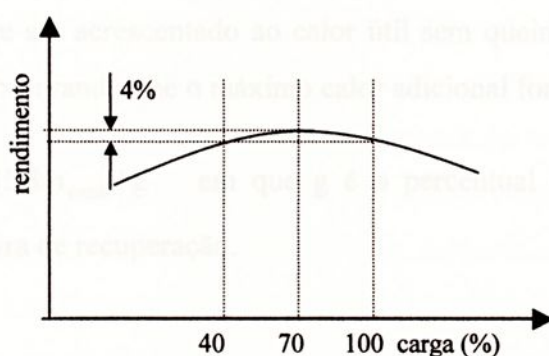


FIGURA 2.12 – Estimativa do desempenho da caldeira

Estas estimativas somente têm por finalidade permitir um modelo para a continuação deste trabalho. Em projetos mais precisos devem ser considerados dados dos fabricantes.

Caldeiras de recuperação

Para caldeiras de recuperação sem queima adicional de combustível a eficiência é considerada como a relação entre o calor absorvido pelo fluido frio e o cedido pelo quente, desta maneira as perdas térmicas correspondem às perdas por radiação e convecção para o meio, estas da ordem de 5% do calor total transferido,

segundo informações informais de fabricantes. Estas perdas são relativamente independentes da carga, e na realidade também não deveriam depender da quantidade trocada e sim da geometria e isolamento do equipamento assim como das temperaturas envolvidas, podendo ser calculadas para cada caso. No cálculo da eficiência exergetica os fluxos de calor devem ser substituídos pelos fluxos de exergia.

No caso de queima adicional Horlock (1987) considera o fato de que o combustível, embora ao entrar no combustor a temperatura ambiente, ou seja, condições similares às do ensaio que determina o poder calorífico do combustível, inicia a reação a temperaturas bem maiores, aparecendo ambigüidades sobre a temperatura que deve ser considerada. Finalmente, depois de algumas aproximações indica que pode ser acrescentado ao calor útil sem queima a potência calorífica do combustível, observando que o máximo calor adicional fornecido pela queima é

$\dot{F} = 135,8 \dot{m}_{\text{comb}} \cdot g$ em que g é o percentual de oxigênio nos gases de entrada à caldeira de recuperação.

2.3 Ciclos de Co-geração

Neste item é feita uma explanação sobre vários ciclos de co-geração, dando ênfase àqueles utilizados no estudo de caso. Os conceitos termodinâmicos relacionados são discutidos para uma clara compreensão dos ciclos e possibilitar sua aplicação.

Os ciclos de co-geração eventualmente analisados no presente trabalho cumprem com as seguintes premissas:

1. Queima de um combustível para produzir energia térmica e elétrica. Ocasionalmente poderá ser produzida unicamente energia elétrica.
2. Os combustíveis considerados são óleo combustível (2A) e gás natural (GN), por serem os que atualmente utiliza a fábrica do estudo de caso.
3. A energia térmica é produzida na forma de vapor e é utilizada no

processo fabril, em parte devolvida ao gerador em forma de condensado.

4. A energia elétrica é utilizada no processo fabril, sendo que eventuais excedentes são vendidos e os déficits adquiridos.

Em geral, a literatura classifica os ciclos de co-geração de duas maneiras:

1. Do ponto de vista do posicionamento no processo produtivo:

- 1.1 Se inicialmente é suprida a demanda elétrica –total ou parcial-e o calor rejeitado utilizado para suprir a demanda térmica –total ou parcial, o ciclo opera em regime *topping*.

- 1.2 Quando suprida inicialmente a demanda térmica –total ou parcial- e após a utilização pelo processo é usada para suprir a demanda elétrica –também total ou parcial- diz-se que o ciclo opera em regime *bottoming* (Balestieri, 1999 e Witte *et al.*, 1988).

Os autores indicados não incluem as palavras ‘total ou parcial’ na classificação indicada, sendo que para o projeto de uma planta de co-geração, dependendo da situação, pode ser conveniente aplicar esses adjetivos.

As demandas elétrica/térmica de uma indústria existem numa determinada relação, o que normalmente exige do projetista escolher qual demanda será satisfeita prioritariamente, ou melhor, definir para um tipo de energia a quantidade que será produzida. Este último é necessário quando existem possibilidades de compra dos déficits ou venda dos excedentes. A produção da energia não priorizada será uma consequência da escolha da primeira.

2. Do ponto de vista da energia priorizada:

- 2.1 Se a energia definida é a elétrica, fala-se de critério de paridade elétrica.

- 2.2 Se for definida a térmica, critério de paridade térmica.

Na Tabela 2.4 é mostrado um resumo destas classificações, identificando por números as diferentes possibilidades para posterior citação.

TABELA 2.4 – Classificação genérica dos ciclos de co-geração

Regime	Paridade elétrica	Paridade térmica
<i>Topping</i>	1	2
<i>Bottoming</i>	3	4

Uma instalação de co-geração deverá enquadrar-se dentro de uma das combinações da Tabela 2.4.

O regime *bottoming* é limitado pelo fato de que a energia rejeitada pelo processo normalmente está num potencial baixo –baixa temperatura e/ou pressão -, não apropriado para acionar um turbogerador, motivo pelo qual o regime *topping* é mais usado (Balestieri, 1999).

Para cada combinação de 1 a 4 há diversas alternativas de ciclos, que são mostrados a partir das Figuras 2.15 até 2.18. As Figuras 2.13 e 2.14 representam os ciclos *topping* e *bottoming* na sua forma mais simples, valendo as figuras seja para o critério de paridade térmica como elétrica.

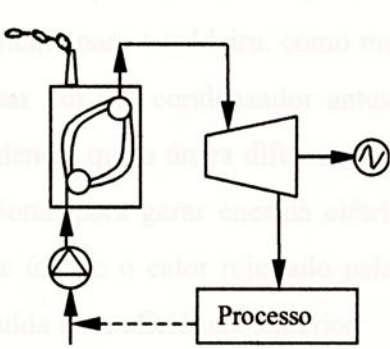


FIGURA 2.13 – Ciclo topping

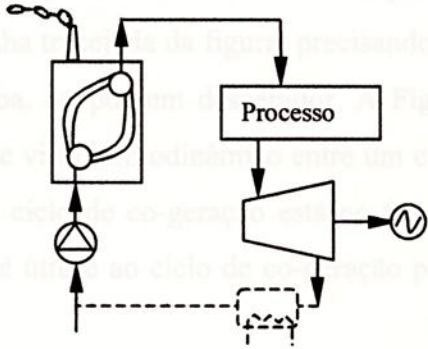


FIGURA 2.14 – Ciclo bottoming

Para permitir a utilização de energia em baixos níveis vêm sendo estudados regimes *bottoming* orgânicos (Witte *et al.*, 1988), nos quais o fluido de trabalho é de baixo ponto de ebulição tais como refrigerantes orgânicos. Segundo Witte *et al.*(1988), aplicações em refinarias de petróleo e plantas químicas têm sido bem sucedidas; tal possibilidade não é considerada neste trabalho.

Witte *et al.*(1988), referindo-se ao regime *topping*, menciona que as turbinas a vapor de contrapressão são menos flexíveis às variações de demanda elétrica e térmica que as de extração. No caso de uma demanda elétrica alta e cargas térmicas com flutuação elevada é recomendada uma turbina de condensação com extração. Em geral, as turbinas a vapor são mais apropriadas quando a demanda térmica é relativamente alta em relação à elétrica. Para turbinas a gás indica-se que a aplicação mais favorável é para uma demanda elétrica alta em relação à térmica, e se a proporção é bastante alta interessa usar um ciclo combinado gás/vapor. A saída destas turbinas não pode ser modulada tão facilmente como as de vapor, perdendo eficiência. Estes aspectos foram discutidos na seção 2.2.

Neste trabalho somente serão considerados ciclos *topping*, sendo um dos mais simples o da Figura 2.13, no qual o combustível utilizado no gerador de vapor é utilizado para produzir vapor a alta pressão e temperatura, vapor que aciona uma turbina de contrapressão acoplada a um gerador elétrico, eventualmente esta última fornecendo diretamente trabalho mecânico, como no caso de moendas de cana de açúcar e finalmente o vapor ao sair da turbina fornece energia térmica a um processo industrial. O vapor utilizado no processo industrial pode ou não ser retornado parcial ou totalmente para a caldeira, como mostra a linha tracejada da figura, precisando ou não passar por um condensador antes da bomba, ou por um desaerador. A Figura 2.13 evidencia que a única diferença do ponto de vista termodinâmico entre um ciclo convencional para gerar energia elétrica e esse ciclo de co-geração está no fato de que neste último o calor rejeitado pela turbina é útil, e ao ciclo de co-geração pode ser atribuída uma eficiência superior:

$$\eta_{\text{ciclo convencional}} = \frac{\text{trabalho turbina} - \text{trabalho bomba}}{\text{energia combustível}}$$

$$\eta_{\text{ciclo co-geração}} = \frac{\text{trabalho turbina} - \text{trabalho bomba} + \text{calor processo}}{\text{energia combustível}}$$

Segundo Horlock (1987), ao se falar em ciclos de co-geração, otimizar a eficiência termodinâmica não é o objetivo final, e sim deve ser procurada também uma operação econômica do ciclo, em que não são somente importantes fatores de

regulagem. Com este ciclo a energia térmica fornecida para a fábrica não tem a componente devida ao fluxo 2_a , que depois de passar pelo condensador retorna para a caldeira. Aparece ainda uma certa quantidade de calor rejeitado no condensador, que pelo baixo potencial dificilmente pode ser utilizado na geração de trabalho ou numa troca térmica. O rendimento é calculado pela mesma expressão anterior.

Os ciclos das Figuras 2.15 e 2.16 são os mais elementares, não havendo reaquecimento do vapor na turbina nem economizadores que utilizem o vapor rejeitado. No presente trabalho os ciclos estudados são limitados e estes casos simples, nos quais é mais fácil evidenciar os rendimentos, o que é necessário para os fins propostos. Na Figura 2.17 é mostrado o ciclo simples para uma turbina a gás.

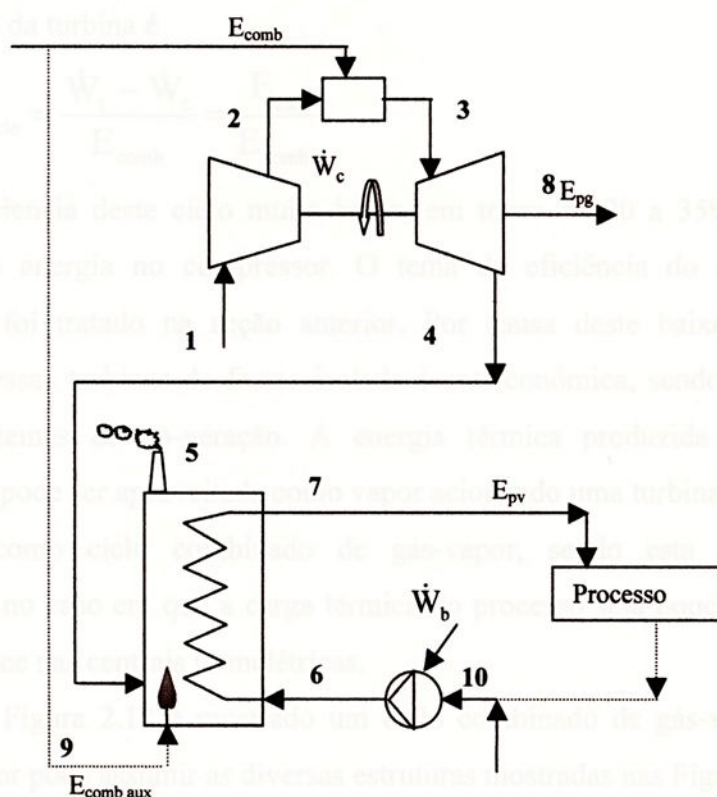


FIGURA 2.17 – Ciclo simples de turbina a gás.

O rendimento global ou de co-geração do ciclo é

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{E_{\text{pg}} - \dot{W}_b + E_{\text{pv}}}{E_{\text{comb}}} \quad \text{sem queima suplementar e}$$

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{E_{\text{pg}} - \dot{W}_b + E_{\text{pv}}}{E_{\text{comb}} + E_{\text{comb aux}}} \quad \text{com queima suplementar.}$$

A potência $\dot{W}_c$ do compressor é relativamente alta sendo fornecida por parte da potência total $\dot{W}_t$ produzida pela turbina de tal maneira que se cumpre

$$\dot{W}_t = \dot{W}_c + E_{\text{pg}}$$

quando considerado que as perdas de transmissão entre turbina e compressor são desprezíveis. A potência necessária na bomba foi assumida como fornecida pela turbina a gás.

No caso de não haver aproveitamento da energia térmica, a eficiência do ciclo isolado da turbina é

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{E_{\text{comb}}} = \frac{E_{\text{pg}}}{E_{\text{comb}}}$$

sendo a eficiência deste ciclo muito baixa, em torno de 20 a 35%, por causa do consumo de energia no compressor. O tema da eficiência do sistema turbina-compressor foi tratado na seção anterior. Por causa deste baixo rendimento, a utilização dessas turbinas de forma isolada é antieconômica, sendo viabilizado seu uso em sistemas de co-geração. A energia térmica produzida na caldeira de recuperação pode ser aproveitada como vapor acionando uma turbina a vapor, arranjo conhecido como ciclo combinado de gás-vapor, sendo esta uma alternativa conveniente no caso em que a carga térmica do processo seja pouca ou inexistente, como acontece nas centrais termelétricas.

Na Figura 2.18 é mostrado um ciclo combinado de gás-vapor, no qual a parte de vapor pode assumir as diversas estruturas mostradas nas Figuras 2.15 e 2.16.

A alternativa mostrada na Figura 2.18 indica que a energia do fluxo 10_a que passa pelo condensador não é aproveitada no processo sendo então E_{pv} igual à potência térmica das correntes 10_b e 10_c .

3. DISCUSSÃO DA METODOLOGIA.

Neste capítulo são explicados de forma detalhada os conceitos termodinâmicos relacionados com balanços energéticos, formas de se estabelecerem custos e de se analisarem os dados coletados na indústria.

3.1 Análise energética

Na Figura 3.1 é mostrado um sistema de co-geração (*topping*) no qual a potência elétrica E_p é produzida por uma turbina a vapor de contrapressão-extração e energia térmica para o processo industrial E_{pv} é fornecida pelo vapor descarregado da turbina.

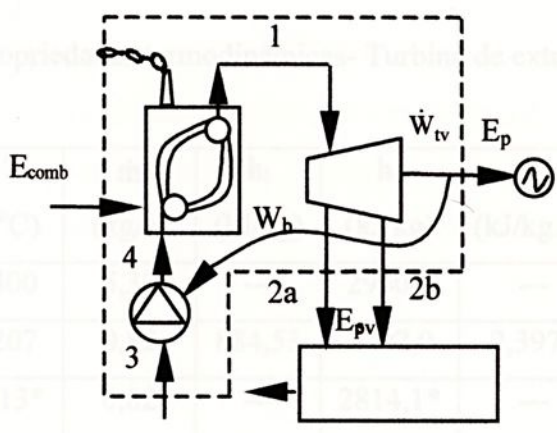


FIGURA 3.1 – Sistema de co-geração

A Figura 3.2 mostra o ciclo correspondente à instalação da Figura 3.1. Dependendo do processo industrial o vapor pode ser retornado como condensado ou não. O ponto 3 corresponde à condição sem retorno de condensado e o ponto 3_a a uma instalação com retorno. As propriedades termodinâmicas do vapor e água estão indicadas na Tabela 3.1, e correspondem a valores utilizados no Capítulo 5, referente ao estudo de uma das alternativas de co-geração. O ciclo considerado nesta análise energética é calculado pelo critério de paridade térmica, pelo que as quantidades de vapor, e por tanto E_{pv} , correspondem às necessidades da fábrica.

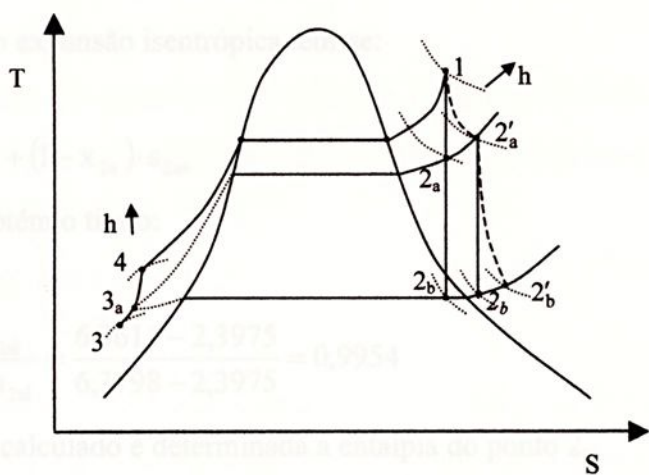


FIGURA 3.2 – Ciclo com turbina de extração - Diagrama T-S

TABELA 3.1 – Propriedades termodinâmicas- Turbina de extração

Ponto	P (MPa)	T (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	h_l (kJ/kg)	h_v (kJ/kg)	s_l (kJ/kg.K)	s_v (kJ/kg.K)	x
1	4,0	300	5,33	---	2960,7	---	6,3614	1,00
2 _a	1,8	207	0,82	884,53	2797,0	2,3975	6,3798	0,99*
2' _a	1,8	213*	0,82	---	2814,1*	---	6,4140*	
2 _b	0,6	159	4,51	670,54	2756,8	1,9311	6,7600	0,93*
2' _b	0,6		4,51		2638,2*	1,9311	6,7600	0,94*
3	0,1	25	5,33	104,87				0
4	4,0	25	5,33	108,77				0
3 _a	0,1	100	5,33	417,50				1,00

Obs. Os valores indicados por * foram calculados. Valores não indicados não são necessários aos cálculos

Balanço energético na turbina.

As propriedades do ponto 2'_a são calculadas considerando uma eficiência da

turbina $\eta_{iv} = 0,85$ para cada estágio.

Considerando expansão isentrópica tem-se:

$$s_1 = s_{2av} \cdot x_{2a} + (1 - x_{2a}) \cdot s_{2al}$$

de onde se obtém o título:

$$x_{2a} = \frac{s_1 - s_{2al}}{s_{2av} - s_{2al}} = \frac{6,3614 - 2,3975}{6,3798 - 2,3975} = 0,9954$$

Com o título calculado é determinada a entalpia do ponto 2_a:

$$h_{2a} = x_{2a} \cdot h_{2av} + (1 - x) \cdot h_{2al} = 0,9954 \cdot 2797 + (1 - 0,9954) \cdot 884,53 = 2788,2 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Observe-se que na Figura 3.2 o ponto 2_a, representado como superaquecido, na realidade está dentro da curva de saturação, de forma similar a como representado o ponto 2_b. De qualquer maneira, o ponto 2_a não é um ponto real, pois foi calculado considerando uma expansão isentrópica. A definição de rendimento isentrópico é

$$\eta_{iv} = \frac{h_1 - h_{2'a}}{h_1 - h_{2a}} \quad (3.1)$$

de onde

$$h_{2'a} = h_1 - \eta_{iv}(h_1 - h_{2a}) = 2960,7 - 0,85(2960,7 - 2788,2) = 2814,1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Esta é uma condição mais próxima da real, aproximação aceitável para esta análise. Na Figura 3.2 o vapor está com uma entalpia maior do que no ponto 2_a, provavelmente superaquecido e a temperatura maior que na saturação. Como foi considerado que o processo não foi isentrópico, a entropia de 2'_a é maior que a de 2_a.

Para calcular a propriedades do segundo estágio é necessário determinar o restante das propriedades do ponto 2'_a. Nas tabelas de vapor verifica-se que para a entalpia de 2814,1 kJ/kg e pressão de 1,8 MPa o vapor está superaquecido; interpolando-se pelas entalpias, que são conhecidas, encontra-se $s_{2'a} = 6,4140 \text{ kJ/kg.K}$

e $T_{2'a} = 213,26 \text{ }^{\circ}\text{C}$, o que confirma que o vapor está superaquecido em $213,26 - 207,15 = 6,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Utilizando o mesmo procedimento do primeiro estágio, considerando o ponto $h_{2'b}$ como o início da expansão do segundo, são encontrados os seguintes valores:

$$x_{2b} = 0,9283$$

$$h_{2b} = 2607,2 \text{ kJ/kg e com } \eta_{tv} = 0,85$$

$$h_{2'b} = 2638,2 \text{ kJ/kg}$$

O rendimento isentrópico utilizado é uma forma de estimar as irreversibilidades que acontecem durante a expansão em cada estágio da turbina. A curva tracejada da Figura 3.2 representa um “caminho” (*path*) desconhecido do processo. Ao examinar a equação que define o rendimento isentrópico η_{iv} pode-se identificar o conceito de trabalho real em relação ao trabalho teórico que poderia ter sido obtido se o processo fosse isentrópico, ou seja, ideal. Sobre este tópico serão tecidos maiores comentários na seção seguinte.

O trabalho mecânico ou a energia elétrica $\dot{W}_{iv}$ (quando considerado que o rendimento do gerador elétrico está incluído no rendimento da turbina) é calculado por

$$\dot{W}_{iv} = \dot{m}_1(h_1 - h_{2'a}) + \dot{m}_{2b}(h_{2'a} - h_{2'b})$$

com o qual, substituindo-se valores encontra-se

$$\dot{W}_{iv} = 5,33 \cdot (2960,7 - 2814,1) + 4,51 \cdot (2814,1 - 2638,2) = 1574,5 \text{ [kW]}$$

A Figura 3.3 representa o sistema da turbina, na qual será aplicada a primeira lei da Termodinâmica.

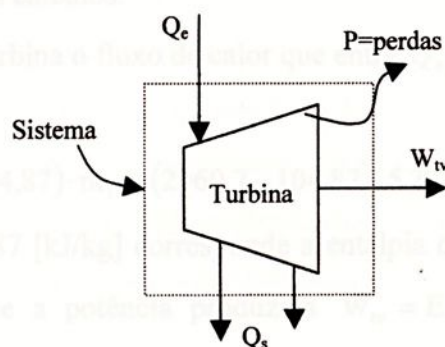


FIGURA 3.3- Sistema turbina

A primeira lei da Termodinâmica, que se resume ao princípio de conservação da energia, habitualmente é expressa pela equação

$$Q = \Delta E + W$$

indicando que o calor Q que entra ou sai do sistema reflete-se numa variação ΔE da energia interna do mesmo mais a produção de um trabalho W .

No caso da turbina, ΔE é zero quando o processo está em regime permanente. Na partida da turbina, quando está fria e sem vapor, existe uma variação transitória da energia interna E , até atingir um ponto de equilíbrio. Neste caso de equilíbrio a primeira lei é representada por

$$Q = W$$

devendo ser considerado que o termo W é igual ao trabalho útil mais perdas e que o termo Q é o calor líquido que entra no sistema. Tradicionalmente é adotada a convenção de que o trabalho entregue pelo sistema é positivo e o calor cedido pelo sistema é negativo, e vice-versa.

Da Figura 3.3 é possível escrever a equação da forma

$$\dot{Q}_e - \dot{Q}_s = \dot{W} + \dot{P} \quad (3.2)$$

em que o calor $\dot{Q}_s$ corresponde ao calor que poderá ser utilizado na fábrica ($\dot{Q}_p$).

Aparentemente seria mais fácil escrever a equação como “o que entra é igual ao que sai”, o que conceitualmente descreve bem a primeira lei da conservação da energia, porém existem casos complexos nos quais não é possível determinar *a priori* o sentido do fluxo energético, sendo apenas conhecidos alguns deles e os outros determinados após cálculos.

No caso da turbina o fluxo de calor que entra $\dot{Q}_e$ pode ser calculado como

$$\dot{Q}_e = (h_1 - 104,87) \cdot \dot{m}_1 = (2960,7 - 104,87) \cdot 5,33 = 15.221,57 \text{ [kW]}$$

O valor 104,87 [kJ/kg] corresponde a entalpia da água a 25 °C, que é utilizada como referência e a potência produzida $\dot{W}_{tv} = E_p + \dot{W}_b$ já foi calculada como 1574,53 [kW], ficando evidente que parte importante do calor adicionado teve outro destino, que poderia ser calor que saiu do sistema e/ou perdas mecânicas e/ou

térmicas na turbina. O fluxo de calor $\dot{Q}_s$ calcula-se pela equação

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= (h_{2'a} - h_3) \cdot \dot{m}_{2'a} + (h_{2'b} - h_3) \cdot \dot{m}_{2'b} \\ &= (2814,1 - 104,7) \cdot 0,82 + (2638,2 - 104,7) \cdot 4,51 = 13647,04 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

e se existe retorno de condensado, usam-se os valores do ponto 3_a obtendo-se

$$\dot{Q}_s = 11980,72 \text{ [kW]}$$

Como está sendo considerado que $\dot{Q}_s = \dot{Q}_p$, calor útil no processo, se o processo devolve condensado com maior energia, significa que aproveitou menos do que quando devolve água fria.

As perdas $\dot{P}$ podem ser calculadas pela equação (3.2):

$$\dot{P} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s - \dot{W}_{iv} = 15221,57 - 13647,04 - 1574,53 = 0 \text{ (!)}$$

O resultado acima parece surpreendente, quando realmente foi utilizada uma eficiência de 0,85 nos cálculos realizados para a turbina. A explicação pode ser encontrada ao revisar o conceito de rendimento isentrópico utilizado. Na equação (3.1) o denominador indica o trabalho que poderia ter sido retirado do vapor se a expansão tivesse sido isentrópica e o numerador indica o trabalho retirado quando a expansão não é isentrópica, ou seja, quando é considerado um aumento de entropia. Na Figura 3.2 pode-se visualizar que no ponto 2_a a entalpia é menor do que no ponto 2'_a e essa diferença não foi aproveitada para produzir trabalho mas ficou disponível para o segundo estágio da turbina. Em resumo, não foi aproveitada mas não foi perdida. Para o segundo estágio vale o mesmo raciocínio, e na realidade as “perdas” calculadas através do rendimento isentrópico representam um não aproveitamento ao invés de perdas da energia disponível. A energia retirada do vapor, após a consideração do rendimento isentrópico, pode ser consumida em trabalho útil no eixo, perdas mecânicas em rolamentos, selos, e perdas de calor pela carcaça da turbina, conjunto destas perdas entendido como $\dot{P}$.

Balanço energético da bomba

No caso da bomba o cálculo da energia fornecida ao fluido é feito usualmente por

$$\Delta h_b = (P_4 - P_3) \cdot v_3$$

no caso específico da configuração apresentada na Figura 3.2:

$$\Delta h_b = (4 - 0,1) \cdot 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \frac{1}{1000} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] = 3900 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] = 3,9 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

dessa maneira

$$h_4 = h_3 + 3,9 = 104,87 + 3,9 = 108,77 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \text{ sem retorno de condensado e}$$

$$h_4 = h_{3a} + 3,9 = 421,4 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \text{ com retorno de condensado}$$

e considerando um rendimento total da bomba igual a 0,7, a potência necessária na bomba é

$$\dot{W}_b = \frac{3,9 \cdot \dot{m}_3}{0,7} = \frac{3,9 \cdot 5,33}{0,7} = 29,69 \text{ [kW]}$$

Balanço térmico da caldeira.

Na caldeira, a energia entregue ao fluido é

$$\Delta h_c = h_1 - h_4 = 2960,7 - 108,77 = 2851,9 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \text{ sem retorno de condensado e}$$

$$\Delta h_c = h_1 - h_4 = 2960,7 - 421,4 = 2539,3 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \text{ com retorno de condensado}$$

Se a eficiência da caldeira é considerada como sendo 0,85, a energia fornecida pelo combustível será

$$E_{\text{comb}} = \frac{2851,9 \cdot \dot{m}_4}{0,85} = \frac{2851,9 \cdot 5,33}{0,85} = 17883,28 \text{ [kW]}$$

com retorno de condensado e

$$E_{\text{comb}} = \frac{2539,3 \cdot \dot{m}_4}{0,85} = \frac{2539,3 \cdot 5,33}{0,85} = 15922,9 \text{ [kW]}$$

Na eficiência da caldeira estão consideradas as perdas térmicas pela carcaça e pelos gases da chaminé, assim como a queima incompleta de combustível e o calor gasto no aquecimento do ar de combustão.

Balanco térmico do sistema de co-geração.

A partir da Figura 3.1 é possível escrever o balanço de energia como segue:

$$\overbrace{E_{\text{comb}} + \dot{Q}_3}^{\text{energia que entra}} = \underbrace{(E_p - \dot{W}_b)}_{\text{potência útil}} + \overbrace{\dot{Q}_s}^{\text{energia que sai}}$$

Considerando o calor E_{pv} como útil a eficiência global do ciclo se calcula com

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{(E_p - \dot{W}_b) + E_{pv}}{E_{\text{comb}}} = \frac{(1574,53 - 29,69) + 13647,04}{17883,28} = 0,8495 \text{ quando não há}$$

retorno de condensado e

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{(E_p - \dot{W}_b) + E_{pv}}{E_{\text{comb}}} = \frac{(1574,53 - 29,69) + 11980,72}{15922,9} = 0,8494 \text{ quando o há}$$

As duas eficiências são quase iguais pelo fato de que a economia de combustível com retorno de condensado ocorrer em detrimento da energia térmica aproveitada no

processo, e o número de casas decimais utilizado foi para destacar que existe uma pequena diferença. Ao separar as componentes mecânicas e térmicas da eficiência do ciclo, as componentes são:

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{E_p - \dot{W}_b}{E_{\text{comb}}} + \frac{E_{\text{pv}}}{E_{\text{comb}}} = 0,0864 + 0,7631 = 0,8495 \text{ no caso de não haver retorno}$$

e

$$\eta_{\text{cog}} = 0,0970 + 0,7524 = 0,8494 \text{ com retorno de condensado}$$

o que permite concluir que a importância econômica de recuperar este condensado depende do propósito do ciclo, sendo que num caso de co-geração, os custos e proporções entre a energia térmica e elétrica são fatores decisivos. Evidentemente, no caso de se visar somente a produção elétrica, os valores da entalpia de descarga da turbina seriam diminuídos ao máximo. Por exemplo, se a turbina fosse sem extração e com pressão de descarga 0,1 MPa (no lugar dos 0,6 atuais) e com retorno de condensado, a eficiência elétrica seria de 18%, aproximadamente o dobro.

Uma instalação dedicada unicamente à produção de energia elétrica, sem aproveitamento do calor rejeitado pela turbina, seria altamente ineficiente no conceito mostrado nesta alternativa de co-geração, porque no cálculo da eficiência ou rendimento este calor rejeitado seria considerado como uma perda, o que explica de forma categórica a necessidade de se pensar nos sistemas ou instalações de co-geração, como mencionado na seção 2.3 ao citar os ciclos combinados de co-geração e aplicado no capítulo 5, relacionado com as alternativas de co-geração propostas.

Balanco energético na turbina

Ao considerar-se uma turbina adiabática ($Q=0$), desprezando as variações de energia potencial e cinética e utilizando a Figura 2.4, o balanço energético é representado pela expressão:

$$\dot{E}_h = \dot{E}_{h_{in}} + \dot{E}_{h_{ex}} - \dot{W}_{out} + \dot{Q}$$

$$(2.5)$$

3.2 Análise exergética

Conforme Burghardt & Harbach (1993) a **conservação da energia** é possível quando permite utilizar menor quantidade desse recurso para uma tarefa, ou melhorando-se a eficiência pela primeira lei de um processo. A **conservação da qualidade da energia** pode ser conseguida combinando-se a qualidade da fonte com as necessidades de qualidade do sistema. Tal afirmação sinaliza para o emprego de energia de alta qualidade ou disponibilidade, apenas nas situações que a requeiram. Isto de certa forma garante que a Humanidade tenha num futuro próximo **disponíveis** os recursos energéticos necessários. Isso, de modo estreito, está em conformidade com os critérios de desenvolvimento sustentável, adotados na atualidade por muitas empresas.

O termo “disponibilidade” (*availability*) é usado nos EUA, ao passo que na Europa emprega-se o termo “exergia”. Exergia é o máximo trabalho que pode produzir um sistema ao passar de um estado inicial até o estado morto (*dead state*), seguindo um processo reversível. Quanto maior o potencial de se produzir trabalho, maior a qualidade da energia.

Como ilustração pode ser indicada a prática de queima de óleo, que tem uma alta disponibilidade (ou exergia), para uma aplicação tal como aquecimento de um ambiente, que requer calor com baixa disponibilidade. As avaliações sobre esta qualidade ou potencial de uso são feitas através de análises exergéticas e de eficiências calculadas sob o conceito da segunda lei da Termodinâmica.

Na sequência são repetidos os mesmos passos da seção anterior, substituindo os fluxos energéticos por fluxos exergéticos.

Balanço exergético na turbina

Ao considerar-se uma turbina adiabática ($Q=0$), desprezando as variações de energia potencial e cinética e utilizando a Figura 3.4, o balanço exergético e representado pelo expressão:

$$Ex_1 = Ex_{2'a} + Ex_{2'b} + \dot{W}_{real} + \dot{I}_r \quad (3.3)$$

com

$$Ex_1 = \dot{m}_1 \cdot ex_1 \text{ [kW]}$$

$$ex_1 = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (3.4)$$

$$Ex_{2'a} = \dot{m}_{2'a} \cdot ex_{2'a} \text{ [kW]}$$

$$ex_{2'a} = h_{2'a} - h_0 - T_0(s_{2'a} - s_0) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

etc., e

$$\dot{I}_r = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{ger}} \text{ [kW]} \quad (3.5)$$

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{2'a} \cdot s_{2'a} + \dot{m}_{2'b} \cdot s_{2'b} - \dot{m}_1 \cdot s_1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{K}} \right]$$

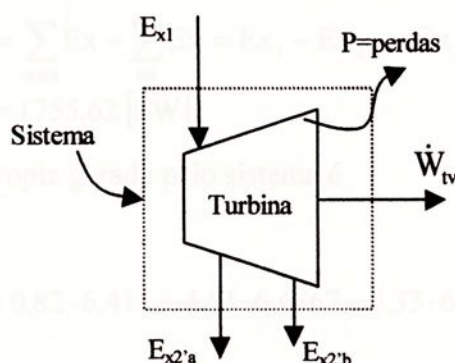


FIGURA 3.4 – Sistema turbina. Análise exérgica

Os subíndices utilizados correspondem aos da Figura 3.2 e os valores das propriedades aos da Tabela 3.1; a entropia do ponto $2'_b$ é calculada com os valores da Tabela 3.1, resultando

$$s_{2'b} = 6,4867 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\text{Para } T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C e } P = 0,1 \text{ MPa, } h_0 = 104,87 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \text{ e } s_0 = 0,3674 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

Com os valores anteriores são calculadas:

$$ex_1 = 2960,7 - 104,87 - 298 \cdot (6,3614 - 0,3674) = 1069,59 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$ex_{2'a} = 2814,07 - 104,87 - 298 \cdot (6,4140 - 0,3674) = 907,31 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$ex_{2'b} = 2638,24 - 104,87 - 298 \cdot (6,4867 - 0,3674) = 709,82 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$Ex_1 = 5,33 \cdot 1069,59 = 5700,90 \text{ [kW]}$$

$$Ex_{2'a} = 0,82 \cdot 907,31 = 743,99 \text{ [kW]}$$

$$Ex_{2'b} = 4,51 \cdot 709,82 = 3201,29 \text{ [kW]}$$

com os valores acima e a equação (3.3) pode ser determinado o trabalho que poderia ser fornecido se a irreversibilidade I_r não estivesse presente .

$$\begin{aligned} \dot{W}_{rev} &= \sum_{entra} Ex - \sum_{sai} Ex = Ex_1 - Ex_{2'a} - Ex_{2'b} = 5700,90 - 743,99 - 3201,29 \\ &= 1755,62 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

A entropia gerada pelo sistema é

$$\dot{S}_{ger} = 0,82 \cdot 6,414 + 4,51 \cdot 6,4867 - 5,33 \cdot 6,3614 = 0,6082 \left[\frac{\text{kW}}{\text{K}} \right]$$

$$\dot{I}_r = 298 \cdot 0,6082 = 181,25 \text{ [kW]} \text{ e o trabalho real resulta}$$

$$\dot{W}_{real} = \dot{W}_{rev} - \dot{I}_r = 1755,62 - 181,254 = 1574,37 \text{ [kW]}$$

ligeiramente diferente do valor encontrado na seção 3.1, devido aos arredondamentos.

O cálculo da eficiência pela segunda lei resulta em

$$\eta_{2aLei} = \frac{W_{real}}{W_{rev}} = \frac{1574,37}{1755,62} = 0,89$$

valor maior do que o rendimento isentrópico de 0,85 usado nos cálculos do balanço energético o que pode ser explicado com ajuda da Figura 3.5, na qual a área escura a-b-c-d indica a perda de disponibilidade calculada pela equação (3.5).

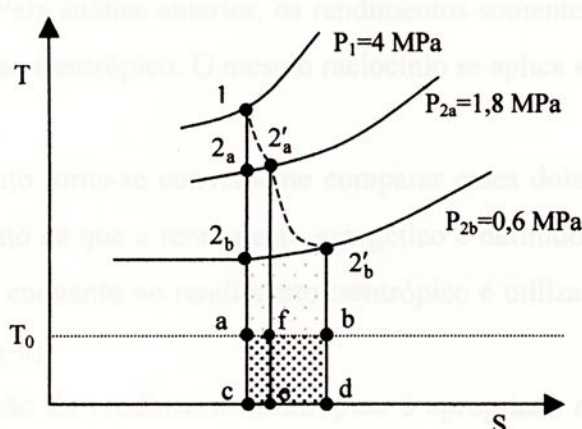


FIGURA 3.5 – Irreversibilidades na turbina a vapor

Nas definições de rendimento isentrópico e exergetico (nome dado com freqüência ao rendimento pela segunda lei) o numerador é o mesmo, o trabalho real produzido, estando a diferença no denominador, que representa o que foi gasto para produzir o trabalho real. O rendimento isentrópico indica quanto o processo de expansão se afasta de um processo isentrópico e indica quanta energia do salto entálpico isentrópico foi aproveitada pela turbina. No primeiro estágio este salto é indicado pelo traço vertical 1-2_a, verticalidade que representa o processo isentrópico. A linha 1-2'_a “representa” o processo irreversível real, no qual o deslocamento horizontal caracteriza o aumento de entropia e a irreversibilidade. O denominador para o primeiro estágio é

$$h_1 - h_{2a} = h_1 - h_{2a} + (h_{2'a} - h_{2'a}) = h_1 - h_{2'a} + (h_{2'a} - h_{2a})$$

em que o último termo entre parêntesis, que indica a diferença entre entalpias real e isentrópica, pode ser visualizado como a área 2_a-c-e-2'_a.

Como foi visto, no caso do rendimento exergetico, o denominador é o trabalho reversível possível de realizar, calculado a partir de valores reais, considerando que existe uma certa parcela não disponível de energia. O denominador para o primeiro estágio resulta

$$h_1 - h_{2'a} + T_0 \cdot (s_{2'a} - s_1)$$

no qual o segundo termo é representado pela área a-c-e-f da Figura 3.5, sempre

menor que a área $2_a-c-e-2'_a$, o que explica por que o rendimento isentrópico é menor que o exergético. Pela análise anterior, os rendimentos somente podem ser iguais no caso de um processo isentrópico. O mesmo raciocínio se aplica ao segundo estágio da turbina.

Neste ponto torna-se conveniente comparar esses dois tipos de eficiências, começando pelo fato de que o rendimento exergético é definido e calculado somente com valores reais, enquanto no rendimento isentrópico é utilizado o valor teórico do salto isentrópico h_1-h_2 .

A utilização do rendimento isentrópico é apropriada na fase de projeto de um equipamento, assumindo um valor a partir de outros equipamentos similares. No caso de um equipamento existente, que deva ser testado, o rendimento exergético ou pela segunda lei deve ser usado, medindo algumas propriedades reais e utilizando valores de tabela das outras, e a seguir determinado o rendimento isentrópico.

Burghardt & Harbach (1993) e Faires (1967) comentam que no cálculo do rendimento isentrópico a energia não utilizada pela turbina é contabilizada como perdida pela turbina (área $2_a-c-e-2'_a$), quando realmente existem possibilidades de aproveitamento do vapor de escape. No caso do rendimento exergético, apenas a disponibilidade ou exergia “destruída” $T_0 \cdot (s_{2'a} - s_1)$ é contabilizada como perda na turbina (área $a-c-e-f$).

Este último comentário deve ser um alerta no caso de cálculo de eficiências e custos, no sentido de atribuir as perdas ao equipamento que lhes corresponda e na sua correta interpretação.

Balanço exergético na bomba

Nas Figuras 3.6(a) e (b) são representadas a bomba e o processo de compressão, respectivamente. Os valores das propriedades da água comprimida são os da *United Kingdom Committee on the Properties of Steam* (1970). Esta referência foi utilizada por possuir estes valores numa forma mais completa do que outras tabelas, e com a finalidade de verificar o grau de afastamento dos valores para líquido saturado, aproximação usualmente utilizada, concluindo-se que as aproximações são

válidas para valores pontuais mas não permitem representar processos tais com uma compressão isentrópica. Bejan (1970) oferece método alternativo.

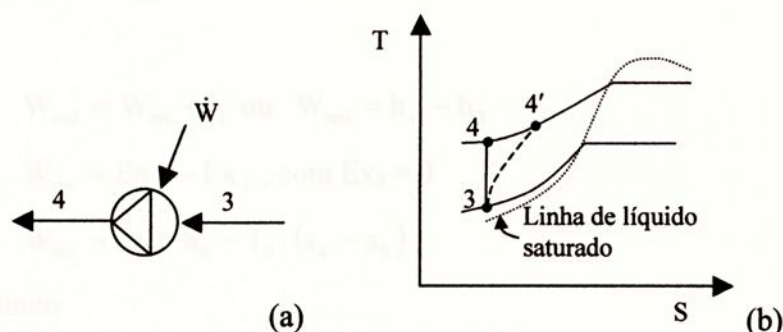


FIGURA 3.6 –(a) Esquema da bomba (b) Processo de compressão.

Na Tabela 3.2 são indicadas as propriedades de cada ponto, com as do ponto 4' calculadas com um rendimento isentrópico da bomba igual a 0,85.

TABELA 3.2 – Propriedades no processo de compressão.

Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	volume específico (m ³ /kg)·10 ³
3	25	0,1	104,87	0,3674	1,003
4		4	108,74	0,3674	
4'		4	110,63	0,3727	
Ref.0	25	0,1	104,87	0,3674	

A potência real entregue ao fluido é

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_{4'} - h_3) = 5,33 \cdot (110,63 - 104,87) = 30,72 \text{ [kW]} \quad \text{ou}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot v_3 \cdot (P_4 - P_3) = 5,33 \cdot 1,003 \cdot 10^{-3} \cdot (4000 - 100) = 20,80 \text{ [kW]}$$

este último 30% menor (não considera irreversibilidades) que o primeiro valor, que será o utilizado.

O rendimento exergético da bomba calcula-se como

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{W_{\text{rev}}}{W_{\text{real}}}$$

com

$$W_{\text{real}} = W_{\text{rev}} + I_r \text{ ou } W_{\text{real}} = h_{4'} - h_3$$

$$W_{\text{rev}} = Ex_{4'} - Ex_3, \text{ com } Ex_3 = 0$$

$$W_{\text{rev}} = h_{4'} - h_0 - T_0 \cdot (s_{4'} - s_0)$$

substituindo

$$W_{\text{rev}} = 110,63 - 104,87 - 298 \cdot (0,3727 - 0,3674) = 4,19 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$W_{\text{real}} = 110,63 - 104,87 = 5,76 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{4,19}{5,76} = 0,7260 \text{ e a potência necessária no motor da bomba será}$$

$$\dot{W}_b = 5,76 \cdot 5,33 = 30,70 [\text{kW}]$$

faltando ainda acrescentar perdas nas partes mecânicas da bomba, motivo pelo qual o valor adotado de 0,7 como rendimento total da bomba na seção 3.1 parece ser bastante aceitável.

Ao se considerar um retorno total de condensado, com temperatura de 100 °C, pressão 0,1 MPa, entalpia 417,50 [kJ/kg] e entropia 1,3027 [kJ/kg.K] a eficiência exergética da bomba passa a ser 0,82 e a potência necessária 28,20 [kW], porém a grande vantagem de retornar o condensado é encontrada no consumo de combustível da caldeira.

Balanço exergético na caldeira.

Na turbina e na bomba foram consideradas irreversibilidades internas que no caso da caldeira seriam perdas de pressão de gases e água em dutos e tubulações, que serão desprezadas nesta análise, mas as irreversibilidades externas são importantes, e são devidas à troca de calor entre os gases quentes da combustão e a água e vapor, troca efetuada com um diferencial de temperatura relativamente alto segundo

Burghardt & Harbach (1993) e El-Wakil (1984) entre outros. Na Figura 3.7 é representada a troca térmica entre os gases de combustão e a água/vapor, num gerador de vapor.

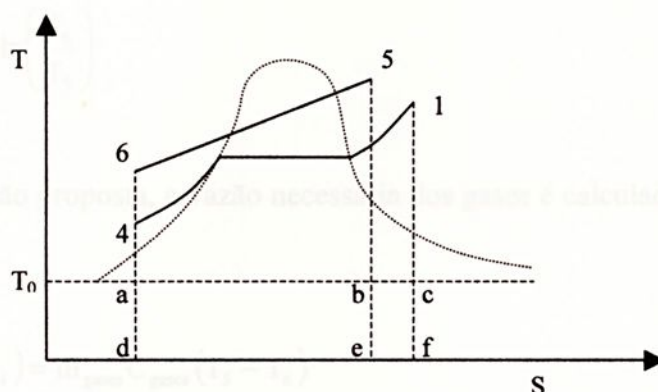


FIGURA 3.7 – Troca térmica entre gases e vapor. Diagrama T - S

O volume de controle considerado conduz apenas a perdas na carcaça, consideradas nulas nesta análise.

O calor cedido pelos gases quando variam sua temperatura de T_5 para T_6 é representado pela área 5-6-d-e-5, que deve ser igual à área 1-4-d-f-1, que representa o calor entregue à água. Esta igualdade é válida se não existem perdas térmicas entre a caldeira e o ambiente, caso que é suposto neste trabalho quando não indicado especificamente o contrário. Neste processo de troca o aumento de entropia é o segmento de reta $\overline{ef}$, porque as curvas de água e dos gases foram defasadas para maior compreensão, sendo que o cálculo correto é

$$\Delta \dot{S} = \dot{m}_{\text{gases}} (s_6 - s_5) + \dot{m}_{\text{água}} (s_1 - s_4)$$

e a representação no diagrama não apresenta necessariamente essa coincidência entre os pontos 6 e 4, até porque suas entropias são diferentes e os fluxos de massa também. Da Tabela 3.1 sabe-se que $T_1=300\text{ }^{\circ}\text{C}$, $s_1=6,3614\text{ [kJ/kg.K]}$, $h_1=2960,7\text{ [kJ/kg]}$, $\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = 5,33\text{ [kg/s]}$ e dos cálculos da sub-seção anterior $h_4=110,63\text{ [kJ/kg]}$ e $s_4=0,3727\text{ [kJ/kg.K]}$ quando não há retorno de condensado e $h_4=417,5\text{ [kJ/kg]}$, $s_4=1,3027\text{ [kJ/kg.K]}$ quando o há. Considerando os gases de combustão

como gás ideal, $C_p=1,148$ [kJ/kg.K], constante, o aumento de entropia dos gases pode ser calculado por

$$s_6 - s_5 = C_p \ln\left(\frac{T_6}{T_5}\right) \tag{3.6}$$

Para a situação proposta, a vazão necessária dos gases é calculada aplicando a igualdade:

$$\dot{m}_{\text{água}} (h_1 - h_4) = \dot{m}_{\text{gases}} C_{\text{gases}} (T_5 - T_6)$$

com os valores calculados para vários casos mostrados na Tabela 3.3.

TABELA 3.3 – Vazão de gases no gerador de vapor.

Temperatura dos gases (°C)			$\dot{m}_{\text{gases}} / \dot{m}_{\text{vapor}}$	
Caso	T_6 (°C)	T_5 (°C)	sem retorno	com retorno
1	1.100	300	3,1033	2,7692
2	1.100	200	2,7585	2,4615
3	900	200	3,5466	3,1648
4	700	200	4,9653	4,4307

Obs. Sem e com retorno refere-se ao retorno de condensado para a caldeira

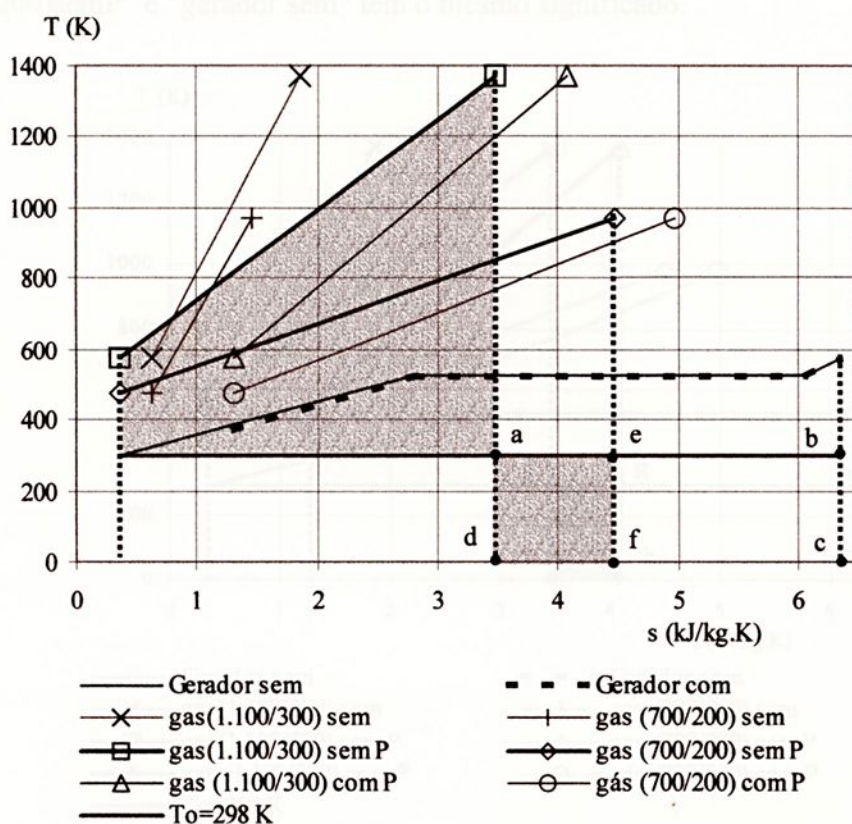
Com as equações (3.6) e (3.3) são calculadas as entropias e exergias dos gases, com os valores mostrados na Tabela 3.4, e o rendimento exergético com

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\Delta \text{Ex fluido aquecido}}{\Delta \text{Ex fluido resfriado}} \quad (\text{Van Wylen et al., 1997}) \tag{3.7}$$

TABELA 3.4 – Rendimento exergetico do gerador

Caso	Diminuição da exergia dos gases (kJ/kg de vapor)		Rendimento Exergetico		S gases (kJ/kg.K)	
	sem retorno	com retorno	sem retorno	com retorno	sem retorno	com retorno
1	1922,32	1715,35	0,55	0,60	1,85	0,85
2	1844,42	1645,83	0,58	0,63	1,85	0,63
3	1748,10	1559,89	0,61	0,66	1,67	0,63
4	1624,86	1449,91	0,66	0,71	1,46	0,63

Nas Figuras 3.8 e 3.9 são mostrados os efeitos da temperatura dos gases e retorno de condensado, respectivamente, conforme valores das Tabelas 3.3 e 3.4.

**FIGURA 3.8** – Efeito da temperatura dos gases

Na Figura 3.8 estão destacados com linha mais grossa os casos 1 e 2 indicados nas Tabelas 3.3 e 3.4, para a situação de não estar havendo retorno de condensado, representado pela linha cheia do gerador de vapor, denominada como “gerador sem” nessa figura. Como esclarecimento também válido para a Figura 3.9 deve ser considerado que as linhas cuja denominação é seguida pela letra P referem-se a entropias ponderadas, ou seja, correspondem às entropias por unidade de massa multiplicadas pela massa de gases em relação a um quilograma de vapor, valores indicados na Tabela 3.3. As linhas de entropia não ponderada são as que não estão seguidas por P. As áreas totais abaixo das linhas “gás (1.100/300)semP” e “gás (700/200)semP” são iguais e representam o calor transferido para o vapor. O calor recebido pelo vapor está representado pela área abaixo da linha denominada “gerador sem”, também igual às áreas anteriores, de acordo com o princípio da conservação da energia. A área sombreada abaixo da linha “gases(1.100/300)semP” representa a variação de exergia do gás, e áreas análogas abaixo das linhas “gases (700/200)semP” e “gerador sem” têm o mesmo significado.

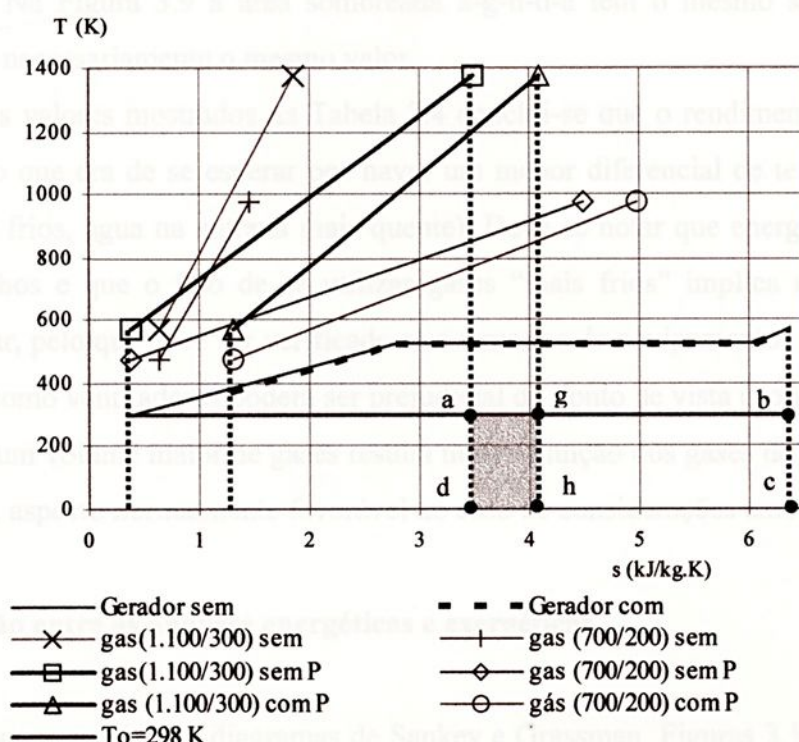


FIGURA 3.9 – Efeito do retorno de condensado

O rendimento exergetico para caldeiras e trocadores de calor, equação (3.7), pode ser representado na Figura 3.8, por exemplo, pela relação entre a área sombreadas abaixo da linha “gases(1.100/300)semP” e a área análoga abaixo de “gerador sem”, sendo o rendimento exergetico o recíproco desta relação.

Na Figura 3.9 o significado das curvas e áreas é o mesmo que o da Figura 3.8, estando considerado o Caso 1 sem e com retorno de condensado. Uma diferença importante é que neste caso está sendo considerado o gerador de vapor trabalhando em duas condições diferentes (sem e com retorno de condensado), para o gás numa única condição. Nas Figuras 3.8 e 3.9 a área a-b-c-d-a é a mesma, e representa a perda de disponibilidade ou exergia no processo de troca de calor entre os “gases(1.100/300)semP” e o “gerador sem”, equivalente a $\Delta S \cdot T_0$ com ΔS igual ao segmento d-c. Da mesma forma, na Figura 3.8 calcula-se a perda de disponibilidade quando utilizados “gases (700/200)semP”, sendo equivalente à área e-b-c-f-e, podendo ser notado facilmente que esta perda é menor que para “gases(1.100/300)semP”, sendo a diferença representada pela área sombreada da Figura 3.8. Na Figura 3.9 a área sombreada a-g-h-d-a tem o mesmo significado, embora não necessariamente o mesmo valor.

Dos valores mostrados na Tabela 3.4 conclui-se que o rendimento é maior no caso 4, o que era de se esperar por haver um menor diferencial de temperaturas (gases mais frios, água na entrada mais quente). Deve-se notar que energeticamente não há ganhos e que o fato de se utilizar gases “mais frios” implica num maior volume de ar, pelo que deve ser verificado se o tamanho de equipamentos e consumo de energia como ventiladores poderá ser prejudicial do ponto de vista econômico. Por outro lado, um volume maior de gases resulta numa diluição dos gases da combustão na chaminé, aspecto normalmente favorável no caso de considerações ambientais.

Comparação entre as análises energéticas e exergeticas.

Com o auxílio dos diagramas de Sankey e Grassman, Figuras 3.10 e 3.12, e o esquema do sistema de combustão da caldeira (Figura 3.11) é possível uma boa visualização dos valores obtidos nesta seção e na seção 3.1.

Será considerado o caso 2 da Tabela 3.3, sem aproveitamento de condensado, sendo necessário estimar a eficiência pela primeira Lei para essas temperaturas. Ao considerar apenas perdas pelos gases na chaminé, e que o de calor de combustão é determinado com baixa temperatura como referência, por volta de 25 °C, pode-se estimar a eficiência da caldeira através de:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{T_{\text{gases entrada}} - T_{\text{gases saída}}}{T_{\text{gases entrada}} - 25^{\circ}\text{C}} = \frac{1100 - 200}{1100 - 25} = 0,8372$$

bastante próximo do valor 0,85 assumido em 3.1, e recalculando E_{comb} obtém-se

$$E_{\text{comb}} = 18144,67 \text{ [kW]}$$

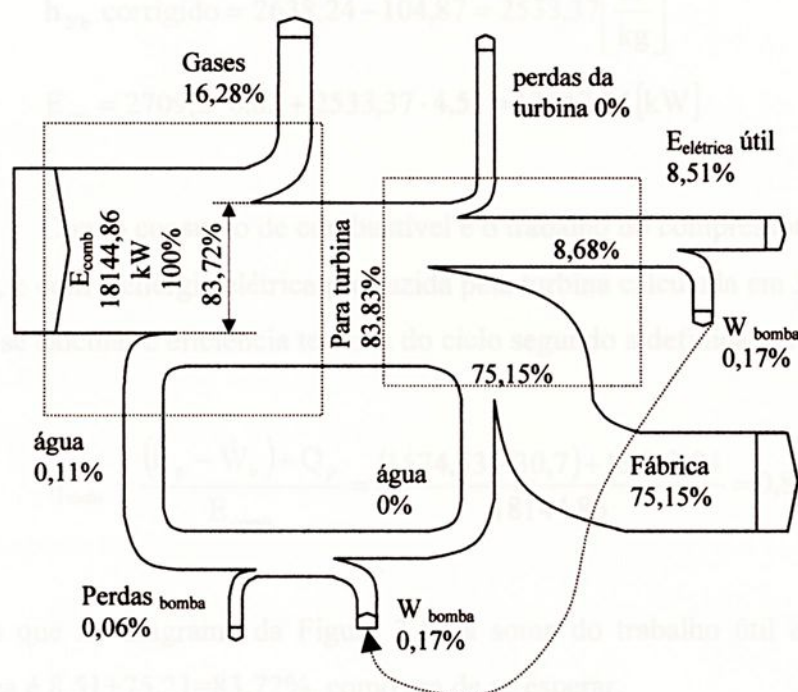


FIGURA 3.10—Diagrama de Sankey para o ciclo considerado

A eficiência da caldeira foi estimada considerando que o calor de combustão está referido a 25 °C, porém os valores das entalpias para água e vapor estão referidos a 0 °C, como por exemplo a entalpia de 110,63 [kJ/kg] na entrada da caldeira. O valor em relação a 25 °C é $110,63 - 104,87 = 5,76$ [kJ/kg], que em percentual da energia do

combustível consumido é

$$\frac{5,76 \cdot 5,33}{18.144,86} \cdot 100 = 0,169\%$$

e para a saída da caldeira a entalpia corrigida é $2960,7 - 104,87 = 2855,83$ [kJ/kg] sendo em percentual da energia do combustível igual a 83,89% que pode ser considerado equivalente ao valor de 83,83% mostrado na Figura 3.10.

A energia térmica E_{pv} fornecida para a fábrica também deve ser corrigida para as condições a 25°C , a partir dos valores da Tabela 3.1 e de acordo com a Figura 3.2

$$h_{2'a} \text{ corrigido} = 2814,07 - 104,87 = 2709,2 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

e

$$h_{2'b} \text{ corrigido} = 2638,24 - 104,87 = 2533,37 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$E_{pv} = 2709,2 \cdot 0,82 + 2533,37 \cdot 4,51 = 13647,04 [\text{kW}]$$

Com o consumo de combustível e o trabalho do compressor calculados nesta seção, e com a energia elétrica produzida pela turbina calculada em 3.1 (1574,53 kW) pode-se calcular a eficiência térmica do ciclo segundo a definição já vista em 3.1

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{(E_p - \dot{W}_b) + Q_p}{E_{\text{comb}}} = \frac{(1574,53 - 30,7) + 13647,04}{18144,86} = 0,8372$$

sendo que no diagrama da Figura 3.10 a soma do trabalho útil e do calor para a fábrica é $8,51 + 75,21 = 83,72\%$, como era de se esperar.

O esquema que representa o sistema de combustão e transferência de calor dos gases quentes para a água é mostrado na Figura 3.11 e os pontos indicados correspondem aos das Figuras 3.6 e 3.7; e para maior clareza são mostrados todos os cálculos correspondentes às propriedades destes, utilizando as equações (3.3) a (3.5).

Primeiro será efetuado o balanço térmico, considerando como referência a

temperatura de 25 °C e pressão atmosférica.

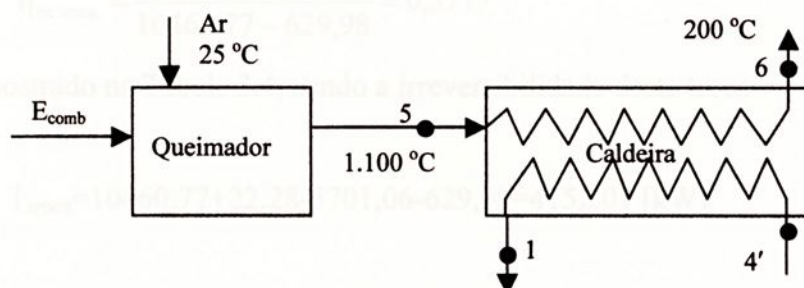


FIGURA 3.11 – Esquema queimador - caldeira

$$H_{4'} = 5,76 \cdot 5,33 = 30,7 \text{ [kW]}$$

$$H_1 = 2855,83 \cdot 5,33 = 15221,57 \text{ [kW]}$$

$$H_6 = 1,148 \cdot (473 - 298) \cdot 2,7585 \cdot 5,33 = 2953,79 \text{ [kW]}$$

Considerando que o ar está nas condições de referência se cumpre

$$E_{\text{comb}} + H_{4'} = H_1 + H_6$$

de onde

$$E_{\text{comb}} = 15221,57 + 2953,79 - 30,7 = 18144,66 \text{ [kW]}$$

o que está consistente com o cálculo da eficiência térmica da caldeira, segundo as temperaturas dos gases, como mostrado no início desta sub-seção

De acordo com as equações (3.4) e (3.6) calculam-se as exergias dos gases em relação à referência adotada:

$$Ex_5 = 2,7585 \cdot 5,33 \cdot 1,148 \cdot \left((1373 - 298) - 298 \cdot \ln \left(\frac{1373}{298} \right) \right) = 10460,77 \text{ [kW]}$$

$$Ex_6 = 2,7585 \cdot 5,33 \cdot 1,148 \cdot \left((473 - 298) - 298 \cdot \ln \left(\frac{473}{298} \right) \right) = 629,98 \text{ [kW]}$$

e as da água e vapor com

$$Ex_{4'} = 5,33 \cdot ((110,63 - 104,87) - 298 \cdot (0,3727 - 0,3674)) = 22,28 \text{ [kW]}$$

$$Ex_1 = 5,33 \cdot ((2960,7 - 104,87) - 298 \cdot (6,3614 - 0,3674)) = 5701,06 \text{ [kW]}$$

e com a equação 3.7 determina-se o rendimento exergético desta transferência de

calor:

$$\eta_{\text{ex troca}} = \frac{5701,06 - 22,28}{10460,77 - 629,98} = 0,5777$$

como mostrado na Tabela 3.4, sendo a irreversibilidade desta troca

$$I_{\text{troca}} = 10460,77 + 22,28 - 5701,06 - 629,98 = 4152,01 \text{ [kW]}$$

como aparece na Tabela 3.5, e que de acordo com a equação (3.5) também pode ser calculada como

$$I_{\text{troca}} = 5,33 \cdot 298 \cdot 2,614 = 4152,01 \text{ [kW]}$$

TABELA 3.5 – Irreversibilidades e entropia gerada pela troca de calor.

Caso	Entropia gerada na troca de calor (kJ/kg _{vapor} ·K)		Irreversibilidade total (kW)	
	sem retorno	com retorno	sem retorno	com retorno
1	2,8755	2,2775	4567	3617
2	2,6140	2,0442	4152	3247
3	2,2908	1,7558	3639	2789
4	1,8773	1,3867	2982	2203

Ao considerar o conjunto queimador-caldeira da Figura 3.11 como um sistema único, se faz necessário conhecer a exergia do combustível e do ar. Deste último, considerando-o em condições de referência, a exergia é considerada nula. Para o combustível existem formas de calcular esta exergia, sendo aceitável uma aproximação para o calor de combustão deste (Moran & Sciubba, 1994 e Horlock, 1992), o que pode ser verificado através de um estudo de caso no qual para um valor energético total de 75168 kW o valor exergético correspondente é de 73809 kW ou seja, 1,8% menor (Utgikar *et al.*, 1995). Pela Figura 3.11 o balanço exergético é

$$Ex_{\text{comb}} + Ex_{4'} + Ex_{\text{ar}} = Ex_1 + Ex_6 + I_{\text{r total}}$$

e substituindo valores

$$I_{\text{total}} = 18144,66 + 22,28 - 5701,06 - 629,97 = 11835,91 \text{ [kW]}$$

valor maior do que a irreversibilidade devida à troca térmica decorrente da inclusão da irreversibilidade da combustão, que pode ser estimada de forma simples por

$$I_{\text{comb}} = Ex_{\text{comb}} - Ex_5 = 18144,66 - 10460,77 = 7683,89 \text{ [kW]}, \text{ (Horlock, 1992) ou}$$

$$I_{\text{r comb}} = I_{\text{r total}} - I_{\text{r troca}} = 11835,91 - 4152 = 7683,91 \text{ [kW]},$$

valores ligeiramente diferentes por causa de arredondamentos.

Esta irreversibilidade é da ordem de 42% da exergia do combustível, valor bastante usual em processos de combustão para os quais o ar teórico está na ordem de 30%, podendo aumentar acima de 50% com ar em excesso (Moran & Shapiro, 1996).

No diagrama da Figura 3.12 os fluxos de energia são substituídos pelos fluxos de exergia, expressados em percentual da exergia do combustível. A exergia destruída pelas irreversibilidades não é mostrada como perda, da maneira como mostradas as perdas de energia do diagrama de Sankey, para salientar que não há conservação e sim destruição.

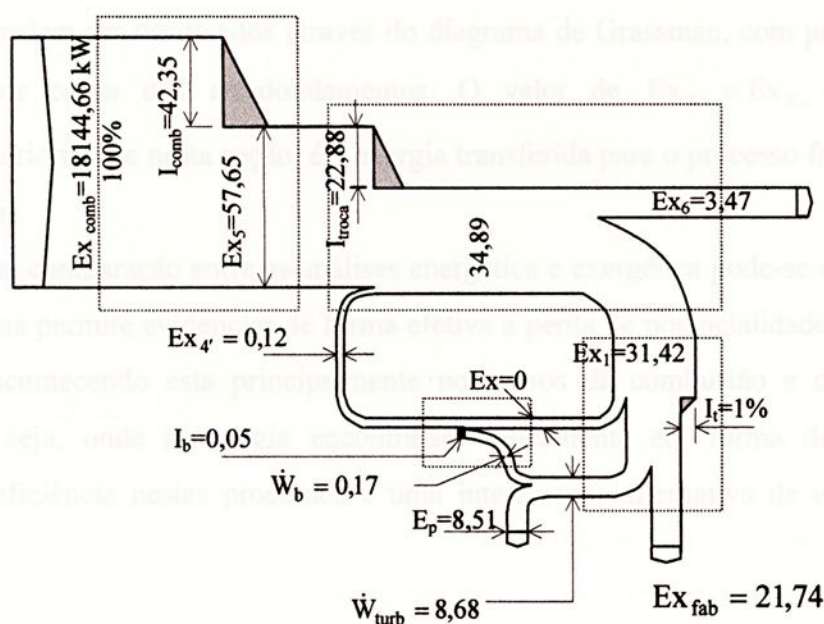


FIGURA 3.12 – Diagrama de Grassman para o ciclo considerado

Nos diagramas de Sankey e Grassman apresentados a água de reposição tem entalpia e exergia nulas, por estar nas condições de referência, motivo pelo qual foi

representada como em ciclo com retorno de condensado com os valores destas propriedades iguais a zero.

Os rendimentos exergeticos são:

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{Ex_5}{Ex_{\text{comb}}} = \frac{10460,77}{18144,66} \cdot 100 = 57,65\%$$

$$\eta_{\text{troca}} = \frac{Ex_1 - Ex_{4'}}{Ex_5 - Ex_6} \cdot 100 = \frac{5701 - 22,28}{10460,77 - 629,97} \cdot 100 = 57,76\%$$

$$\eta_{\text{caldeira}} = \frac{Ex_1 - Ex_{4'}}{Ex_{\text{comb}} - Ex_6} \cdot 100 = \frac{5701 - 22,28}{18144,66 - 629,28} \cdot 100 = 32,42\%$$

$$\eta_{\text{tv}} = \frac{\dot{W}_{\text{tv}}}{Ex_1 - Ex_{\text{fab}}} \cdot 100 = \frac{1574,53}{5701 - 3945,28} \cdot 100 = 89,68\%$$

$$\eta_{\text{cog}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b + Ex_{\text{fab}}}{Ex_{\text{comb}} - Ex_6} \cdot 100 = \frac{1574,53 - 30,7 + 3945,28}{18144,66 - 629,28} \cdot 100 = 31,39\%$$

valores que podem ser verificados através do diagrama de Grassman, com pequenas diferenças por causa dos arredondamentos. O valor de $Ex_{\text{fab}} = Ex_{2'a} + Ex_{2'b}$, calculado anteriormente nesta seção, é a exergia transferida para o processo fabril em forma de calor.

Desta comparação entre as análises energética e exergetica pode-se concluir que esta última permite evidenciar de forma efetiva a perda de potencialidade do uso energético, acontecendo esta principalmente nos casos da combustão e da troca térmica, ou seja, onde a energia encontra-se basicamente em forma de calor. Melhorar a eficiência nestes processos é uma interessante alternativa de estudo e pesquisa.

3.3 Aplicação da técnica do *pinch point*.

A técnica do *pinch point* está relacionada como o diferencial mínimo de temperatura que deve existir entre dois corpos ou fluídos para garantir uma troca térmica, de acordo com a segunda lei da Termodinâmica. A partir desse princípio básico, a aplicação da técnica pode ser feita em dois âmbitos diferentes:

- Equipamentos individuais e
- Conjunto de equipamentos dentro de um processo complexo.

A utilização tradicional, relacionada com equipamentos individuais tais como trocadores de calor e geradores de vapor é mencionada por diversos autores, como Bejan (1982), Cohen *et al.* (1987), El-Wakil (1984) e Kehlhofer (1991), cuja interpretação é auxiliada pelas Figuras 3.13 e 3.14 que seguem.

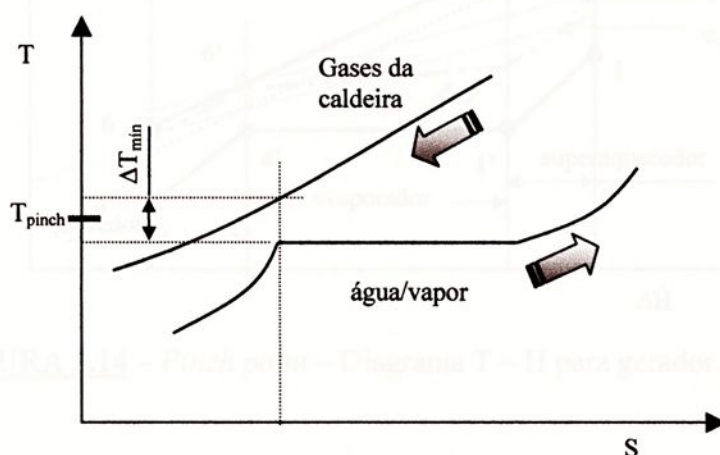


FIGURA 3.13 – *Pinch point* – Diagrama T - S

O diagrama T – S representa a troca térmica entre os gases de combustão e a água/vapor, percebendo-se na curva da água a parte de aquecimento, evaporação e superaquecimento. As áreas abaixo das respectivas curvas devem ser iguais, pela primeira lei da Termodinâmica. Por simplicidade, de acordo com as referências, pode ser aceito que os gases comportam-se como gás ideal com C_p constante. A troca de calor acontece pelo diferencial de temperatura entre os gases e a água, sendo mais intensa quanto maior o diferencial, porém num processo altamente irreversível. O $\Delta T_{\min}$ indicado na Figura 3.13 pode assumir valores entre 10 a 30 °C, ocorrendo para

uma temperatura do gás e outra para o vapor, sendo o valor intermediário entre as duas chamado de “temperatura de *pinch*” ou de *pinch point*. No dimensionamento de equipamentos de troca térmica este conceito é importante; um diferencial menor significa maior eficiência exergética, porém associado a equipamentos com maior área de troca; um diferencial maior permite menores áreas às custas de perdas de disponibilidades maiores, sendo necessário considerar aspectos econômicos no projeto ou seleção. O diagrama da Figura 3.14 permitirá entender mais facilmente a aplicação do conceito.

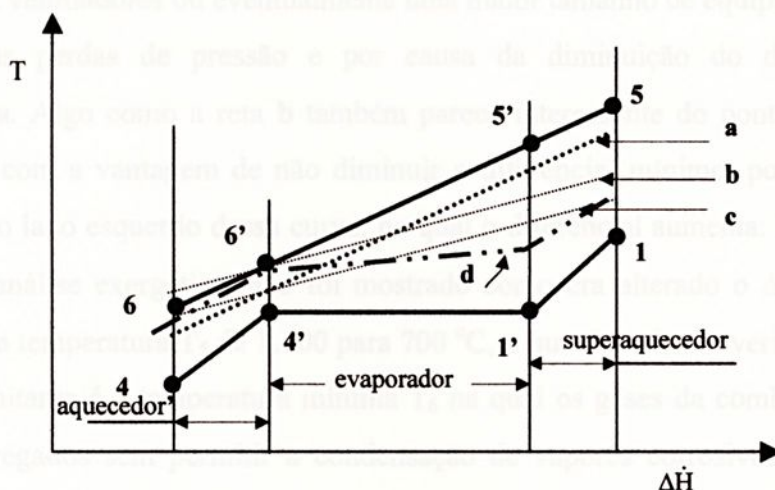


FIGURA 3.14 – *Pinch point* – Diagrama T – H para gerador.

Na abcissa da Figura 3.14 é representado o fluxo de calor cedido ou recebido pelos fluídos, sendo então iguais as projeções horizontais de ambos. Os fluxos de calor são

$$\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}} (T_5 - T_6) = \dot{m}_{\text{água}} (h_1 - h_4)$$

e também para cada posição dentro do gerador

$$\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}} (T_5 - T_{5'}) = \dot{m}_{\text{água}} (h_1 - h_{1'})$$

$$\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}} (T_{5'} - T_{6'}) = \dot{m}_{\text{água}} (h_{1'} - h_{4'}) \quad e$$

$$\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}} (T_{6'} - T_6) = \dot{m}_{\text{água}} (h_{4'} - h_4)$$

Ao considerar que os gases têm o C_p = constante, e que o fluxo de massa é o mesmo dentro de toda a caldeira, a inclinação da reta dos gases é:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{H}} = \frac{1}{\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}}}$$

o que significa que as retas **b** e **c** da Figura 3.14 representam fluxos para os quais o produto $\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}}$ é maior do que para os gases originais representados pela reta 5-6 da mesma figura, por exemplo, por causa de uma maior vazão de gases e/ou maior C_p que poderia variar devido a uma relação ar/combustível ou combustível diferente. A variação do produto indicado inevitavelmente leva a uma alteração de temperaturas, o que pode ser benéfico ou não. A reta **c** mostra-se interessante para melhorar o rendimento exergético, porém uma vazão maior significa maior consumo elétrico em ventiladores ou eventualmente uma maior tamanho de equipamentos, para diminuir as perdas de pressão e por causa da diminuição do diferencial de temperatura. Algo como a reta **b** também parece interessante do ponto de vista da eficiência, com a vantagem de não diminuir o diferencial mínimo, porém deve ser verificado o lado esquerdo dessa curva, no qual o diferencial aumenta. Na seção 3.2, relativa à análise exergética, não foi mostrado como era alterado o $\Delta T_{\text{mín}}$ quando diminuída a temperatura T_5 de 1.100 para 700 °C, o que deveria ser verificado. Outro aspecto limitante é a temperatura mínima T_6 na qual os gases da combustão podem ser descarregados sem permitir a condensação de vapores corrosivos, de enxofre, principalmente. Esta temperatura é comumente limitada a 200-180°C para óleos combustíveis, podendo ser menor para combustíveis com baixo teor de enxofre, entre outros, gás natural. Esta temperatura não deve ser confundida com o *pinch point* definido anteriormente, primeiro porque normalmente são temperaturas bem diferentes, e segundo, porque o fato de satisfazer uma temperatura mínima na saída do gerador não garante necessariamente o $\Delta T_{\text{mín}}$ que deveria estar na ordem dos 30 °C, num ponto de temperatura com certeza maior do que os 200 °C fixados para a temperatura de saída.

Ao acoplar uma turbina a gás ou um motor de combustão interna com uma caldeira de recuperação num sistema de co-geração, ou até com um simples aquecedor de água ou outro fluido, o aqui exposto sobre *pinch point* deve ser levado em consideração.

Seria interessante ter inclinações variáveis para as curvas dos gases de aquecimento, de maneira que pudessem “acompanhar” a curva do vapor, de preferência, numa forma que o $\Delta T_{\min}$ pudesse ser mantido em todo o processo de troca, como seria uma curva de gases quentes indicada por **d** na Figura 3.14. Em alguns casos em que o fluido quente condensa, uma situação mais próxima à desejada poderia ser alcançada, ou também se os calores específicos variassem de forma favorável. Estas condições são mais provavelmente conseguidas quando existem diversas alternativas de pares de fluidos para troca térmica, o que pode acontecer no caso de um conjunto de correntes quentes e frias num processo mais complexo do que num equipamento único, item que passa a ser exposto na continuação através da Figura 3.15, que representa um processo “complexo” no qual existem duas correntes (1 e 2) que precisam ser resfriadas, denominadas com correntes quentes, e duas chamadas de correntes frias (3 e 4) que devem ser aquecidas.

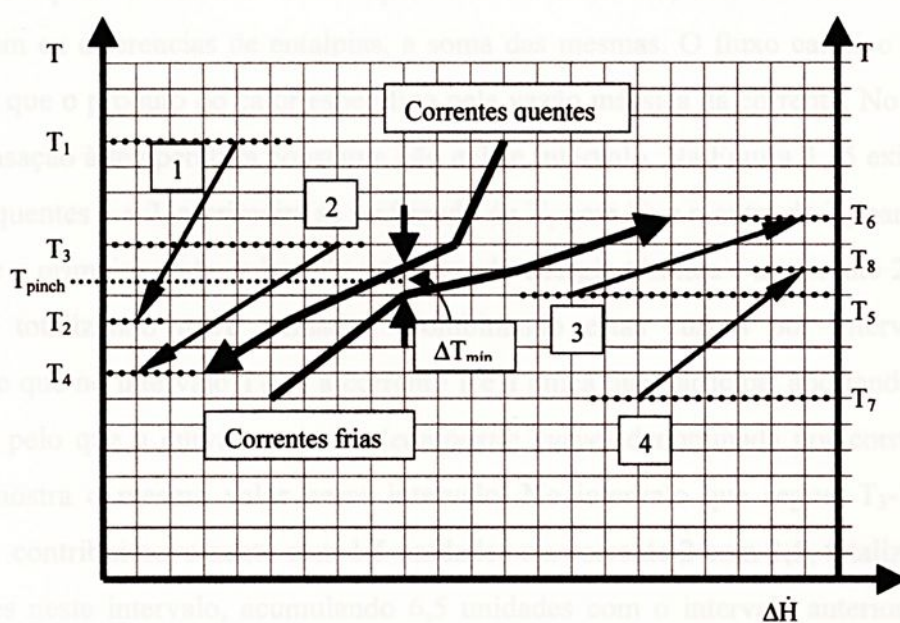


FIGURA 3.15 – Pinch point – Diagrama T – H para processo

Diversos trabalhos (Linnhoff & Ahmad, 1989, Linnhoff & Turner, 1981 e Tjoe & Linnhoff, 1986) demonstram a aplicação da metodologia do *pinch-point* em

processos complexos, nos quais há uma quantidade considerável de correntes de fluídos que devem ou podem ser resfriadas e outras que devem ser aquecidas. A técnica permite escolher de forma metódica entre quais correntes deve ser feita uma troca térmica visando não somente uma economia máxima de energia mas também uma solução mais econômica considerando de igual modo os investimentos necessários. O investimento ideal não corresponde necessariamente ao ponto de custo mínimo da energia (Linnhoff & Turner, 1981). A representação gráfica das temperaturas e energias envolvidas permite uma excelente visualização do sistema (Linnhoff & Ahmad, 1989).

Conhecidas as temperaturas das correntes, a vazão mássica e o calor específico para cada corrente, são determinados intervalos de temperatura para as correntes quentes, que, como já dito, são as que podem ceder calor. Os intervalos devem ser tais que contenham unicamente todas as correntes que trabalham nesse intervalo. Dessa maneira, para cada intervalo é possível calcular o total de calor que pode ser cedido, pela soma dos fluxos calóricos, $\dot{m} \cdot C_p$ no caso de C_p constante, multiplicada pelo diferencial de temperatura do intervalo, ou, no caso de se conhecerem os diferenciais de entalpias, a soma das mesmas. O fluxo calórico nada mais é do que o produto do calor específico pela vazão mássica da corrente. No caso de condensação à temperatura constante não existe intervalo. Na Figura 3.15 existem as linhas quentes 1 e 2, a primeira se resfriando de T_1 para T_2 e a outra de T_3 para T_4 , sendo que a primeira pode ceder três unidades de energia térmica e a corrente 2 seis unidades, totalizando nove unidades. Combinando estas curvas por intervalos, observa-se que no intervalo T_1-T_3 a corrente 1 é a única que participa, aportando 1,5 unidades, pelo que a curva composta (*composite curve*) denominada por correntes quentes mostra o mesmo valor nesse intervalo. No intervalo que segue, T_3-T_2 , a corrente 1 contribui novamente com 1,5 unidades e a corrente 2 com 3,5, totalizando 5 unidades neste intervalo, acumulando 6,5 unidades com o intervalo anterior. No último intervalo, T_2-T_4 , participa unicamente a corrente 2, acrescentando 2,5 unidades e totalizando 9 com os intervalos anteriores. O mesmo procedimento é seguido com as correntes frias 3 e 4, sendo possível traçar as curvas compostas de correntes frias e quentes. Com estas curvas definidas, é possível determinar o *pinch*

point de forma gráfica, como indicado na Figura 3.16, na qual as curvas compostas são deslocadas até encontrar o $\Delta T_{\min}$ permitido e pré-fixado, como já dito, entre 10 a 30 °C.

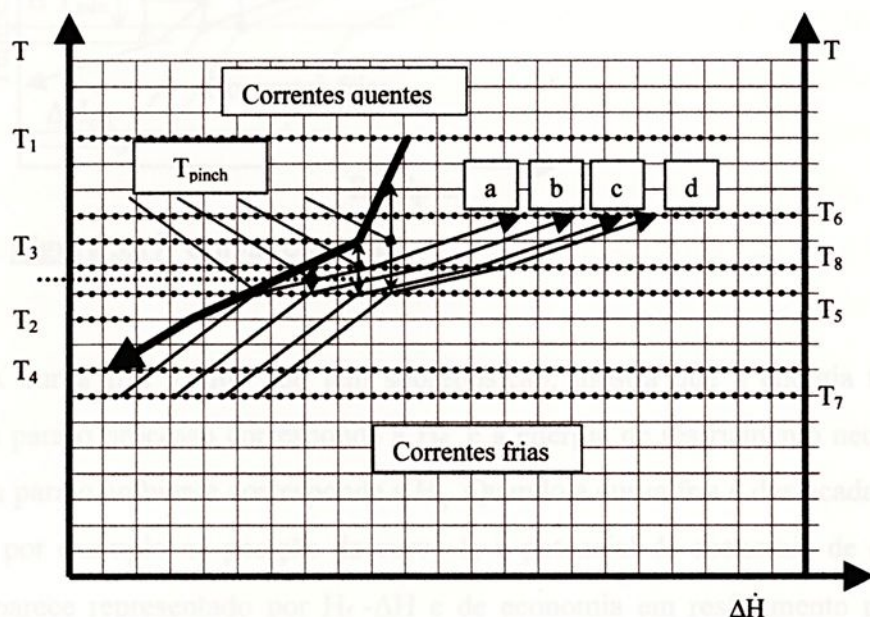


FIGURA 3.16 – Determinação do *pinch point*

Nas referências indicadas o procedimento analítico para determinar o *pinch* é explicado detalhadamente, sempre sendo necessário ter em mente a forma destas curvas (Tjoe & Linnhoff, 1986), por exemplo, na Figura 3.16 o $\Delta T_{\min}$ deslocando a curva das correntes frias a partir da curva **c** para a esquerda depende de uma determinada inclinação da curva quente, e para o lado direito, de outra. Na Figura 3.17 é mostrado um exemplo, que servirá para explicar outros aspectos do método.

Esta representação permite mostrar o seguinte:

- H_f é a energia térmica total necessária, considerando todas as correntes frias que precisam ser aquecidas.
- H_q é a energia térmica que deve ser removida das correntes quentes, ou que está sendo liberada para o ambiente. A sobreposição das curvas das correntes quentes e frias representa o potencial de aproveitamento energético entre correntes.

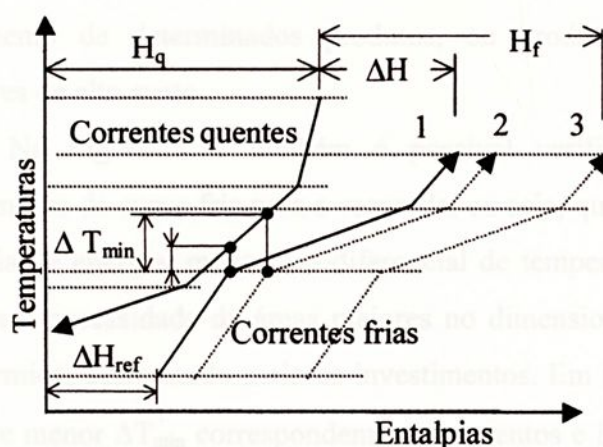


Figura 3.17- Curvas compostas

A curva fria 3, que não tem sobreposição, mostra que a energia térmica necessária para o processo corresponde a H_f e a energia de resfriamento necessária ou perdida para o ambiente corresponde a H_q . Quando a curva fria é deslocada para a esquerda, por exemplo na posição da curva 1, o potencial de economia de energia térmica aparece representado por $H_f - \Delta H$ e de economia em resfriamento por $H_q - \Delta H_{ref}$. Caso seja feito um aproveitamento entre as correntes, normalmente através de trocadores de calor, as energias de aquecimento e resfriamento necessárias para o processo serão ΔH e ΔH_{ref} , respectivamente.

As energias das correntes estão associadas com as temperaturas nas quais devem ser transferidas, mostrando uma diferença de temperaturas entre as correntes quentes e frias. Tjoe & Linnhoff (1986) indicam que o diferencial de temperatura ΔT_{min} entre as duas curvas depende do grau de sobreposição e da forma das mesmas. Este ΔT_{min} está relacionado com o valor da temperatura média mínima em trocadores de calor, e de forma mais geral, com a segunda lei da Termodinâmica. As possíveis trocas térmicas devem ser pensadas de maneira a acontecer segundo diferenças de temperaturas consideradas verticalmente, para resultar numa economia otimizada no processo considerado globalmente. Existe ainda a necessidade de se identificar nessas trocas “verticais” os fluxos individuais, uma vez que normalmente nos trocadores de calor que se façam necessários circulará um único fluido pelo lado interno dos tubos e outro pelo externo (Linnhoff & Ahmad, 1989, Linnhoff & Turner, 1981 e Linnhoff, 1989). Motivos de segurança poderão impedir o

acoplamento de determinados produtos, ou produtos corrosivos podem exigir trocadores de alto custo.

Na Figura 3.17 também é possível verificar que quanto maior é o deslocamento da curva fria para a esquerda, ou seja, quanto maior a sobreposição e a economia de energia, menor é o diferencial de temperatura entre as duas curvas, o que leva à necessidade de áreas maiores no dimensionamento de equipamentos de troca térmica, acarretando maiores investimentos. Em resumo, à maior economia de energia e menor $\Delta T_{\min}$ correspondem equipamentos e investimentos maiores, e vice-versa, existindo um $\Delta T_{\min}$ ótimo para cada situação, como pode ser observado na Figura 3.9 (Tjoe & Linnhoff, 1986). As figuras 3.17 e 3.18 são a base do princípio do *pinch-point* e mostram que o objetivo final da ferramenta não é definir uma solução para mínimo custo energético nem mínimo custo de equipamentos, e sim mínimo para custo total, envolvendo custos operacionais e de capital.

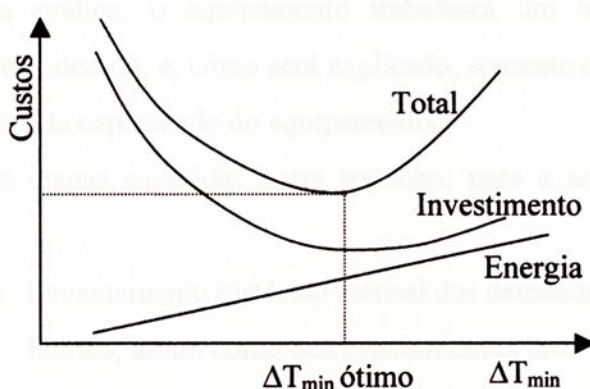


Figura 3.18.- Relação entre custo e $\Delta T_{\min}$

3.4 Análise de curvas de demanda

Nos estudos preliminares para a implantação de um sistema de co-geração é comum estabelecerem-se valores médios de demanda energética, seja elétrica ou térmica, a partir de estimativas ou coleta de dados reais, e com esses valores médios são escolhidos equipamentos e analisados os benefícios econômicos. Essa análise preliminar não considera, por exemplo, que se os equipamentos são especificados para capacidades equivalentes às médias, na situação real de operação haverá períodos de demanda maior ou menor do que a capacidade do equipamento. No primeiro caso deverá ser produzida energia de forma convencional, ou seja, se for térmica em caldeira convencional, se for energia elétrica adquirida da concessionária. No segundo caso, se não houver possibilidade de venda do excedente, o equipamento operará com eficiência menor do que a nominal, provavelmente a utilizada quando o estudo não considera as variações da demanda.

Na prática, o equipamento trabalhará um tempo ínfimo no ponto de operação considerado, e, como será explicado, somente quando a demanda da fábrica estiver acima da capacidade do equipamento.

As etapas sugeridas neste trabalho, para a análise das demandas são as seguintes:

- a) Levantamento histórico mensal das demandas elétrica e térmica totais da fábrica, assim como dos consumidores individuais.
- b) Verificação da existência de alguma relação entre as demandas elétricas e térmicas totais (proporcionalidade, por exemplo).
- c) Determinação dos principais consumidores aplicando a análise de Pareto.
- d) Comprovação da proporcionalidade entre estes consumidores e o total da fábrica.
- e) Verificação de uma relação entre demanda elétrica e térmica destes consumidores.
- f) Determinação de um modelo matemático da energia consumida acima e abaixo das demandas médias destes consumidores, conforme será explicado em 3.4.1.1

- g) Os cálculos anteriores permitirão modelar o consumo da fábrica através dos consumidores principais, assim como extrapolar para toda a fábrica um potencial de melhoria do uso da energia, aplicando técnicas de gerenciamento nestes consumidores.
- h) Não é escopo deste trabalho uma análise estatística rigorosa dos pontos anteriores.

3.4.1 Demanda elétrica

Como as leituras da energia elétrica são efetuadas com uma frequência muito maior do que as de vapor, a modelagem dos dois tipos de energia serão de precisão bastante diferentes. Na Figura 3.19 estão mostrados os valores de demanda elétrica correspondentes a um dia determinado de um caso genérico.

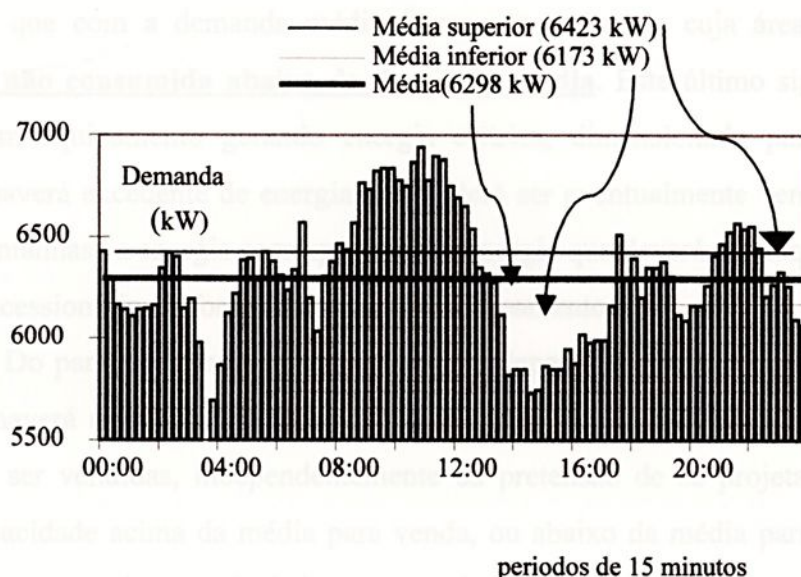


FIGURA 3.19 - Demanda elétrica em intervalos de 15 minutos

A área abaixo da linha de demanda média representa a energia consumida no período.

O propósito básico da modelagem é estabelecer uma relação entre as

variações de demanda e as quantidades de energia consumidas com demanda acima e abaixo da demanda média. Esta demanda pode ser calculada a partir dos valores de demanda do período ou dividindo-se o consumo total de energia do dia por 24 horas. Esta figura sugere que cada intervalo de 15 minutos corresponde a uma energia consumida que pode ser calculada multiplicando a demanda do intervalo pela amplitude do intervalo, 15 minutos ou melhor, 0,25 horas. Com esse critério não é difícil calcular a área acima da média, que corresponde à energia consumida acima desta média, a qual dividida pelo total de horas do período fornece um valor tal que acrescentado à média define o que será chamado de média superior. O retângulo formado por estas duas médias representa o total de energia consumida acima da média. Esta aproximação é bastante precisa quando o intervalo entre leituras é pequeno. As partes de consumo acima da média podem ser associadas com a idéia de montanhas. Quando o consumo acontece com demandas abaixo da média, a área “vazia” entre a linha de demanda e a demanda média pode ser associada com a idéia de vales. Da mesma forma que para as “montanhas” é calculada uma demanda média inferior, que com a demanda média forma um retângulo cuja área representa a **energia não consumida abaixo da demanda média**. Este último significa que se existe um equipamento gerando energia elétrica, dimensionado para a demanda média, haverá excedente de energia que poderá ser eventualmente vendida. No caso das “montanhas” a energia correspondente é energia que deverá ser adquirida, seja de uma concessionária ou fornecida por outro equipamento.

Do parágrafo anterior conclui-se que dependendo do perfil de consumo da fábrica haverá naturalmente quantidades de energia que deverão ser compradas ou poderão ser vendidas, independentemente da pretensão de se projetar um gerador com capacidade acima da média para venda, ou abaixo da média para compra. Em princípio, os projetos calculados com valores médios devem considerar se há necessidade ou não de corrigir a avaliação técnica e/ou econômica pelos efeitos das variações de demanda.

Neste trabalho é utilizado como parâmetro o percentual da área superior ou inferior em relação à área abaixo da linha de demanda média, o que é equivalente ao percentual de déficit ou excedente de energia em relação à energia efetivamente consumida pela indústria. Este percentual também é um indicativo da variabilidade



da demanda.

3.4.1.1 Determinação da energia consumida acima e abaixo da demanda média.

Com dados reais é possível calcular valores, seja para energia elétrica ou térmica; para calcular a área acima da média é utilizada a fórmula:

$$E_a = \sum_i (D_i - \bar{D}) \times \Delta \quad (3.8)$$

em que $\bar{D}$ = demanda média, D_i = demanda instantânea acima da média no intervalo de discretização de tempo i e Δ é o período utilizado para calcular a demanda instantânea - no caso da energia elétrica Δ = intervalo de tempo entre leituras. O cálculo para a energia não consumida abaixo da média, ou seja, eventual excedente para venda, é calculado com a fórmula que segue:

$$E_b = \sum_j (\bar{D} - D_j) \times \Delta \quad (3.9)$$

com D_j = demanda instantânea abaixo da média. Observar que $i + j$ = total de intervalos do período.

3.4.1.2 Determinação das demandas superior e inferior.

O objetivo de calcular essas demandas é permitir estimar o ponto mais provável de operação do equipamento de co-geração. Pode-se considerar que a área acima da média - entre $\bar{D}$ e D_s - é um retângulo como mostrado na Figura 3.20.

Se T for o período de consumo, a energia consumida é

$$E = \bar{D} \times T. \quad (3.10)$$

A energia consumida acima da demanda é

$$E_a = (D_s - \bar{D}) \times T \quad (3.11)$$

e a energia não consumida abaixo da média é

$$E_b = (\bar{D} - D_b) \times T \quad (3.12)$$

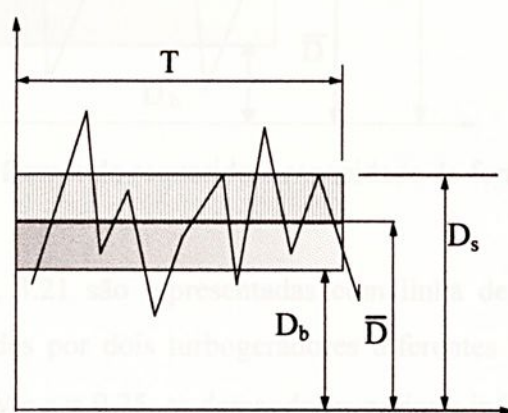


FIGURA 3.20 – Demanda superior e inferior

Com dados reais podem ser encontradas relações entre E , E_a e E_b e também entre $E_a/E = E_b/E$. Este quociente será designado por ϵ , e será o parâmetro usado para avaliar o efeito da variação de demanda, considerando que para o caso em estudo será possível encontrar este parâmetro. Com as fórmulas anteriores pode-se encontrar que

$$D_s = \bar{D}(1 + \epsilon) \quad (3.13)$$

e

$$D_b = \bar{D}(1 - \epsilon) \quad (3.14)$$

O valor de ϵ e das demanda média, superior e inferior permitem reproduzir situações para diferentes equipamentos selecionados, ou o efeito de reduzir as variações da demanda. Uma vez calculado ϵ e as demandas para um caso específico, acrescenta-se à Figura 3.20 a linha que representa a capacidade do equipamento, por

exemplo, uma turbina geradora de eletricidade, verificando-se as quantidades de energia que deverão ser compradas ou vendidas. Na Figura 3.21 é explicado este conceito.

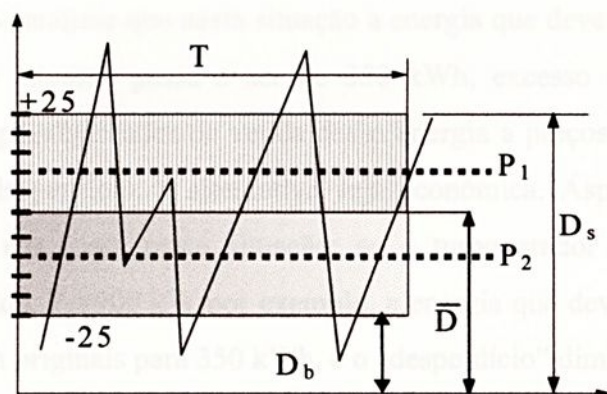


FIGURA 3.21 – Demanda requerida e capacidade de fornecimento

Na Figura 3.21 são representadas com linha de pontos as potências que podem ser fornecidas por dois turbogeradores diferentes P_1 e P_2 . Caso a demanda média seja 1000 kW e $\varepsilon = 0,25$, as demandas superior e inferior serão 1250 e 750 kW respectivamente. Para simplificar o exemplo a energia requerida pelo processo no período T , $\bar{D} \times T$, será calculada para $T = 1$ hora, então esta energia será de 1000 kWh. Da mesma forma a energia consumida acima da demanda média será $(D_s - \bar{D})T = 250$ kWh e a não consumida abaixo da média será $(\bar{D} - D_b)T = 250$ kWh. No caso de se escolher um turbogerador com capacidade igual à demanda média, verifica-se que 250 kWh deverão ser comprados da concessionária, e que serão produzidos 250 kWh em momentos em que a demanda da fábrica é menor que os 1000 kW, o que significa consumo de combustível desnecessário para o turbogerador. Ainda que o equipamento possa modular a potência de saída, diminuindo o consumo de combustível, deve ser considerado que, em geral, a operação com meia carga significa uma diminuição do rendimento do equipamento, pelo que ao menos alguma parte dos 250 kWh reflete-se em consumo desnecessário deste combustível. Quando são feitos estudos preliminares de co-geração esses aspectos não são vistos em detalhe, mas, para um projeto final devem ser considerados para se evitar uma distorção da economia que pode ser conseguida, seja

recomendando a implantação quando não houver retorno ou rejeitando-a quando então houver.

Voltando à Figura 3.21, caso escolhido um equipamento com capacidade 10% acima da demanda média, ou seja capacidade de $P_1=1100$ kW, a Figura 3.21 permite visualizar que nesta situação a energia que deve ser comprada é de 150 kWh, porém o excesso passa a ser de 350 kWh, excesso que pode ser benéfico caso existam possibilidades de venda dessa energia a preços convenientes, ou que, ainda com o desperdício, a alternativa seja econômica. Aspectos ambientais devem ser levados em conta nesta situação; se o turbogerador escolhido fosse de menor capacidade, $P_2=900$ kW por exemplo, a energia que deve ser comprada aumenta dos 250 kWh originais para 350 kWh, e o "desperdício" diminui para 150 kWh.

Com o modelo proposto pode ser definida a instalação de co-geração mais apropriada para determinada fábrica, segundo seu perfil de demanda; as demandas elétrica e térmica devem ser tratadas em conjunto, visto que a produção de uma forma de energia influi na outra, num sistema de co-geração.

No raciocínio até aqui apresentado volta-se a incorrer no erro de simplificar demais o problema, porque assim como no caso global considera-se uma demanda média para selecionar equipamentos, quando estabelecidas as demandas superior e inferior para fazer o cálculo mais preciso, foi assumido que a proporção de energia consumida acima da demanda média varia de forma linear com o aumento da demanda, motivo pelo qual a área que representa essa energia é um retângulo. É lícito afirmar que uma maior proporção de energia deve ser consumida pouco acima da demanda média, diminuindo de alguma forma conforme mais afastada para cima estiver da demanda média. Por exemplo, esta energia consumida acima da demanda média poderia ser representada por um triângulo isósceles com base T e altura de 500 kW (Figura 3.22). Como a área triangular deve ser a mesma que a retangular, porque representam a mesma energia, o valor de 500 kW para a altura do triângulo é facilmente determinado. Com este modelo, ao utilizar um turbogerador de 1100 kW, a energia que deverá ser adquirida da concessionária é equivalente a área triangular acima da linha de potência de 1100 kW, neste exemplo, 200 kW.

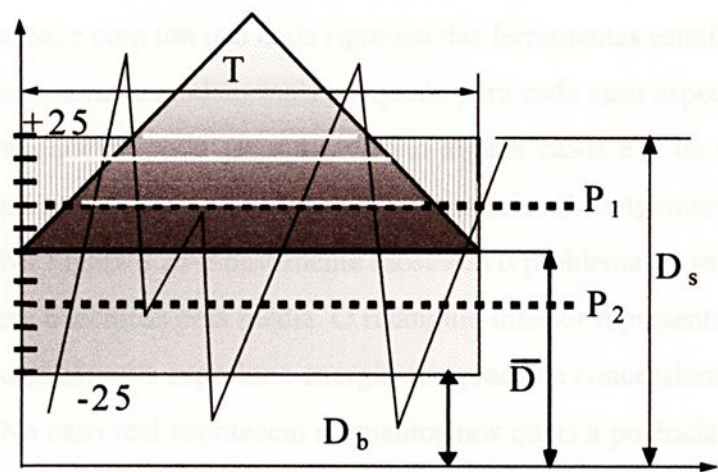


FIGURA 3.22 – Modelo triangular da demanda superior

Na Tabela 3.6 estão comparadas as energias necessárias de comprar no caso do modelo “retangular” e o “triangular”.

TABELA 3.6 – Comparação de modelos de demanda

Potência do turbogerador (kW)	Energia adquirida de concessionária (kWh)	
	Modelo “triangular”	Modelo “retangular”
1.100	200	150
1.200	150	50
1.250	125	0
1.500	0	0

Da Tabela 3.6 depreendem-se duas conclusões: o modelo retangular perde precisão por usar um valor médio, sendo que existem valores de demanda acima da média superior; devem ser procurados modelos mais aproximados à realidade, porque como pode-se observar neste caso, ao se escolher o modelo retangular se estaria aceitando inadvertidamente que a compra de energia é menor do que iria ser realmente, o que distorcerá o cálculo do retorno econômico.

As afirmações anteriores não querem dizer de forma alguma que o modelo “triangular” deva ser aplicado em todos os casos. Com os valores reais levantados numa fábrica, e com um uso mais rigoroso das ferramentas estatísticas, com certeza é possível encontrar o modelo mais adequado para cada caso específico. Outro modelo que provavelmente pode ser aplicado em alguns casos é o da distribuição normal, com a vantagem de ser possível detectar assimetrias (Montgomery, 1991).

Na Figura 3.23 é novamente mostrado o problema de se fazerem estimativas econômicas e técnicas pela média. O retângulo inferior representa a energia fornecida pelo turbogerador e o superior a energia comprada da concessionária.

No caso real acontecem momentos nos quais a potência total da turbina não é totalmente aproveitada, por causa de demandas baixas. Essas situações são representadas pelos triângulos brancos da Figura 3.23, que não são nada mais do que a energia não aproveitada em baixas demandas, que pode ser vendida, dissipada ou, num caso mais complicado, estocada. Como esta energia foi produzida mas não utilizada, um valor adicional equivalente deve ser adquirido da concessionária, representado pelos triângulos escuros. Este fato é aqui novamente salientado e esclarecido porque do ponto de vista técnico e objetivo devem eliminar-se todas as dúvidas sobre o projeto para não investir erradamente, uma das responsabilidades da prática da engenharia.

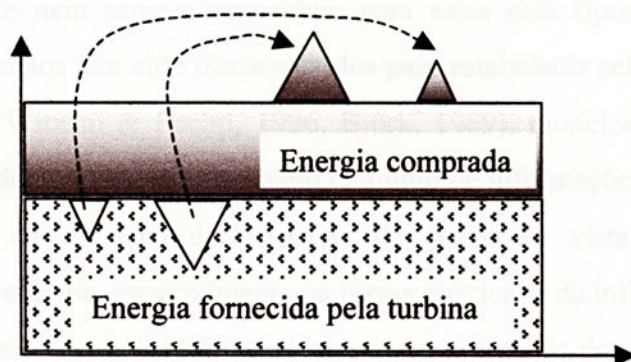


FIGURA 3.23 – Déficit devido à variação de demanda

Uma maneira objetiva de estimar um modelo para as quantidades de energia acima e abaixo da média é calcular estas áreas para potências diferentes da demanda média, com o que pode-se ajustar uma curva na qual a variável independente X é a razão entre a potência escolhida e a demanda média e a variável dependente Y é a razão entre a energia consumida acima (ou abaixo) da demanda média e a energia total consumida. Esta será a metodologia usada neste trabalho, considerando que existem suficientes informações. Na seção 4.2 este método é aplicado e explicado detalhadamente.

3.4.2 Demanda térmica

Para o estudo da demanda térmica é válida a sistemática da demanda elétrica, com a limitação de que normalmente as medições de vazão de vapor não são tão precisas nem freqüentes como as de energia elétrica.

3.4.3 Relação entre demanda elétrica e térmica

Num sistema de co-geração é necessário estabelecer da melhor forma possível uma relação entre o consumo simultâneo de energia térmica e elétrica, para definir capacidades de caldeiras e turbinas, visando cobrir períodos de alto e baixo consumo, que nem sempre coincidem para estes dois tipos de energia. Modelos computadorizados têm sido desenvolvidos para estabelecer relações a partir da coleta dados reais (Witzani & Pechtl, 1996, Björk, 1989), modelos que não dispensam a necessidade de um correto e completo conjunto de informações. Morse (1942) encara o problema da variação de demanda do ponto de vista das dificuldades em “armazenar” energia, especialmente na forma elétrica, e da influência no desempenho de equipamentos. Lyle (1968) considera também o efeito da variação de demanda na defasagem entre a necessidade no processo e o retardamento da resposta da caldeira.

Quando não utilizado um sistema de co-geração cada tipo de energia é estudado em separado, o que torna a questão mais simples.

Como comentado nas seções 3.4.1 e 3.4.2 e confirmado nas seções 4.1 e 4.2, o grau de precisão na avaliação da demanda elétrica é ótimo porém o da demanda

térmica é deficiente, sendo então de esperar uma pior precisão ainda, no caso das demandas em conjunto. Este fato passa a ser uma das limitações indicadas em 6.1.

3.5 Análise econômica

Neste item serão estabelecidos alguns critérios para analisar os benefícios econômicos que possam surgir com a instalação de uma planta de co-geração, na fábrica estudo de caso. Primeiramente são definidas as tarifas energéticas e custos de equipamentos que serão utilizadas, e depois os critérios econômicos para verificar a vantagem econômica de forma objetiva. Dentro destes critérios são considerados aspectos tais como taxas de juros, fluxo de caixa, depreciação, taxa de retorno, etc. Neste capítulo serão indicadas também as condições de fornecimento e compra de energia quando houver déficit ou excedente, seja através de informações precisas recebidas das autoridades governamentais ou através da criação de possíveis cenários.

3.5.1 Geral

Nesta seção são indicados os critérios adotados para se estabelecer uma composição de custos considerando-se as diferentes componentes, sendo considerados custos de capital, mão de obra, energia elétrica e combustíveis.

Custos de capital

Vários autores indicam procedimentos completos e detalhados para esta abordagem. A alternativa mais simples de avaliação é a que Hu (1986) chama de “*quick-and-dirty method*”, na qual o tempo de retorno em anos do investimento é calculado dividindo o investimento total pela economia ou benefício anual do mesmo. Este método é rápido e nas avaliações preliminares pode ser utilizado para escolher algumas instalações propostas, porém na decisão final alternativas mais complexas devem ser utilizadas, considerando períodos de amortização, valor

residual de equipamentos, juros, impostos, vida útil, tempo de implantação e riscos financeiros (Hirschfeld, 1992). O emprego destas técnicas mais sofisticadas deve ser realizado por especialistas, e na fase preliminar, procedimentos intermediários em complexidade são suficientes (Witte *et al.*, 1988).

A estrutura de custos proposta por Horlock (1987) é bastante objetiva, é explicada a seguir segundo nomenclatura indicada e será utilizada nesta análise. De forma genérica, o custo anual para eletricidade ou vapor pode ser expresso como

$$S = f \cdot K + \frac{C_{\text{comb}}}{\text{ano}} + \frac{CM}{\text{ano}} \quad (3.15)$$

No caso de se tratar de uma unidade básica ou convencional, o termo C_{comb} é o valor pago à concessionária pela energia elétrica ou os custos anuais do combustível quando se trata de geração de energia térmica (vapor).

As avaliações entre alternativas para instalações existentes são feitas comparando o custo operacional anual de cada alternativa com o custo da instalação existente. Quando uma alternativa mostra um custo anual menor do que a existente deve ser feito um estudo mais detalhado, levando em consideração o custo dos investimentos. Eventualmente pode ser considerada a venda de equipamentos existentes.

No caso de novos projetos deve ser feita a comparação entre várias alternativas considerando os custos operacionais e de capital.

No custo operacional deve estar incluso o custo de combustível, custo de operadores e custo de manutenção (mão de obra e peças sobressalentes). Não existe motivo para supor que os custos de mão de obra possam ser diferentes entre as alternativas, quando a empresa tem uma quantidade fixa de funcionários, não sendo objeto deste trabalho estabelecer critérios de rateio de custos, exceto no caso de haver venda de excedente, situação detalhada no Anexo B. O custo das peças sobressalentes deve ser diferente em cada caso, e **quando conhecidos**, considerados para cada alternativa.

Segundo o exposto o critério básico de comparação é a economia anual que uma alternativa pode representar em relação a uma instalação existente ou a outra alternativa, a qual sendo positiva indica que pode se tratar de uma alternativa de interesse.

$$\text{economia anual} = (\text{COO}) - (\text{COC}) \quad (3.16)$$

ou, comparando duas alternativas para um projeto novo

$$\text{economia anual} = (\text{COO}_1 + \text{CK}_1) - (\text{COO}_2 + \text{CK}_2) \quad (3.17)$$

em que CK é o custo de capital anual.

Nesta seção será discutido o caso no qual é estudada a alternativa de substituir um sistema existente por um sistema de co-geração.

Considerando apenas os custos operacionais e que os custos de manutenção são os mesmos para cada caso (3.5.3), os custos anuais para uma instalação existente são

$$S_e = E_r \cdot P_{el} \cdot 8760 \frac{\text{US\$}}{a} \quad (3.18)$$

$$S_v = E_r \cdot \left(\frac{C_{\text{óleo}}}{\eta_{cc}} \right) \cdot 8760 \frac{\text{US\$}}{a} \quad (3.19)$$

$$S_{cv} = S_e + S_v = 8760 \cdot \left(E_r P_{el} + E_v \frac{C_{\text{óleo}}}{\eta_{cc}} \right) \frac{\text{US\$}}{a} \quad (3.20)$$

Quando um sistema de co-geração opera H horas por ano, o custo operacional da alternativa, composto pelos custos da energia que ainda deve ser adquirida ou produzida da forma original mais os custos de produção da energia fornecida pela instalação de co-geração, é calculado pela seguinte fórmula:

$$\text{COC} = P_{el} \cdot (8760 \cdot E_r - H \cdot E_p) + \frac{C_{\text{óleo}}}{\eta_{cc}} (8760 \cdot E_v - H \cdot E_{pv}) + E_{\text{comb}} \cdot H \cdot C_{\text{comb}} \left[\frac{\text{US\$}}{a} \right] \quad (3.21)$$

Os dois primeiros termos do lado direito da equação mostram uma diminuição em relação à situação original, devida às H horas de trabalho do sistema de co-geração. Como os custos de manutenção foram considerados iguais, na comparação se cancelam um com outro. O terceiro termo depende de cada sistema de co-geração proposto e das potências elétrica e térmica escolhidas para o sistema, por exemplo, no caso de turbina a gás seguida de caldeira de recuperação

$$E_{\text{comb}} = \frac{E_p}{\eta_{tg}} \quad [\text{kW}]$$

sendo o valor E_{pv} uma consequência da vazão e das temperaturas de entrada e saída dos gases de escape da turbina na caldeira de recuperação.

Neste exemplo, uma eventual queima adicional de combustível pode ou não ser computada porque finalmente a economia será calculada por diferença de custos, e dependendo dos custos e eficiência de queima do combustível alternativo pode ser equivalente economicamente com o custo dessa parcela de energia produzida de forma convencional ou original. Na falta de informações sobre a queima adicional uma aproximação razoável é supor que a energia por queima adicional é transferida com eficiência próxima à unidade (capítulo 2).

As fórmulas de economia até agora expostas consideram que toda a energia produzida pelos equipamentos de co-geração é aproveitada pela fábrica. Na seção 3.4 foi indicado que as variações de demanda próprias da fábrica originam um desperdício de energia, seja por produção quando não necessário ou por diminuição da eficiência ao trabalhar fora do ponto de operação. Isto significa que realmente a economia obtida é menor do que a calculada pelas fórmulas anteriores, as quais deveriam ser alteradas como segue:

$$\begin{aligned} \text{COC} = & P_{el} \cdot (8760 \cdot E_r - \varepsilon_p \cdot H \cdot E_p) + \frac{C_{\text{óleo}}}{\eta_{cc}} (8760 \cdot E_v - \varepsilon_{pv} \cdot H \cdot E_{pv}) + \\ & E_{\text{comb}} \cdot H \cdot C_{\text{comb}} \left[\frac{\text{US\$}}{a} \right] \end{aligned} \tag{3.22}$$

em que ε_p e ε_{pv} são fatores menores que a unidade e corrigem a distorção produzida pela variação de demanda. Estes fatores são calculados como indicado em 3.4.1 e dependem da relação entre as demandas e as potências fornecidas pelos equipamentos de co-geração. Na seção 4.2 é feito o cálculo para o caso específico em estudo e nas seções 5.1 e 5.3 são utilizados nas avaliações econômicas. Quando necessário incluir os custos de capital, o método do prazo de retorno é o mais utilizado (Hirschfeld, 1992), no qual o fator f utilizado é o chamado fator de anuidade, que depende da taxa de juros anuais e do número de anos (períodos de capitalização):

$$f = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1}$$

com $n > 0$, porque o período de capitalização somente tem sentido se for pelo menos um dia. Na Figura 3.24 é mostrado o fator f para várias taxas de juros.

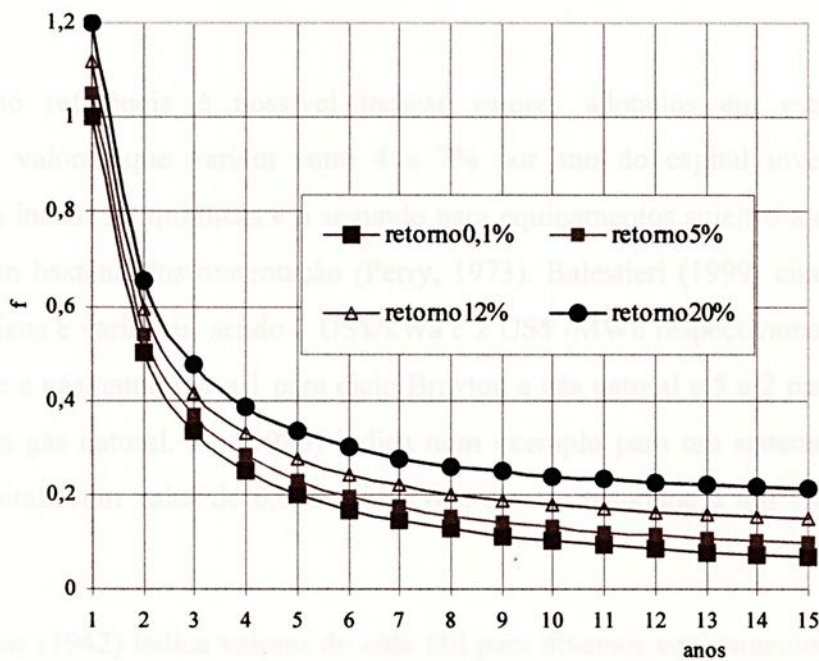


FIGURA 3.24 – Fator de anuidade

Pode ser notada a influência desta taxa assim como o número de períodos de capitalização. Neste trabalho os períodos de capitalização considerados são de um ano. O fator f é decrescente, o que significa que o custo do investimento “pesa” menos com os anos, possibilitando o retorno do investimento. Analisando a equação (3.15) percebe-se que com o transcorrer do tempo a parcela correspondente ao capital diminui em relação aos custos de operação, que são considerados constantes, por não serem investimentos sujeitos a juros, embora no caso de compra antecipada, às vezes realizada, este aspecto deve ser considerado. Nas aplicações específicas do capítulo 5 serão feitos estudos aplicando este método.

3.5.3 Tarifas elétricas

3.5.3 Custos de manutenção

Devido ao fato de que os custos de mão de obra de manutenção dos equipamentos envolvidos, numa fábrica de médio a grande porte, provavelmente independem de a turbina ser a vapor ou gás, ou a caldeira ser convencional ou de recuperação, e por não terem sido encontradas informações sobre consumo de sobressalentes para cada equipamento, os custos de manutenção serão considerados iguais.

Como referência é possível indicar valores adotados em estimativas preliminares, valores que variam entre 4 a 7% por ano do capital investido, o primeiro para indústrias químicas e o segundo para equipamentos sujeitos a corrosão elevada e com bastante instrumentação (Perry, 1973). Balestieri (1999) cita valores para custos fixos e variáveis, sendo 2 US\$/kW_a e 2 US\$/MWh respectivamente para ciclo Rankine a gás natural: 1 e 1 para ciclo Brayton a gás natural e 5 e 2 para ciclos combinados a gás natural. Hu (1986) indica num exemplo para um sistema de co-geração hospitalar um valor de 0,008 US\$/kWh, que corresponde a um valor de 8 US\$/MWh.

Morse (1942) indica valores de vida útil para diversos equipamentos, sendo os mais importantes para fins de co-geração: caldeiras, 20 anos; condensadores, 20;

turbinas a vapor, 20; bombas e chaminés, 15 a 20 anos, valores que necessariamente devem ser maiores que o prazo de retorno visto na seção anterior, para justificar a instalação de uma unidade de co-geração.

As informações coletadas não permitem garantir custos operacionais e de manutenção confiáveis, e muito menos diferenças destes custos entre tipo de equipamentos, motivo pelo qual estes custos serão considerados iguais, não entrando nas comparações, confirmando o mencionado no primeiro parágrafo desta seção.

3.5.3 Tarifas elétricas

No caso em estudo, para o subgrupo A2 (fornecimento entre 88kV a 138 kV) são mostrados na Tabela 3.7 os valores históricos (ANEEL) em reais e em dólares, para poder trabalhar com a moeda norte-americana (US\$).

TABELA 3.7 – Tarifa azul. Subgrupo A2

Descrição	Data	13/1/96		8/4/97		7/8/99	
	R\$/US\$	0,98		1,06		1,85	
	Código	R\$ /kWh	US\$ /kWh	R\$ /kWh	US\$ /kWh	R\$ /kWh	US\$ /kWh
Tarifa Ponta Seca (\$/kWh)	TPS	0,0412	0,0421	0,0452	0,0427	0,0539	0,0291
Tarifa Fora de Ponta Seca (\$/kWh)	TFPS	0,0295	0,0301	0,0324	0,0306	0,0386	0,0209
Tarifa Ponta Úmida (\$/kWh)	TPU	0,0385	0,0392	0,0422	0,0398	0,0503	0,0272
Tarifa Fora de Ponta Úmida (\$/kWh)	TFPU	0,0271	0,0276	0,0297	0,0281	0,0354	0,0192
Tarifa Demanda Ponta (\$/kW)	TDP	7,3406	7,4904	8,0747	7,6176	9,6291	5,2049
Tarifa Demanda Fora de Ponta(kW)	TDFP	1,7000	1,7347	1,8700	1,7642	2,2300	1,2054
Demanda Contratada Ponta (kW)	DCP			6350			
Demanda Contratada Fora de Ponta (kW)	DCF			6800			
DCP/DCF				0,93			

A tarifa mais atualizada paga à concessionária, Empresa Bandeirante de Energia concessão para 55 municípios no estado de São Paulo, corresponde à indicada na Resolução N° 303 da ANEEL, de 22/10/99, válida a partir de 23/10/99, mostrada na Tabela 3.8.

Para efeito de possibilitar os cálculos de custos de compra da energia elétrica e ao mesmo tempo incluir e verificar as vantagens de utilizar um fator de carga próximo da unidade, é deduzida a seguir uma fórmula que permite embutir no custo da energia consumida uma parcela de custo relativo à demanda contratada, em função do que neste trabalho é denominado como fator de carga FC:

$$FC = \frac{\text{demanda média utilizada}}{\text{demanda contratada}}$$

Será detalhado primeiramente o cálculo para o período úmido. Já existe uma normalização em termos de realizar os cálculos considerando 65 horas por mês como horário de ponta e 665 horas fora de ponta, totalizando 730 horas mensais. Nesta distribuição já estão considerados determinados feriados (Agência para Aplicação de Energia, 1986).

O custo está composto de uma parte fora da ponta, dentro da qual existe uma parcela devida ao consumo e outra a demanda contratada, e outra parte na ponta, também composta de duas partes. São assumidas as demandas contratadas DCP e DCF, segundo códigos da Tabela 3.7. O custo mensal de consumo é para o consumo de ponta (CMP) e fora de ponta (CMFP) como indicado nas equações (3.15) e (3.16)

$$CMP = TPU + \frac{TDP}{65FCP} \quad (3.15)$$

$$CMFP = TFP + \frac{TDF}{665FCF} \quad (3.16)$$

em que FCP é o fator de carga no período de ponta e FCF no período fora de ponta. Para transformar as tarifas de demanda TDP e TDF de US\$/kW para US\$/kWh, calcula-se o custo pago mensalmente como custo de demanda mensal, ou seja,

$TDP \times DCP \left[\frac{\text{US\$}}{\text{mês}} \right]$ no caso da parcela correspondente ao horário de ponta. A quantidade de energia consumida no horário de ponta é igual à demanda contratada multiplicada pela quantidade de horas de utilização, quantidade igual ao máximo de horas do período, que são 65, vezes um fator de utilização que é equivalente ao fator de carga definido anteriormente; dessa maneira, energia consumida = $65 \times FCP \times DCP$ e o custo da demanda por kWh, CD, se calcula como

$$CD = \frac{TDP \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kW}} \right] \times DCP[\text{kW}]}{65[\text{h}] \times FCP \times DCP[\text{kW}]} = \frac{TDP}{65 \times FCP} \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right]$$

na equação (3.15), em que o numerador corresponde ao valor fixo pago pela demanda contratada de ponta e o denominador ao total de kWh consumidos no período com fator de carga FCP. O mesmo se aplica para a equação (3.16).

Para obter um valor médio ponderado mensal úmido, CPU, se utiliza a equação (3.17), que segue, na qual pode-se verificar que não é necessário especificar os valores da demanda contratada, mas somente as tarifas. O anteriormente descrito comprova a importância de ao se especificarem as demandas a serem contratadas procurarem-se valores próximos às demandas médias.

$$CPU = \frac{\left(TPU + \frac{TDP}{65FCP} \right) 65FCP + \left(TFU + \frac{TDF}{665FCF} \right) 665FCF}{65FCP + 665FCF} \quad (3.17)$$

As variações de demanda muito grandes normalmente trazem como consequência a contratação de demandas elevadas, onerando o custo do kWh. É interessante usar a equação (3.17) no caso hipotético de um cliente trabalhar com fatores de carga igual a 1. Neste caso, o CPU passa a ser

$$CPU = \frac{65TPU + TDP + 665TFU + TDF}{730} \quad (3.18)$$

em que a energia consumida paga é $(65\text{Tpu}+665\text{Tfu})/730$, e o pagamento da demanda por kWh consumido é $(\text{Tdp}+\text{Tdf})/730$, o que está correto porque os consumos são feitos com a mesma eficiência nos dois períodos.

Um aspecto muito importante que se deduz da equação (3.17) é no que diz respeito a critérios de economia. O primeiro ponto é que quando os fatores de carga são pequenos, estes devem ser melhorados, em princípio alterando a curva de demanda para diminuir as grandes variações. Depois de otimizada esta curva, no máximo atingindo um fator de carga 1, o custo do kWh comprado já não pode diminuir mais. Atingido este ponto, o custo da energia elétrica somente pode diminuir reduzindo-se o consumo, o que pode ser conseguido mudando processos, trocando equipamentos de pouca eficiência por outros mais eficientes ou com campanhas de economia dentro da fábrica. Neste trabalho serão consideradas prioritariamente melhorias no fator de carga e mudanças de processo.

Na Figura 3.25 é mostrado o efeito do fator de carga no custo do kWh.

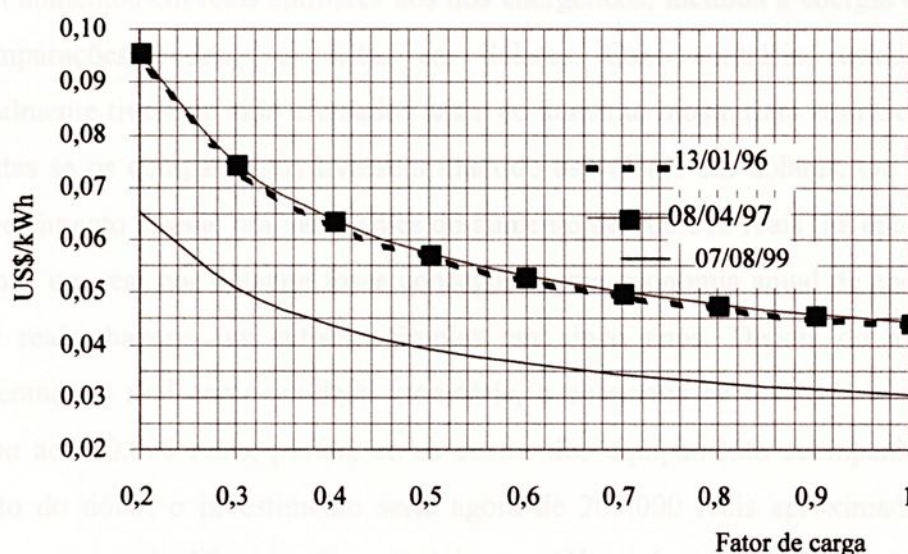


FIGURA 3.25 Custos vs fator de carga

A Figura 3.25 corresponde aos valores do período seco mostrados na Tabela 3.7, com aplicação da equação (3.17). Pode-se observar que o valor típico de US\$

70/MWh corresponde a um valor de fator de carga muito baixo, aproximadamente de 0,3, valor pouco provável em indústrias que cogitam empregar um sistema de co-geração, ou, se for o caso, como mencionado anteriormente, valor que deveria ser melhorado antes de se pensar em qualquer outra ação, sendo o atestado desta melhoria um dos objetivos deste trabalho. Nos cálculos do presente trabalho será assumido um fator de carga igual a 0,7, correspondendo a ele uma tarifa de trabalho, por 50 US\$/MWh. Na elaboração da Figura 3.25 foi considerado o mesmo fator de carga para horário de ponta e fora de ponta. No período úmido os custos são ligeiramente menores; para simplificar os estudos, somente será considerado o período seco.

Deve-se alertar que os custos em US\$ para a tarifa de 7/8/99 aparecem bem menores do que as tarifas de datas anteriores, devido aos aumentos do câmbio dessa moeda em janeiro de 1999. Na ocasião de se estudar os custos dos equipamentos deverão ser tomadas algumas precauções para não se distorcerem os cálculos econômicos. Por exemplo, se verificado que os custos de equipamentos nacionais tiveram aumentos em reais similares aos dos energéticos, incluída a energia elétrica, as comparações podem ser feitas em dólares. Caso contrário, estudos que eventualmente tivessem sido efetuados antes do aumento mostrariam resultados bem diferentes se os equipamentos tivessem mantido os valores em dólares. Ou seja, se um investimento tivesse um valor antes do aumento de 100.000 reais (na época mais ou menos um real por dólar) e fosse conseguida uma economia anual de energia de 20.000 reais, haveria um retorno simples em cinco anos. Depois do aumento, considerando o real como unidade monetária, a economia se manteria num valor próximo aos 20.000 reais, porém, se os custos dos equipamento acompanharam o aumento do dólar, o investimento seria agora de 200.000 reais aproximadamente, com um retorno de 10 anos. O raciocínio em dólares leva a resultados similares porque a economia anual de energia diminui para US\$10.000 e o custo do equipamento se mantém em US\$100.000. Foi considerado que o aumento do dólar foi de um para dois reais por dólar.

Tarifa de emergência para autoprodutor

Esta tarifa é aplicada no caso de autoprodução, para suprir as necessidades



da fábrica nos períodos nos quais o sistema de co-geração não está em operação, por exemplo, para manutenção. Como complemento da Tabela 3.7, são indicados na Tabela 3.8 os valores das tarifas correspondentes à Resolução N° 303 da ANEEL, publicada em 22/10/99 no Diário Oficial da União, com validade para as leituras a partir de 23/10/99.

Os valores da Tabela 3.8 serão assumidos para o presente trabalho, por serem os mais atuais e assim é calculada a diferença de custo de demanda no caso da empresa adotar a instalação de um sistema de co-geração.

$$\text{custo normal} = 6350 \times 5,07 + 6800 \times 1,17 = 40150,5 \frac{\text{US\$}}{\text{mês}}$$

$$\text{custo emergência} = \frac{6800 \times 19,22}{12} = 10891 \frac{\text{US\$}}{\text{mês}}$$

TABELA 3.8 – Tarifa azul. Subgrupo A2
Complemento

Descrição	Data	23/10/99	
	R\$/US\$	2,01	
	Código	R\$/kWh	US\$/kWh
Tarifa Ponta Seca (\$/kWh)	TPS	0,0570	0,0284
Tarifa Fora de Ponta Seca (\$/kWh)	TFPS	0,0409	0,0203
Tarifa Ponta Úmida (\$/kWh)	TPU	0,0532	0,0265
Tarifa Fora de Ponta Úmida (\$/kWh)	TFPU	0,0375	0,0186
Tarifa Demanda Ponta (\$/kW)	TDP	10,1905	5,0699
Tarifa Demanda Fora de Ponta (kW)	TDFP	2,3600	1,1741
Demanda Contratada Ponta (kW)	DCP	6350	
Demanda Contratada Fora de Ponta (kW)	DCF	6800	
DCP/DCF		0,93	

TABELA 3.8 – Continuação

Tarifa de Emergência Autoprodutor			
		R\$ /kWh	US\$ /kWh
Demanda (R\$/kW.ano)		38,64	19,22
Consumo (R\$/MWh)		169,65	84,4

Fonte: ANEEL

No caso de venda de energia excedente para a concessionária, existe o valor normativo (ANEEL, 1996) de 35,01 a 36,8 US\$/MWh como máximo valor de compra por parte desta. Este valor é relativamente baixo e a vantagem de produzir para venda pode aparecer quando o autoprodutor utiliza combustível de custo muito baixo, como o caso de combustíveis rejeitados como subprodutos, situação na qual vale a pena entrar em estudos e negociações com a concessionária, como Columbian* com instalação de co-geração com capacidade de 27 MW, baseada na eliminação de um passivo ambiental (queima dos gases residuais excedentes que apresentam alta disponibilidade volumétrica e poder calorífico) com recuperação da energia gerada.

A empresa trabalha em paralelo com a rede (EBE) para que qualquer falha na unidade de co-geração seja automaticamente compensada pela alimentação da rede; para isso é contratada uma demanda de 19.500 kW com as tarifas de emergência correspondentes.

O valor normativo indicado anteriormente é o valor máximo que a concessionária pode pagar ao produtor, nada impedindo que após negociações este valor seja menor. Na determinação dos valores normativos a ANEEL (1999) considerou taxas de desconto entre 12 a 15% ao ano para a parte econômica-financeira, tal como se procedeu no presente trabalho.

Como um cálculo orientativo, adotando um fator de carga igual a 0,7 e assumindo uma utilização da instalação de co-geração de 7000 horas por ano, a concessionária fornecerá energia 1760 horas por ano, serão comparados os valores

* Columbian Chemical Brasil S.A. (Cubatão, SP). Informação verbal em janeiro de 2000.

pagos à concessionária no caso convencional e no caso de co-geração, com os resultados mostrados na Tabela 3.9.

TABELA 3.9 – Custos da energia adquirida da concessionária. Cálculo orientativo

Alternativa	Custos (US\$/ano)				Total
	consumo ponta	consumo fora de ponta	demanda ponta	demanda fora de ponta	
Convencional	98.466	771.091	386.326	95.807	1.351.690
Co-geração		707.069	130.696		837.765
Diferença					513.925

A economia anual mostrada na Tabela 3.9 deve ser confrontada com os custos da instalação de co-geração para estabelecer se esta instalação é ou não viável.

3.5.4 Custo do gás natural e do óleo combustível

Para estes combustíveis será calculado o custo em US\$/kWh, o que facilitará os estudos e comparações; na Tabela 3.10 são resumidos alguns valores encontrados para o gás natural, todos eles aproximados, exceto quando indicado explicitamente. Em geral, estes valores são regulamentados e podem variar segundo o tipo de utilização ou região, motivo pelo qual é imprescindível definir o mais exatamente possível o cenário no qual é feito o estudo. Este comentário também é válido para a energia elétrica e outros combustíveis, assim como para equipamentos, quando surgem linhas especiais de financiamento e benefícios.

O valor normativo indicado pela ANEEL, na Tabela 3.10 é o máximo que pode ser cobrado de produtores.

Para óleo combustível 2A o valor informado pelo consumidor é de 0,246 R\$/kg, base dezembro de 1999, e considerando o valor do dólar em 31 de dezembro de 1999 em R\$ 1,963, o custo naquela moeda é 0,1253 US\$/kg. Ao considerar-se

para o óleo 2A o PCS= 10100 kcal/kg e PCI de 9550 kcal/kg (Garcia & Bernardes, 1990), pode-se calcular um custo de 11,28 US\$/MWh na base PCI.

TABELA 3.10 – Custos orientativos do gás natural.

valor	valor (US\$/MWh)	fonte	data	observações
3 (US\$/MMBTU)	10,23	ANEEL (1999)	29/10/99	para termelétricas, valor normativo
0,1999 (R\$/m ³)	10,5	fábrica estudada	12/11/99	consumidor normal, 1 US\$=1,935 R\$
0,173 (R\$/m ³)	9,36	idem acima	11/8/99	idem acima 1 US\$=1,88 R\$
2,4 (US\$/MMBTU)	8,2	Gazeta Mercantil (M.C, V.S.D.)	24/9/99	para termelétricas, contrato de 20 anos de compra.

Obs. ICMS não incluso devido a ser creditado ao usuário. PCI=8447 kcal/m³. 1 MMBTU=10⁶ BTU.
1 MMBTU=293,08 kWh. 1 kcal= 0,001163 kWh.

3.5.5 Custo de equipamentos.

Uma das limitações deste trabalho foi a quantidade mínima de informações recebidas de fornecedores. No capítulo 5 serão estudados os custos para cada caso específico.

3.5.6 Resumo dos valores adotados

Os valores básicos que serão adotados no trabalho são os da Tabela 3.11.



4. COLETA E TRATAMENTO DE DADOS.

TABELA 3.11 – Custos adotados para estudo de alternativas.

Item	Custo	unidade
Energia elétrica convencional	50	US\$/MWh
Energia elétrica de reserva	84,4	US\$/MWh
Demanda suplementar	19,22	US\$/kW.ano
Energia elétrica vendida à concessionária	35	US\$/MWh
Gás natural	10	US\$/MWh
Óleo 2A	11,28	US\$/MWh

Na Tabela 4.1 são resumidas os consumos médios mensais das diversas unidades, indicando as características das mesmas.

TABELA 4.1 – Demandas médias de energia da fábrica estudada

Unidade	Propriedades	Demanda média	Unidade
Energia elétrica	Recebida em 68kV	5500	kW
Vapor	1,5 MPa, saturado	15	t/h
Vapor	0,6 MPa, saturado	4	t/h
Água industrial	Aquecida a 0,5 MPa	480	m³/h

4. COLETA E TRATAMENTO DE DADOS.

Este estudo de caso está baseado numa indústria química com várias unidades produtivas independentes, o que dificulta o gerenciamento energético. Para estudar algumas ações destinadas a facultar melhorias no uso das energias, foram selecionadas as unidades de maior consumo elétrico e/ou térmico. Após a coleta de dados apresenta-se uma modelagem das curvas de consumo.

4.1 Coleta de dados

A empresa química estudada possui histórico de consumo de energia e utilidades bastante detalhado, especialmente na parte elétrica, que tem registros de demanda de 15 em 15 minutos. O vapor já não é medido com tanta frequência, sendo no melhor dos casos uma leitura a cada quatro horas numa caldeira a gás natural, o que, quando é a única caldeira em operação, representa o consumo da fábrica nesse período. As leituras de produção de água industrial são horárias, sendo as de vapor e ar comprimido mensais.

Na Tabela 4.1 são resumidos os consumos médios mensais das diversas utilidades, indicando as características das mesmas.

TABELA 4.1 – Demandas médias de energia da fábrica estudada

Utilidade	Propriedades	Demanda média	Unidade
Energia elétrica	Recebida em 88kV	5900	kW
Vapor	1,8 MPa, saturado	15	t/h
Vapor	0,6 MPa, saturado	4	t/h
Água industrial	Recalcada a 0,6 MPa	480	m³/h

TABELA 4.1 – continuação

Utilidade	Propriedades	Demanda média	Unidade
Ar comprimido industrial	Fornecido a 0,6 MPa	2230	Nm ³ /h
Ar de instrumentação	Fornecido a 0,6 MPa	820	Nm ³ /h

O vapor de 0,6 MPa é fornecido por duas caldeiras fabricadas pela CBC tendo uma capacidade 7,5 t/h a e 9 t/h a outra, e o vapor de 1,8 MPa por uma caldeira Dedini com capacidade de 20 t/h e outra Aalborg com capacidade de 30 t/h, estas últimas duas, adaptadas para trabalhar com óleo combustível 2A ou gás natural. Eventualmente vapor de 1,8 MPa é reduzido para ser utilizado em 0,6 MPa. Existe uma caldeira elétrica ASEA, atualmente fora de uso.

O ar comprimido é fornecido por 5 compressores, sendo três de capacidade de 1600 Nm³/h e dois de 700 Nm³/h.

Os consumos mensais de energia fornecidos pela indústria foram transformados numa unidade de demanda comum, neste caso kW. Foi considerado o período entre janeiro de 1998 e agosto de 1999, ambos os meses incluídos. A Tabela 4.2 é mostrada como exemplo, correspondendo ao mês de janeiro de 1998. Os prédios identificam a localização das unidades de processo consumidoras de energia térmica ou elétrica.

TABELA 4.2 – Consumo mensal de energia. Exemplo.

CONSUMOS DE ENERGIAS/ UTILIDADES:					Janeiro de 1998	
Horas do período : 960						
	Prédio	Potência Elétrica (kW)	Potência Elétrica Equivalente Água (kW)	Potência Elétrica Equiv. Ar (kW)	Potência Elétrica Equiv. Vapor 6 bar (kW)	Potência Elétrica Equiv. Vapor 18 bar (kW)
	c.c. Ar	629	0	0	0	0
	c.c.Vapor	97	10	8	0	0
	c.c. Água	226	0	3	0	0
	c.c Nitrogênio	48	0	0	0	0
	E200 *	769	0	0	0	0

TABELA 4.2 - Continuação

Prédio	Potência Elétrica (kW)	Potência Elétrica Equivalente Água (kW)	Potência Elétrica Equiv. Ar (kW)	Potência Elétrica Equiv. Vapor 6 bar (kW)	Potência Elétrica Equiv. Vapor 18 bar (kW)
E150 *	95	10	0	0	0
C410 *	227	0	0	0	0
AGB	4	2	0	0	0
B101	118	0	6	301	0
B123	1	0	0	0	0
B141	189	71	22	1.629	0
B20	57	0	0	0	0
B246	0	0	0	0	0
B255	126	6	13	0	0
B30	8	0	0	0	0
C10	20	0	0	0	0
C110	8	0	0	0	0
C141	0	0	0	0	0
C243	0	0	0	0	0
C25	95	0	0	0	0
C40	10	0	0	0	0
D10	12	0	0	0	0
D100	0	0	0	0	0
D105	0	0	0	0	0
D300	2	0	0	0	0
E121	173	29	33	775	709
E230	0	0	0	0	0
E241	153	0	0	0	0
E45	5	0	0	0	0
F145	48	0	0	0	0
F250	379	40	107	2.882	381
F255	0	0	0	0	0
F265	694	47	193	1617	576
F300	67	0	0	0	0
F45	18	1	0	0	0
F60	281	0	21	0	0
G100	148	5	13	140	0
G110	0	0	0	0	0
G200	695	6	76	936	0
G60	61	0	0	0	0
H220	63	2	10	144	0

TABELA 4.2 - Continuação

Prédio	Potência Elétrica (kW)	Potência Elétrica Equivalente Água (kW)	Potência Elétrica Equiv. Ar (kW)	Potência Elétrica Equiv. Vapor 6 bar (kW)	Potência Elétrica Equiv. Vapor 18 bar (kW)
J10	16	0	0	0	0
J340	179	6	123	0	0
CIVIL	0	0	0	0	0
PINT.	9	0	0	0	0
T500	141	0	0	0	0
Z10	10	0	0	0	0
TOTAIS					
	Total Utilizado	1.139	10	11	0
	Total Clientes	3.790	216	618	8.423
	Total Fábrica	4.929	226	629	8.423

Obs. Prédios indicados com * incluem os centros de custo (c.c) correspondentes a ar, vapor e água, nessa ordem. A potência ou demanda elétrica é calculada dividindo a energia consumida em kWh pelo total de horas do período. Para os equivalentes elétricos ar e água é dividido o consumo elétrico do centro de custo correspondente pela produção da utilidade, Nm³ para ar, m³ para água, obtendo os parâmetros kWh/Nm³ e kWh/m³. A potência equivalente é finalmente calculada multiplicando os parâmetros anteriores pelo consumo da utilidade de cada prédio dividido pelas horas do período. Para vapor foi assumido que não há retorno de condensado pelo que as caldeiras são alimentadas com água a 25°C. Utilizando as propriedades termodinâmicas do vapor saturado a 0,6 MPa e 1,8 MPa, é possível encontrar a energia adicionada a água sendo de 736,6 kWh/t para vapor de 0,6 MPa e de 747,8 kWh/t para vapor de 1,8 MPa. Multiplicando os parâmetros indicados pelo consumo de vapor de cada prédio e dividindo pelo total de horas do período, encontram-se as potências elétricas equivalentes.

Com os valores mensais do período foram calculadas as demandas médias utilizadas no período completo, sendo apresentadas na Tabela 4.3, ordenadas por categoria e em ordem decrescente.

TABELA 4.3 – Demandas médias no período janeiro 1998-agosto 1999. Classificadas por tipo de energia

Prédio	Potência Elétrica (kW)	Prédio	Potência elétrica Equivalente água (kW)	Prédio	Potência Elétrica Equivalente Ar (kW)
F265	801	B141	67	F265	180
E230	771	F265	42	G110	122
G200	766	E121	39	J340	104
G110	555	F250	34	G200	97
F250	365	G110	9	F250	91

TABELA 4.3 – continuação

C243	359	J340	9	C141	36
F255	359	B255	8	E121	30
B141	252	G100	8	B255	28
E121	219	C141	8	F60	25
B255	195	G200	8	G100	20
J340	185	F145	5	B141	16
E241	171	B101	3	F145	10
F60	169	AGB	2	H220	7
T500	159	H220	1	B101	5
G100	155	F60	1	D300	0
B101	120	F45	1	D105	0
C25	110	D300	1	AGB	0
F145	91	E241	1	F45	0
C141	85	E230	0	E241	0
G60	78	C243	0	E230	0
H220	78	F255	0	C243	0
F300	66	T500	0	F255	0
B20	54	C25	0	T500	0
C10	28	G60	0	C25	0
F45	17	F300	0	G60	0
D10	14	B20	0	F300	0
J10	13	C10	0	B20	0
Z10	10	D10	0	C10	0
C40	10	J10	0	D10	0
C110	10	Z10	0	J10	0

TABELA 4.3 – continuação (1)

Prédio	Total Vapor (kW)	Prédio	Total Potência (kW)
F265	3903	F265	4925
F250	3321	F250	3810
B141	2041	B141	2376
G200	1430	G200	2300
E121	1100	G110	1741
G110	1054	E121	1388
C141	520	E230	771
B101	403	C141	649
F145	212	B101	532

TABELA 4.3 – continuação (1)

Prédio	Total Vapor (kW)	Prédio	Total Potência (kW)
H220	192	J340	481
G100	192	G100	376
J340	184	C243	359
F60	148	F255	359
B255	76	F60	343
D300	0	F145	318
D105	0	B255	307
AGB	0	H220	278
F45	0	E241	171
E241	0	T500	159
E230	0	C25	110
C243	0	G60	78
F255	0	F300	66
T500	0	B20	54
C25	0	C10	28

Obs. Total potência significa demanda elétrica mais térmica

(1)A continuação (1) corresponde ao prolongamento horizontal da tabela

Devido ao grande número de consumidores de energias, também chamados de clientes, cada um em localizações diferentes, identificadas como prédios, foi necessário selecionar os principais consumidores para uma análise detalhada do consumo de energia de cada um deles. As medidas gerenciais sobre esses consumidores serão as que proporcionam o maior retorno. O critério utilizado foi verificar na Tabela 4.3 quais são os prédios que ocupam os primeiros lugares na última coluna da direita, Total Potência, e aplicar o princípio de Pareto, com os resultados mostrados na Tabela 4.4 e Figura 4.1. Para confirmação foi aplicado o mesmo método para a potência elétrica, Tabela 4.5 e Figura 4.2, potência elétrica equivalente do ar comprimido, Tabela 4.6 e Figura 4.3, e a do vapor, Tabela 4.7 e Figura 4.4.

TABELA 4.4 - Demanda elétrica mais
térmica.
Consumidores principais

Prédio	Total demanda (kW)	% acumulado do total
F265	4.255	23
F250	3.811	43
B141	2.376	55
G200	2.283	67
E121	1.388	75
C141	650	78
B101	532	81
J340	482	83
G100	376	85
F255	359	87

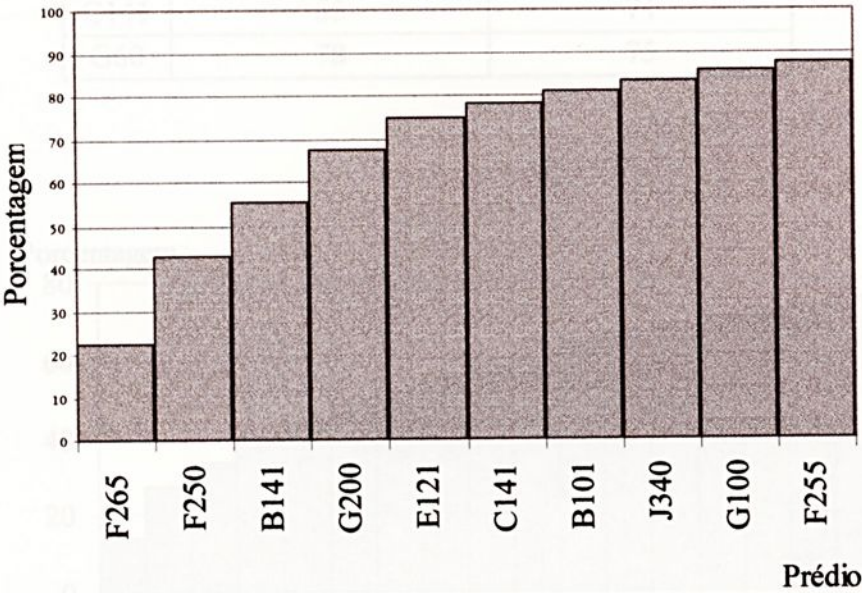


FIGURA 4.1 – Percentual acumulado da demanda total

TABELA 4.5 – Demanda elétrica. Consumidores principais

Prédio	Potência Elétrica (kW)	% acumulado do total
F265	801	14
G200	748	27
F250	365	34
F255	359	40
B141	252	44
E121	219	48
B255	195	52
J340	185	55
E241	171	58
F60	169	61
T500	159	64
G100	155	67
B101	120	69
C25	110	71
F145	91	72
C141	85	74
G60	78	75

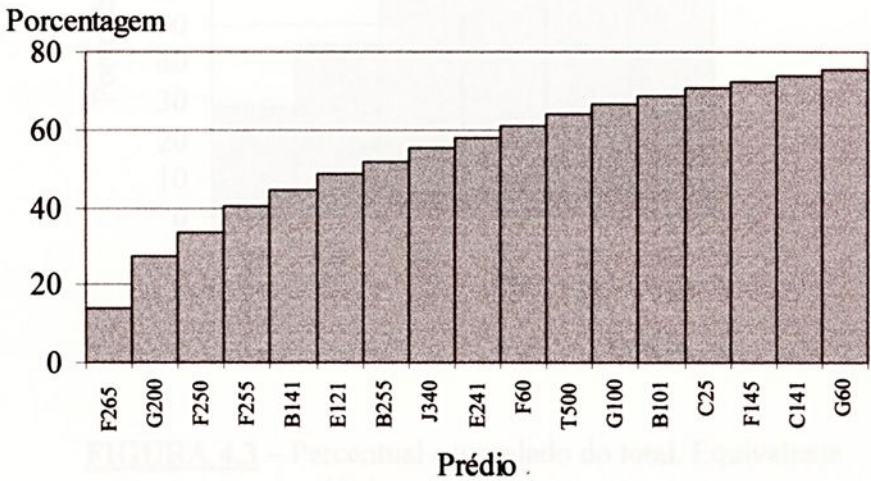


FIGURA 4.2 – Percentual acumulado da demanda elétrica total

TABELA 4.6 – Demanda elétrica equivalente ar. Consumidores Principais

Prédio	Potência Elétrica Equivalente Ar (kW)	% acumulado do total
F265	181	28
J340	105	45
G200	98	60
F250	92	75
C141	37	80
E121	30	85

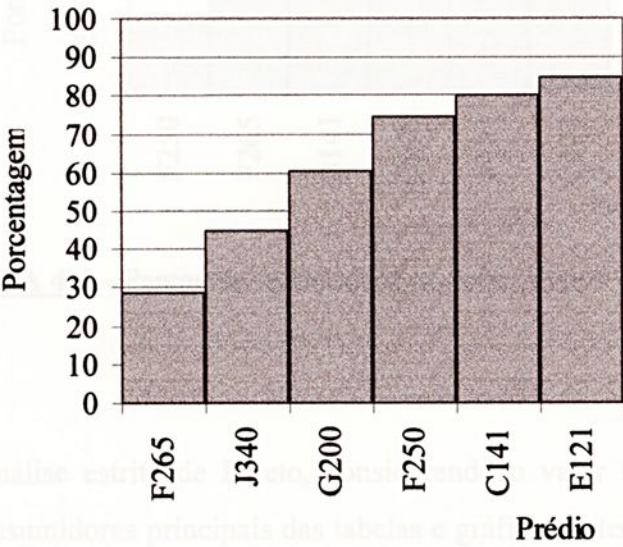


FIGURA 4.3 – Percentual acumulado do total. Equivalente elétrico ar

TABELA 4.7 – Demanda térmica. Consumidores principais

Prédio	Total Vapor (kW)	% acumulado do total
F250	3.321	27
F265	3.230	53
B141	2.041	70
G200	1.430	81
E121	1.100	90
C141	520	94

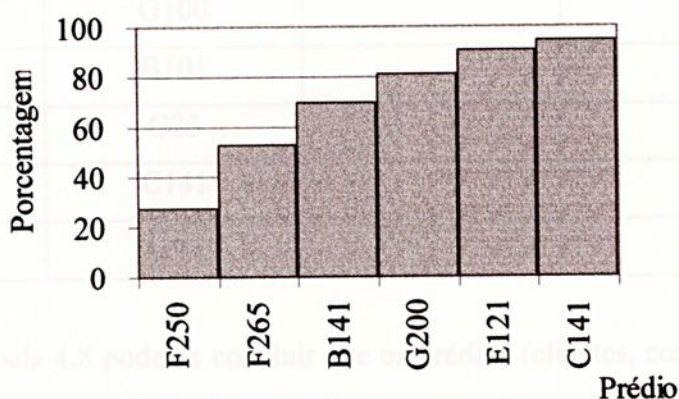


FIGURA 4.4 – Percentual acumulado do total. Vapor

Uma análise estrita de Pareto, considerando o valor tradicional de 80%, aplicado aos consumidores principais das tabelas e gráficos anteriores é resumido na Tabela 4.8, a seguir.

TABELA 4.8 – Consumidores propostos para análise detalhada (Pareto)

Demanda total	Demanda elétrica	Demanda ar	Demanda térmica
F265	F265	F265	F250
F250	G200	J340 *	F265
B141	F250	G200	B141
G200	F255	F250	G200
E121	B141	C141	
C141	E121	E121	
B101	B255*		
	J340*		
	F60		
	T500		
	G100		
	B101		
	C25		
	C141		
	G60		

Da Tabela 4.8 pode-se concluir que os prédios (clientes, consumidores) que deveriam ser estudados prioritariamente são os mostrados em caixa sombreada, e que aparecem pelo menos em duas colunas. Como segunda prioridade devem ser estudados os prédios indicados com asterisco. Todos os prédios mostrados na tabela contribuem com 80% do consumo dentro do tipo de energia correspondente, segundo o método de Pareto.

Deve ser verificado ainda se estes consumidores principais, que representam em média aproximadamente 80% do consumo da fábrica, refletem também o perfil do consumo total da mesma, para garantir que alterações nestes consumidores possam ser projetadas para o total do consumo, que é o consumo que deve ser considerado para efeito de definir os sistemas de co-geração. A Tabela 4.9 e Figura 4.5 mostram que existe uma correlação bastante aceitável entre os consumidores

principais e o total da fábrica.

TABELA 4.9 – Correlação entre consumidores principais e consumo total
Coeficiente de correlação, $r = 0,968$

Mês	Consumidores principais (kW)	Consumo total fábrica (kW)
jan98	12.065	15.018
fev98	15.968	19.718
mar98	15.848	20.018
abr98	16.585	20.550
mai98	16.756	20.582
jun98	15.213	19.224
jul98	15.086	18.814
ago98	15.507	19.451
set98	15.063	18.814
out98	14.211	17.740
nov98	13.395	17.615
dez98	17.003	22.497
jan99	10.588	14.585
fev99	14.009	18.575
mar99	14.109	18.548
abr99	14.325	18.425
mai99	14.468	18.859
jun99	12.339	16.111
jul99	12.051	14.785
ago99	12.026	14.649

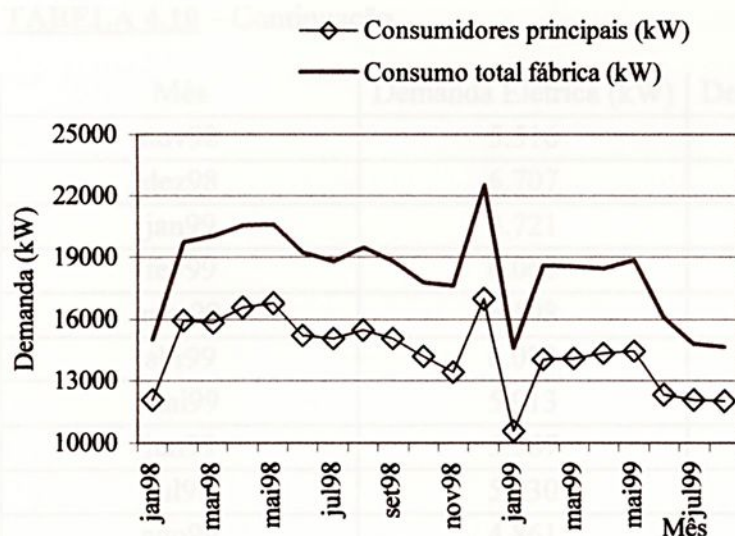


FIGURA 4.5 - Consumidores principais vs. Total

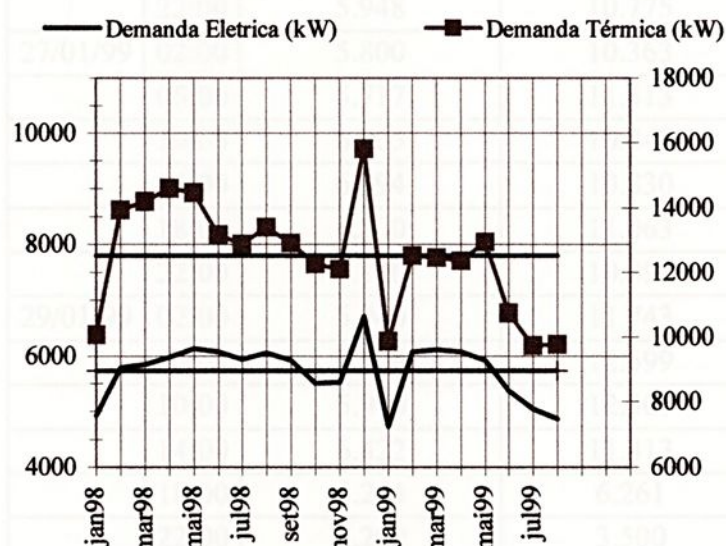
Para efeitos de projetar um sistema de co-geração também se faz necessário estabelecer o grau de correlação entre as demandas elétricas e térmicas totais da fábrica, correlação que deve ser tomada em conta na escolha dos equipamentos, do esquema de co-geração e nos contratos de fornecimento que sejam necessários junto a concessionárias. A Tabela 4.10 e Figura 4.6 mostram que neste caso existe uma correlação relativamente forte entre a demanda elétrica e térmica, o que favorece a instalação da unidade de co-geração.

TABELA 4.10 – Correlação entre demanda elétrica e térmica. Totais fábrica
Coeficiente de correlação, $r=0,89$

Mês	Demanda Elétrica (kW)	Demanda Térmica (kW)
jan98	4.929	10.090
fev98	5.779	13.939
mar98	5.847	14.171
abr98	5.968	14.582
mai98	6.128	14.453
jun98	6.071	13.153
jul98	5.929	12.885
ago98	6.053	13.398
set98	5.922	12.891
out98	5.487	12.253

TABELA 4.10 – Continuação

Mês	Demanda Elétrica (kW)	Demanda Térmica (kW)
nov98	5.516	12.099
dez98	6.707	15.790
jan99	4.721	9.864
fev99	6.068	12.507
mar99	6.108	12.440
abr99	6.073	12.352
mai99	5.913	12.946
jun99	5.367	10.744
jul99	5.030	9.755
ago99	4.861	9.788

**FIGURA 4.6** - Demanda média mensal

Ainda deve ser verificado se é suficiente considerar-se unicamente as demandas mensais para afirmar a existência de uma correlação. É de esperar que em meses de alto consumo de eletricidade também os consumos de vapor sejam maiores, o mesmo acontecendo para níveis de consumo menores. Ou seja, por enquanto é possível afirmar que a correlação encontrada é mensal.

A correlação diária foi estudada utilizando os dados de produção de vapor nos dias em que somente operou a caldeira Aalborg, a gás natural (GN), devido ao

fato de que nesta situação as leituras são efetuadas a cada quatro horas, que é o menor tempo entre as leituras de vapor. Para a parte elétrica foram utilizadas as médias das leituras de 15 minutos correspondentes aos períodos de quatro horas das leituras da caldeira. Na Tabela 4.11 são mostrados os dias e horários considerados.

TABELA 4.11 – Demandas horárias

Data	hora	Demanda Elétrica (kW)	Demanda Térmica (kW)
25/01/99	02:00	5.600	10.927
	06:00	5.639	10.950
	10:00	5.868	10.969
	14:00	6.156	10.706
	18:00	5.919	11.329
	22:00	5.948	10.775
27/01/99	02:00	5.800	10.363
	06:00	5.717	11.413
	10:00	6.005	10.849
	14:00	6.394	10.830
	18:00	6.200	11.063
	22:00	6.100	10.898
29/01/99	02:00	5.940	11.743
	06:00	5.696	12.599
	10:00	5.940	12.307
	14:00	6.422	11.413
	18:00	6.264	6.261
	22:00	6.200	3.500
31/01/99	02:00	6.135	8.078
	06:00	5.854	8.078
	10:00	5.760	7.388
	14:00	5.782	8.633
	18:00	5.645	7.534
	22:00	5.800	7.612
08/02/99	10:00	6.077	13.061
	14:00	6.250	11.402

TABELA 4.11 – Continuação

Data	hora	Demanda Elétrica (kW)	Demanda Térmica (kW)
	18:00	5.840	10.165
	22:00	5.750	10.783
10/02/99	02:00	5.703	14.069
	06:00	5.818	14.606
	10:00	6.207	12.003
	14:00	6.473	12.703
	18:00	6.235	13.223
	22:00	6.000	13.614
12/02/99	02:00	5.746	13.971
	06:00	5.537	13.239
	10:00	5.926	10.247
	14:00	6.344	13.077
	18:00	6.056	11.645
	22:00	5.800	11.613
14/02/99	02:00	5.681	12.849
	06:00	5.443	11.955
	10:00	5.522	13.174
	14:00	5.681	14.736
	18:00	5.523	13.044
	22:00	5.580	10.946

Fonte: Registros da BASF S. A. - Guaratinguetá

Com os valores da Tabela 4.11 foram determinadas as médias, desvios padrão, amplitudes e coeficientes de correlação, mostrados na Tabela 4.12 e 4.13.

TABELA 4.12 – Caracterização da demanda elétrica (kW)

Data	Média	DP	Amplitude	Correlação
25/01/99	5.914	292	556	-0,26
27/01/99	6.029	311	677	-0,08
29/01/99	6.089	355	727	-0,51
31/01/99	5.770	152	490	0,35
08/02/99	5.937	378	500	0,56
10/02/99	6.103	312	771	-0,79

TABELA 4.12 Continuação

Data	Média	DP	Amplitude	Correlação
12/02/99	5.859	396	807	-0,18
14/02/99	5.568	181	238	0,46
Total geral	5.907	329	1030	0,01

TABELA 4.13 – Caracterização da demanda térmica (kW)

Data	Média Térmica	DP térmico	Amplitude	Correlação
25/01/99	10.943	217	623	-0,26
27/01/99	10.903	342	1.050	-0,08
29/01/99	9.637	3.809	9.099	-0,51
31/01/99	7.887	464	1.244	0,35
08/02/99	11.353	1.245	2.895	0,56
10/02/99	13.370	939	2.602	-0,79
12/02/99	12.299	1.371	3.725	-0,18
14/02/99	12.784	1.273	3.790	0,46
Total geral	11.138	2.275	11.236	0,01

Na Figura 4.7 são mostradas as curvas de demanda para os valores da Tabela 4.11.

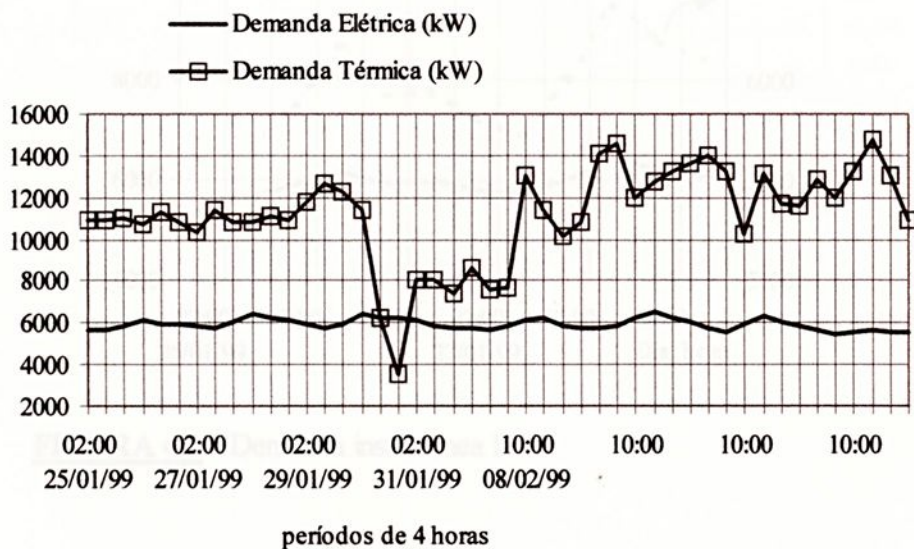


FIGURA 4.7 – Demandas horárias

Da Figura 4.7 pode-se concluir que as variações na demanda elétrica são muito pequenas ao compará-las com as da demanda térmica. Neste gráfico há dados de dias não consecutivos. As médias, desvios padrão e coeficientes de correlação para o período completo estão mostrados no final das Tabelas 4.12 e 4.13, na linha Total geral. Pode-se perceber que o coeficiente de correlação é muito menor para o total dos dias do que para cada dia considerado separadamente, isto, muito provavelmente devido a o fato de que, de um dia para outro, houve variações no nível de consumo. As Figuras 4.8 a 4.11 que seguem mostram em detalhe a Figura 4.7, dividindo-a em períodos de dois dias aproximadamente. Essas figuras visam facilitar a definição de uma maneira de avaliar energeticamente as variações de demanda para uma escolha a mais otimizada possível do sistema e dos equipamentos de co-geração na situação existente, e para uma posterior comparação quando sejam avaliadas algumas ações gerenciais propostas a partir dos estudos efetuados a partir da situação atual.

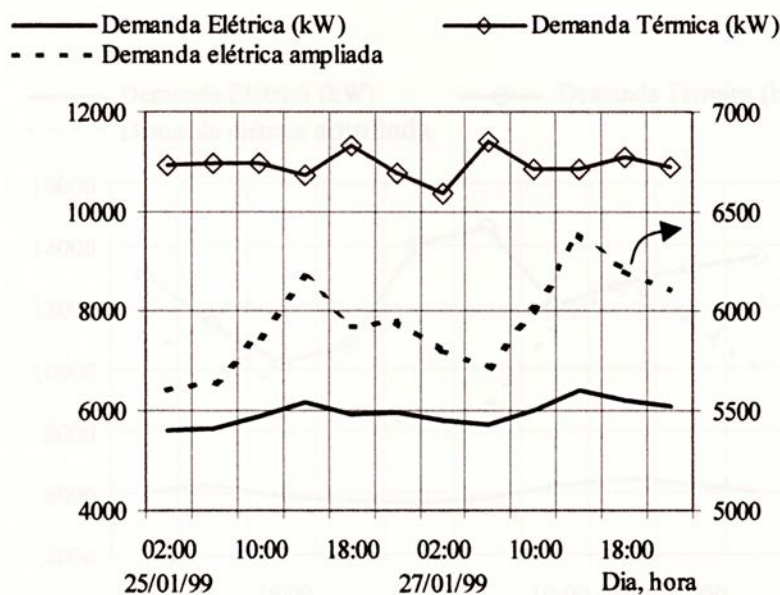


FIGURA 4.8 - Demanda instantânea I

Nas figuras são mostradas as demandas térmicas e elétricas na mesma escala, eixo das ordenadas da esquerda, para não perder de vista que a variação da

demanda elétrica é bem menor do que a térmica. O eixo das coordenadas da direita está numa escala maior, para mostrar melhor as variações da demanda elétrica.

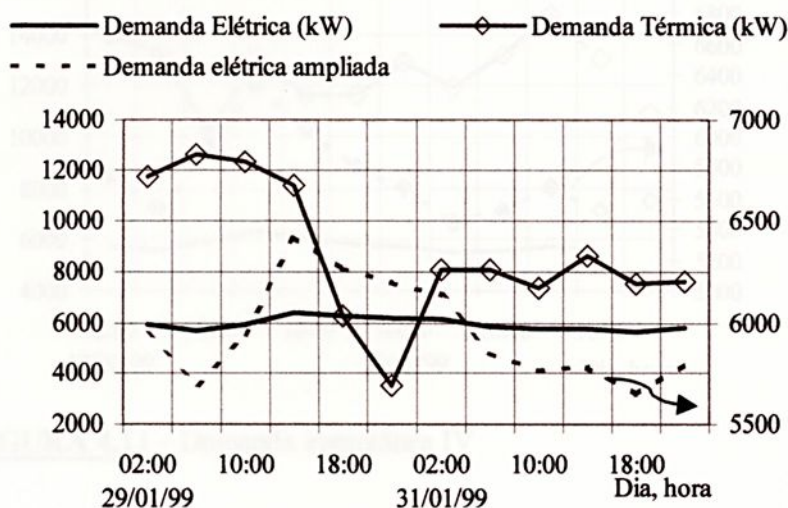


FIGURA 4.9 - Demanda instantânea II

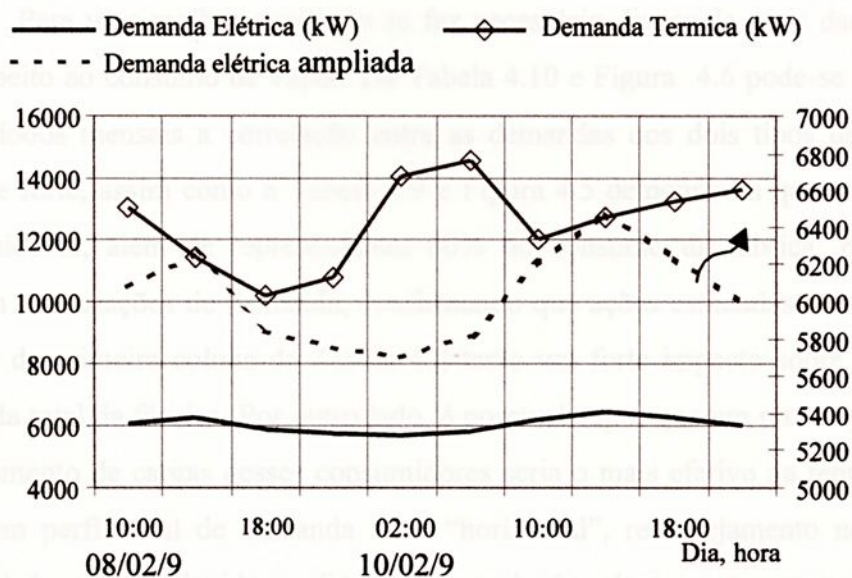


FIGURA 4.10 - Demanda instantânea III

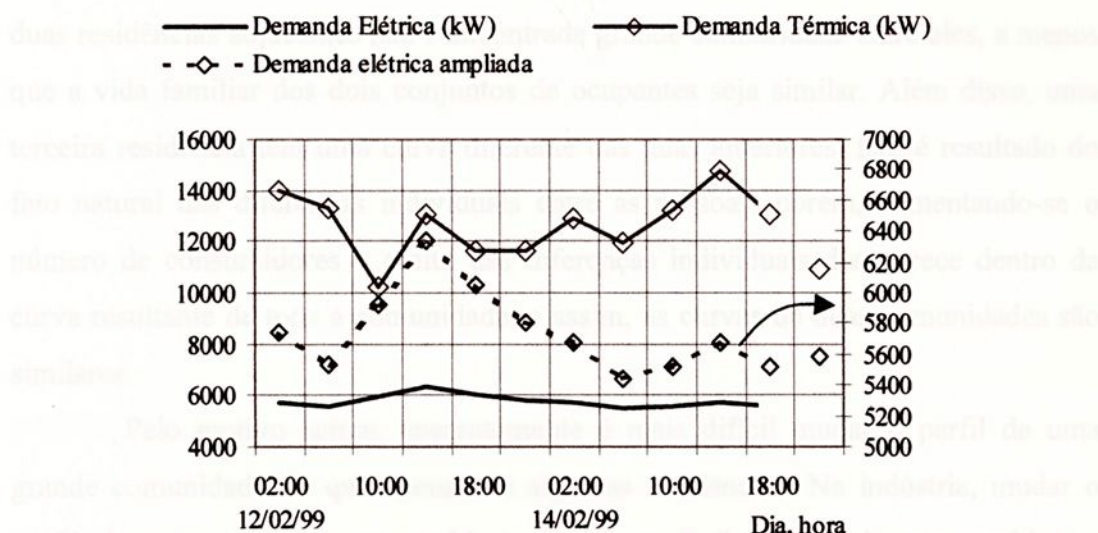


FIGURA 4.11 - Demanda instantânea IV

Ao examinar as Figuras 4.8 a 4.11 pode-se perceber que às vezes as curvas parecem mostrar a mesma tendência (talvez não linear, mas, ao menos as duas crescentes ou as duas decrescentes) e em outros tendências contrárias, como indicam os valores positivos e negativos da coluna correlação das Tabelas 4.11 e 4.12.

Para uma melhor avaliação se faz necessário dispor de mais dados no que diz respeito ao consumo de vapor. Da Tabela 4.10 e Figura 4.6 pode-se aceitar que em períodos mensais a correlação entre as demandas dos dois tipos de energia é bastante forte, assim como a Tabela 4.9 e Figura 4.5 demonstram que os principais consumidores, além de representarem 80% do consumo da fábrica, representam também as variações de demanda, confirmando que ações estudadas acima dos sete prédios da primeira coluna da Tabela 4.8 terão um forte impacto sobre o perfil de demanda total da fábrica. Por outro lado, é possível supor que um remanejamento ou deslocamento de cargas desses consumidores seria o mais efetivo na tentativa de se obter um perfil total de demanda mais “horizontal”, remanejamento nem sempre possível de aplicar, devido ao fato de as produções desses sete consumidores são independentes umas das outras, cada uma com suas peculiaridades, similarmente ao caso do abastecimento residencial, embora seja discutível se este último tenha maior ou menor flexibilidade em adaptar o seu perfil.

Segundo Morse (1942), ao se compararem os perfis de demanda elétrica de duas residências adjacentes não é encontrada grande similaridade entre eles, a menos que a vida familiar dos dois conjuntos de ocupantes seja similar. Além disso, uma terceira residência tem uma curva diferente das duas anteriores. Isto é resultado do fato natural das diferenças individuais entre as pessoas; porém, aumentando-se o número de consumidores o efeito das diferenças individuais desaparece dentro da curva resultante de toda a comunidade, e assim, as curvas de duas comunidades são similares.

Pelo motivo acima, aparentemente é mais difícil mudar o perfil de uma grande comunidade do que apenas de algumas residências. Na indústria, mudar o perfil de apenas alguns consumidores pode ser fácil, se não houver problemas técnicos, econômicos ou de prazos.

4.2 Modelagem das curvas de demanda.

Nos estudos preliminares para a implantação de um sistema de co-geração é comum estabelecerem-se valores médios de demanda energética, seja elétrica ou térmica, a partir de estimativas ou coleta de dados reais; com esses valores médios são escolhidos equipamentos e analisados os benefícios econômicos. Essa análise preliminar não considera, por exemplo, que se os equipamentos são especificados para capacidades equivalentes às médias, na situação real de operação haverá períodos de demanda maior ou menor do que a capacidade do equipamento. No primeiro caso deverá ser produzida energia de forma convencional, ou seja, se for térmica em caldeira convencional, se for energia elétrica adquirida da concessionária. No segundo caso, se não houver possibilidade de venda do excedente, o equipamento operará com eficiência menores do que a nominal, provavelmente a utilizada quando o estudo não considera as variações da demanda.

Na prática, o equipamento trabalhará um tempo ínfimo no ponto de operação considerado, e, como será explicado, somente quando a demanda da fábrica estiver acima da capacidade do equipamento.

4.2 1 Demanda elétrica

Como as leituras da energia elétrica são efetuadas a cada 15 minutos e as de vapor a cada quatro horas, a modelagem dos dois tipos de energia terão diferentes graus de precisão.

Na Tabela 4.14 são mostradas as leituras de alguns dias do mês de agosto de 1998 e no final da tabela os valores médios e de dispersão. É característico que o consumo elétrico tem um máximo no meio da semana e mínimo aos domingos. O propósito básico da modelagem é estabelecer uma relação entre as variações de demanda e as quantidades de energia consumidas com demanda acima e abaixo da demanda média.

TABELA 4.14 – Demanda elétrica 15 minutos (kW)

Hora	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
00:00	6.247	6.429	5.672	4.997
00:15	6.135	6.301	5.692	5.026
00:30	5.934	6.168	5.589	5.155
00:45	5.845	6.146	5.446	5.213
01:00	5.915	6.112	5.467	5.184
01:15	5.974	6.146	5.510	5.285
01:30	6.106	6.151	5.462	5.213
01:45	6.117	6.166	5.420	5.242
02:00	5.993	6.347	5.521	5.040
02:15	5.842	6.422	5.594	5.040
02:30	5.895	6.403	5.507	5.026
02:45	5.918	6.150	5.197	4.982
03:00	6.012	6.197	5.239	4.867
03:15	6.125	5.978	5.115	4.867
03:30	6.142	5.414	5.205	4.867
03:45	5.987	5.694	5.262	4.853
04:00	5.926	5.868	5.198	4.853
04:15	5.883	6.128	5.333	4.795
04:30	5.868	6.225	5.468	4.723
04:45	5.908	6.387	5.428	4.867

TABELA 4.14 – Continuação

Hora	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
05:00	6.069	6.393	5.282	4.666
05:15	6.002	6.291	5.260	4.709
05:30	5.966	6.425	5.329	4.810
05:45	5.875	6.382	5.305	4.824
06:00	5.790	6.312	5.209	4.997
06:15	5.961	6.239	5.149	4.954
06:30	5.996	6.339	5.070	4.838
06:45	5.996	6.570	4.914	4.795
07:00	5.983	6.202	4.920	4.766
07:15	6.062	6.034	4.896	4.637
07:30	6.120	6.307	4.939	4.507
07:45	6.221	6.379	5.198	4.450
08:00	5.746	6.466	5.227	4.579
08:15	5.746	6.437	5.285	4.579
08:30	5.717	6.566	5.270	4.651
08:45	5.558	6.768	5.011	4.709
09:00	5.587	6.739	4.838	4.709
09:15	5.587	6.826	4.651	4.680
09:30	5.558	6.840	4.853	4.694
09:45	5.602	6.840	4.997	4.550
10:00	5.458	6.782	4.666	4.709
10:15	5.616	6.754	4.666	4.752
10:30	5.702	6.869	4.824	4.651
10:45	5.731	6.941	4.853	4.856
11:00	5.602	6.782	4.781	4.757
11:15	5.558	6.898	4.766	4.657
11:30	5.602	6.883	4.723	4.682
11:45	5.602	6.754	4.853	4.755
12:00	5.630	6.696	4.824	4.760
12:15	5.688	6.653	4.824	4.726
12:30	5.616	6.538	4.651	4.806
12:45	5.645	6.350	4.882	4.713
13:00	5.789	6.322	4.910	4.841
13:15	5.789	6.278	4.925	4.782
13:30	5.904	6.120	4.853	4.849
13:45	5.875	5.818	4.766	4.845
14:00	5.832	5.846	4.853	4.716

TABELA 4.14 – Continuação

Hora	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
14:15	5.746	5.846	4.867	4.746
14:30	5.746	5.731	5.040	4.681
14:45	5.890	5.746	5.112	4.695
15:00	5.947	5.861	5.098	4.643
15:15	5.947	5.846	5.112	4.670
15:30	5.904	5.846	5.242	4.674
15:45	5.990	5.947	5.184	4.623
16:00	5.976	5.875	5.213	4.793
16:15	5.933	6.019	5.299	4.936
16:30	6.005	5.976	5.314	4.969
16:45	6.106	5.990	5.314	4.930
17:00	6.134	5.990	5.314	4.722
17:15	6.077	6.163	5.155	4.663
17:30	5.890	6.509	5.141	4.829
17:45	5.832	6.293	5.184	4.857
18:00	5.962	6.394	5.069	4.918
18:15	6.048	6.206	4.982	4.841
18:30	6.048	6.350	5.299	4.865
18:45	6.034	6.350	5.443	4.882
19:00	5.990	6.379	5.486	4.853
19:15	6.062	6.307	5.587	4.838
19:30	4.435	6.120	5.429	4.824
19:45	5.947	6.091	5.227	4.882
20:00	5.918	6.163	5.472	4.853
20:15	5.774	6.163	5.587	4.810
20:30	5.760	6.264	5.386	4.910
20:45	5.731	6.408	5.443	4.896
21:00	5.832	6.466	5.515	4.939
21:15	5.746	6.523	5.515	4.838
21:30	5.573	6.566	5.472	4.795
21:45	5.515	6.538	5.314	4.795
22:00	5.630	6.552	5.198	4.738
22:15	5.518	6.445	5.155	4.723
22:30	5.472	6.211	5.054	4.723
22:45	5.626	6.268	5.083	4.824

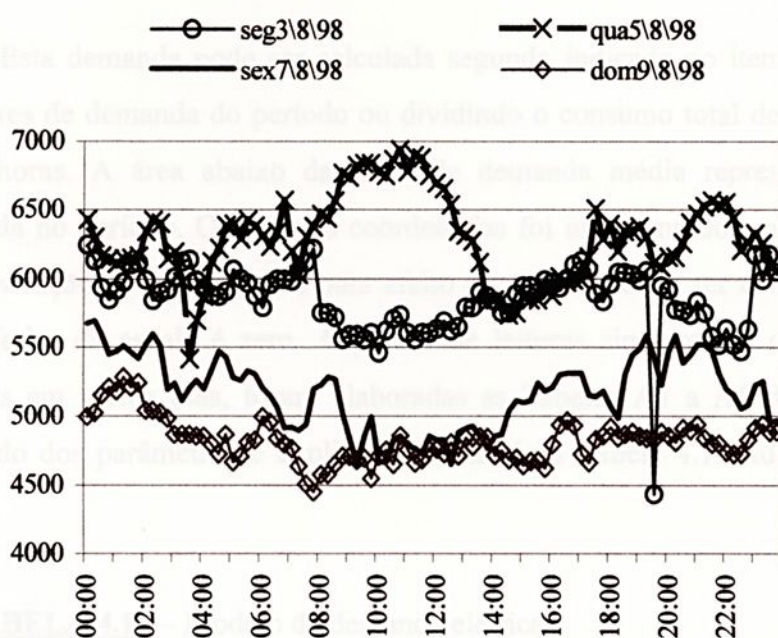
TABELA 4.14 – Continuação

Hora	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
23:00	6.177	6.328	5.227	4.910
23:15	5.993	6.260	5.256	4.939
23:30	6.179	6.096	4.954	4.882
23:45	6.051	6.067	4.968	4.882
Media	5.851	6.298	5.169	4.821
DP	240	309	262	156
máximo	6.247	6.941	5.692	5.285
mínimo	4.435	5.414	4.651	4.450
amplitude	1.812	1527	1.041	835

Obs. DP=Desvio padrão

Fonte : Registros da fábrica em estudo

Os valores da Tabela 4.14 são mostrados graficamente na Figura 4.12, podendo-se observar as variações durante a semana e durante o dia. Este gráfico não mostra ainda um caminho para encontrar o modelo requerido.

**FIGURA 4.12- Demanda 15 minutos (kW)**

Na Figura 4.13 é representada a demanda determinada com leituras de consumo a cada 15 minutos, na qual é mostrada também a demanda média do

período, que neste caso corresponde ao dia 5/8/98. quarta feira.

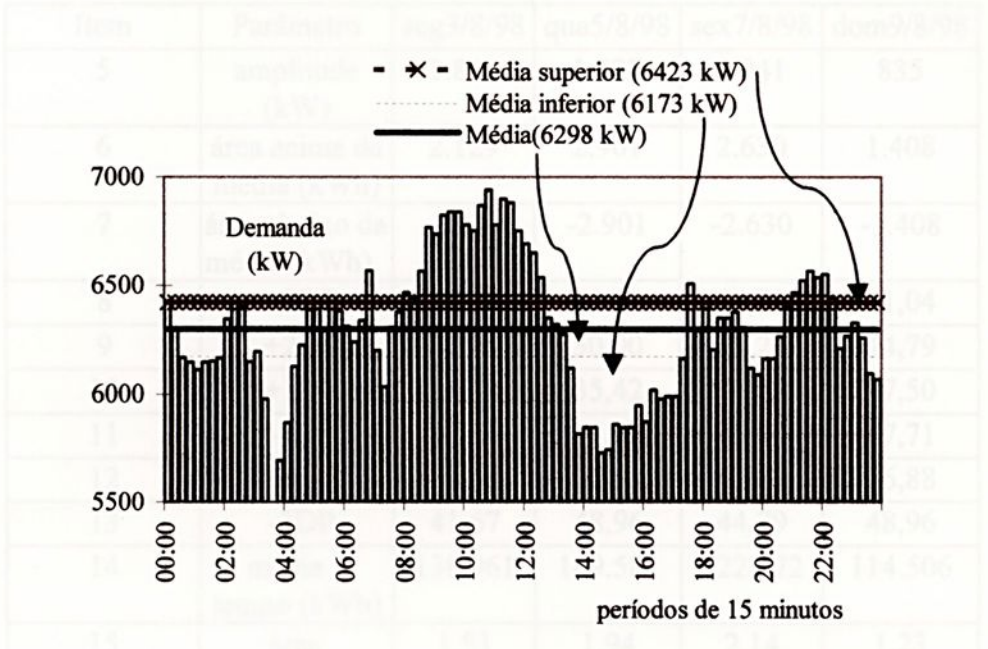


FIGURA 4.13 - Demandas 15 minutos

Esta demanda pode ser calculada segundo indicado no item 3.4.1, a partir dos valores de demanda do período ou dividindo o consumo total de energia do dia por 24 horas. A área abaixo da linha de demanda média representa a energia consumida no período. O eixo das coordenadas foi interrompido em 5500 kW para maior resolução do gráfico, mas para efeito de cálculos deve ser considerado que o valor inferior da escala é zero. A partir de leituras similares às da Tabela 4.14, realizadas em vários dias, foram elaboradas as Tabelas A1 a A6 do Anexo A. O significado dos parâmetros é explicado utilizando a Tabela 4.15, idêntica à Tabela A1:

TABELA 4.15 – Modelo da demanda elétrica I

Item	Parâmetro	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
1	Média (kW)	5.851	6.298	5.169	4.821
2	DP (kW)	240	309	262	156
3	máxima (kW)	6.247	6.941	5.692	5.285
4	mínima (kW)	4.435	5.414	4.651	4.450

TABELA 4.15 – continuação

Item	Parâmetro	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
5	amplitude (kW)	1.812	1.527	1.041	835
6	área acima da média (kWh)	2.129	2.901	2.630	1.408
7	área abaixo da média (kWh)	-2.129	-2.901	-2.630	-1.408
8	+3DP	57,29	51,04	55,21	51,04
9	+2DP	57,29	50,00	55,21	44,79
10	+1DP	44,79	35,42	34,38	37,50
11	-1DP	27,08	33,33	23,96	17,71
12	-2DP	41,67	47,92	44,79	46,88
13	-3DP	41,67	48,96	44,79	48,96
14	média x tempo (kWh)	138.961	149.581	122.772	114.506
15	área acima/energ. diária(%)	1,53	1,94	2,14	1,23
16	DP/média(%) = CV	4,11	4,90	5,08	3,23
17	área acima/DP	8,86	9,40	10,02	9,04

-Itens 1 a 5, demanda média, desvio padrão DP, valores extremos e amplitude, respectivamente.

-Itens 6 e 7, energia consumida com demandas acima da média e não consumida com demandas abaixo da média, como explicado anteriormente.

-Item 8, percentual da quantidade de valores da demanda 15 minutos entre a média e a média mais três desvios padrão, em relação ao total de valores.

-Item 13, percentual da quantidade de valores da demanda 15 minutos entre a média e a média menos três desvios padrão, em relação ao total de valores. Por exemplo, para o dia 3/8/98, $57,29 + 41,67 = 98,96\%$ dos valores estão entre a média $\pm$ três desvios padrão; $57,29 + 41,67 = 98,96\%$ entre a média $\pm$ dois desvios padrão e $44,79 + 27,08 = 71,87\%$ entre a média $\pm$ um desvio padrão. No dia 9/8/98 da mesma tabela os valores correspondentes são 100%, 91,67% e 55,21%, o que mostra que neste último dia houve menos valores próximos à média. Numa curva de distribuição normal os

valores são 99,73%, 95,45% e 68,27%, divididos simetricamente acima e abaixo da média, ou seja 49,86%, 47,72% e 34,13%. Na Tabela 4.15 se observa a tendência de existir uma maior ocorrência de valores acima da média do que abaixo da mesma. Isto não significa uma maior quantidade de energia consumida acima da média e sim que as “montanhas” são menos acentuadas que os “vales”. As Tabelas A1 a A6 mostram uma tendência similar.

Este último fato poderá ser de importância no projeto dos sistemas de cogeração, mas não na avaliação dos consumos, vendas de excedente ou compra do déficit, porque isso é avaliado através da média superior e inferior.

Das tabelas ultimamente mencionadas pode ser feito um resumo dos parâmetros que interessam para modelar as variações da demanda. As tabelas abrangem 20 dias, dos quais o dia 2 de novembro de 1998 foi descartado devido ao fato de as medições correspondentes estarem muito afastadas dos valores dos outros dias, sem explicação satisfatória. Na Tabela 4.16 estão indicados os valores médios dos 19 dias considerados, com os números de item correspondentes aos da Tabela 4.15.

TABELA 4.16 - Demandas médias e desvios padrão médios (kW), correspondentes a leituras de 19 dias.

Item	Parâmetro	Média		DP	
15	Área acima/energ. diária (%)	2,015		0,52	
17	Área acima/DP(*)	9,53		1,16	
1	Valores gerais	5500,84		621,5	
Dias da semana		absoluta	relativa (**)	absoluto	relativo (**)
Segundas		5692	0,99	388	0,78
Quartas		5746	1	498	1
Sextas		5554	0,97	432	0,87
Domingos		5038	0,88	882	1,77

Obs. (*) DP = desvio padrão correspondente a cada dia das Tabelas A1 até A6.

(**) Relativo aos valores de quarta feira.

A Tabela 4.16 permite concluir que o desvio padrão permite avaliar de forma rápida e com aproximação razoável a quantidade de energia consumida acima da média. Ao comparar o desvio padrão das demandas entre os diferentes dias, indicado na Tabela 4.16 no item 15, com o desvio padrão “interno” de cada dia individual, por exemplo os do item 2 da Tabela 4.15, se verifica que o primeiro é bem maior, pelo fato de que entre dias podem-se esperar maiores variações. As variações entre os dias domingo é maior do que as dos outros dias porque em alguns domingos a carga é alta e em outros não. Este é um aspecto que deve ser considerado no estudo de remanejamento de cargas.

Aparentemente no caso da energia elétrica as variações são pequenas e o modelo “retangular” mencionado em 3.4.1 seria suficiente para se fazer avaliações para uma média determinada.

4.2.2 Demanda térmica

A demanda térmica será modelada de forma similar à elétrica. Na Tabela 4.17 são mostrados os valores coletados e as energias consumidas acima da média e as não consumidas abaixo da média. Estes valores correspondem aos da produção da caldeira Aalborg, que foi a única que operou no período.

TABELA 4.17 – Demandas e energia térmica consumida

Data	hora	Demanda Termica (kW)	Média (kW)	Energia consumida acima da média (kWh)	Energia consumida abaixo da média (kWh)
25/1/99	2:00	10.927	10.943	0,00	15,83
	6:00	10.950	10.943	7,06	0,00
	10:00	10.969	10.943	26,52	0,00
	14:00	10.706	10.943	0,00	236,27
	18:00	11.329	10.943	386,65	0,00
	22:00	10.775	10.943	0,00	168,14
27/1/99	2:00	10.363	10.903	0,00	539,54

TABELA 4.17 – Continuação

Data	hora	Demanda Térmica (kW)	Média (kW)	Energia consumida acima da média (kWh)	Energia consumida abaixo da média (kWh)
	6:00	11.413	10.903	510,37	0,00
	10:00	10.849	10.903	0,00	53,47
	14:00	10.830	10.903	0,00	72,91
	18:00	11.063	10.903	160,40	0,00
	22:00	10.898	10.903	0,00	4,86
29/1/99	2:00	11.743	9.637	2.106,30	0,00
	6:00	12.599	9.637	2.961,79	0,00
	10:00	12.307	9.637	2.670,14	0,00
	14:00	11.413	9.637	1.775,78	0,00
	18:00	6.261	9.637	0,00	3.376,57
	22:00	3.500	9.637	0,00	6.137,44
31/1/99	2:00	8.078	7.887	191,19	0,00
	6:00	8.078	7.887	191,19	0,00
	10:00	7.388	7.887	0,00	499,03
	14:00	8.633	7.887	745,31	0,00
	18:00	7.534	7.887	0,00	353,21
	22:00	7.612	7.887	0,00	275,44
8/2/99	10:00	13.061	11.353	1.707,79	0,00
	14:00	11.402	11.353	48,79	0,00
	18:00	10.165	11.353	0,00	1187,32
	22:00	10.783	11.353	0,00	569,26
10/2/99	2:00	14.069	13.370	699,38	0,00
	6:00	14.606	13.370	1.236,11	0,00
	10:00	12.003	13.370	0,00	1.366,23
	14:00	12.703	13.370	0,00	666,85
	18:00	13.223	13.370	0,00	146,38
	22:00	13.614	13.370	243,97	0,00
12/2/99	2:00	13.971	12.299	1.672,55	0,00
	6:00	13.239	12.299	940,64	0,00
	10:00	10.247	12.299	0,00	2.052,06
	14:00	13.077	12.299	777,99	0,00
	18:00	11.645	12.299	0,00	653,30
	22:00	11.613	12.299	0,00	685,83
14/2/99	2:00	12.849	12.784	65,06	0,00

TABELA 4.17 – Continuação

Data	hora	Demanda Térmica (kW)	Média (kW)	Energia consumida acima da média (kWh)	Energia consumida abaixo da média (kWh)
	6:00	11.955	12.784	0,00	829,50
	10:00	13.174	12.784	390,35	0,00
	14:00	14.736	12.784	1.951,76	0,00
	18:00	13.044	12.784	260,23	0,00
	22:00	10.946	12.784	0,00	1.837,91

Obs. Para simplificar os cálculos as energias consumidas foram calculadas com intervalo de uma hora e não de quatro. Para efeito de estimar percentuais, por ser o intervalo sempre o mesmo, é possível utilizar uma hora, de forma que a energia numericamente equivale à demanda. Assim, a energia consumida acima da média é calculada pela diferença entre a demanda horária e a média, e a não consumida abaixo da média da mesma forma.

Na Tabela 4.18 se indicam as médias superior e inferior para cada dia e a relação entre a energia térmica consumida acima da média e a energia térmica total. A relação entre energia não consumida abaixo da demanda média e a total é a mesma que a calculada para consumo acima da média. Observa-se que existem diferenças desta relação para dias diferentes, variando entre 4 a 28%, se descartado o valor correspondente ao dia 29/1/1999. A relação entre energia elétrica acima da média/energia elétrica total varia entre 1,2 a 3,2%, como pode ser verificado nas Tabelas A1 a A6 do Anexo A.

TABELA 4.18 – Energia térmica consumida acima da média em relação a energia térmica total

Data	Média superior (kW)	Média inferior (kW)	Energia diária acima (kWh)	Energia diária baixo (kWh)	Relação energia acima/total
25/1/99	11.363	10.522	420,23	420,23	0,0384
27/1/99	11.573	10.232	670,78	670,78	0,06152
29/1/99	19.151	123	9.514,01	9.514,01	0,98722
31/1/99	9.015	6.760	1.127,68	1.127,68	0,14297
8/2/99	13.109	9.596	1.756,58	1.756,58	0,15473
10/2/99	15.549	11.190	2.179,46	2.179,46	0,16302
12/2/99	15.690	8.908	3.391,18	3.391,18	0,27573
14/2/99	15.451	1.0117	2.667,40	2.667,40	0,20865

Os valores da Tabela 4.18 serão utilizados na seleção de caldeiras, turbinas e outros equipamentos necessários para os ciclos de vapor.

Das Tabelas 4.12 e 4.13 não foi possível concluir que existe uma correlação linear entre as demandas elétricas e térmicas, pelo que a seguir é procurado de forma gráfica encontrar uma tendência dos consumos de ambas as energias. É de se esperar que exista alguma relação diária, porque ao existir uma boa correlação mensal, provavelmente o que acontece é uma defasagem no tempo e/ou uma correlação não linear. Caso pareça existir uma relação, será considerado como um fato, até não conseguir mais leituras do consumo térmico. Na Figura 4.14 são mostradas as demandas medidas e as tendências, com curvas polinomiais de sexta potência. É possível verificar que existe um comportamento similar das duas curvas de tendência.

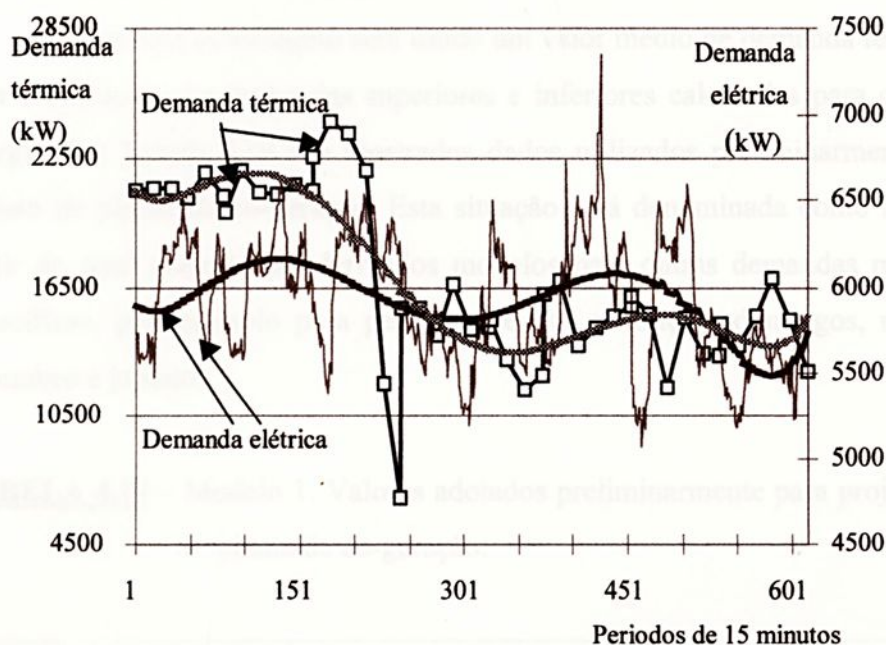


FIGURA 4.14 - Demandas. Linhas de tendência

Pode-se ver que com exceção da região do período 301, quando uma curva é crescente a outra também o é, igualmente para o caso decrescente. A relação entre as duas energias é mostrada na Figura 4.15.

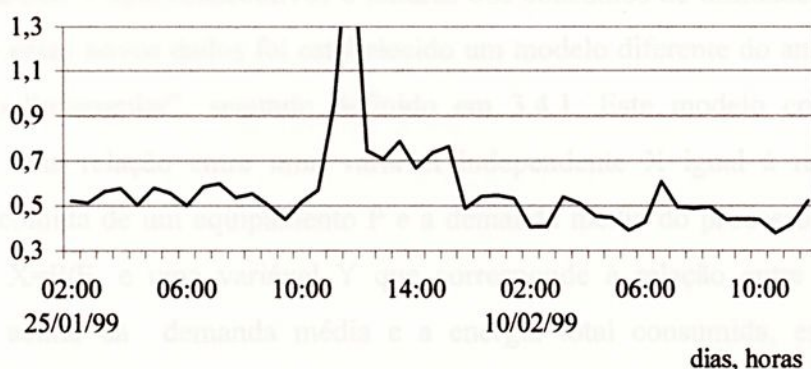


FIGURA 4.15 - Relação demanda elétrica/térmica

Da Figura 4.15, para efeitos de um cálculo razoável, é possível aceitar que o valor médio desta relação é 0,5. O cálculo exato, com os valores coletados é para a média 0,57 com um desvio padrão de 0,22, porém já foi visto que existe um valor que

possivelmente deve ser descartado.

Com esta modelagem será usado um valor médio de demanda térmica, outro para a elétrica, e as demandas superiores e inferiores calculadas para cada tipo de energia. Na Tabela 4.19 são mostrados dados utilizados preliminarmente para um projeto de planta de co-geração. Esta situação será denominada como Modelo 1, a partir do qual poderão ser derivados modelos para outras demandas médias, mais específicas, por exemplo para períodos de alta produção, domingos, meses como dezembro e janeiro.

TABELA 4.19 – Modelo 1. Valores adotados preliminarmente para projeto da planta de co-geração.

Descrição	Energia elétrica	Energia térmica
Demanda média (kW)	5.909	11.138
Demanda superior (kW)	6.024	12.800
Demanda inferior (kW)	5.794	9.476

Considerando que os valores utilizados para avaliar a energia térmica não correspondiam a dias consecutivos, foram feitas leituras específicas para este trabalho, durante 5 dias consecutivos e leituras dos consumos de utilidades a cada 6 horas. Com esses novos dados foi estabelecido um modelo diferente do anterior, que era do tipo “retangular”, segundo definido em 3.4.1. Este modelo consiste em estabelecer uma relação entre uma variável independente X igual à razão entre potência escolhida de um equipamento P e a demanda média do processo industrial E , ou seja $X=P/E$, e uma variável Y que corresponde à relação entre a energia consumida acima da demanda média e a energia total consumida, este último parâmetro correspondendo com o item 15 da Tabela 4.15. Na Figura 4.16 é explicado o conceito deste modelo, que não é nada mais que uma variação do modelo “retangular”, assim como o é o modelo “triangular”. A vantagem do modelo que está sendo explicado é que utiliza valores reais para ajustar uma curva, que por acaso, até poderia ser triangular ou retangular.

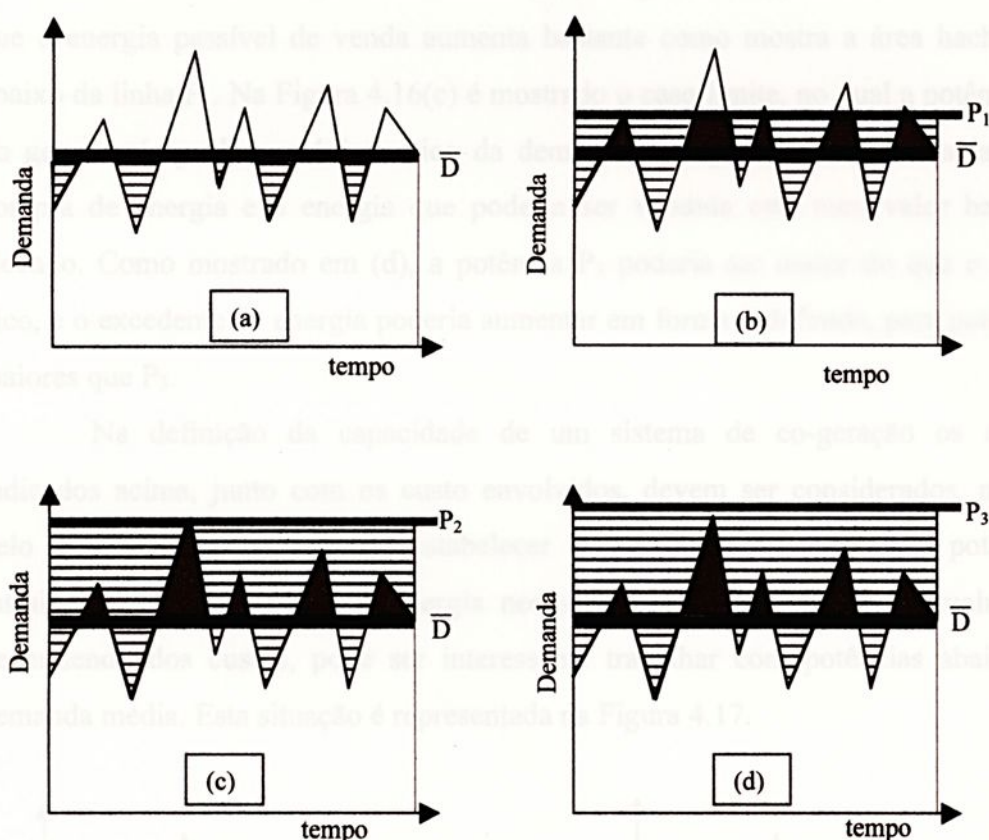


FIGURA 4.16 – Efeito da Potência fornecida sobre o déficit e excedente.
Caso $P/\bar{D} > 1$

A Figura 4.16 (a) mostra um perfil de demanda genérico no qual a demanda média $\bar{D}$ está representada pela linha horizontal grossa. A energia total consumida no período corresponde à área abaixo da curva irregular que corresponde ao perfil real do processo. Por definição, a área retangular abaixo da linha de demanda média também corresponde à energia total consumida. Caso a indústria possua um gerador de energia (elétrica ou térmica) com capacidade P igual a demanda média, as áreas triangulares acima da linha $\bar{D} = P$ representam energia que deve ser “comprada” e as hachuradas horizontalmente, abaixo da demanda média, energia não utilizada que poderia ser vendida. Na seção 3.4 este tema já foi discutido. Caso o equipamento gerador fosse de capacidade $P_1 > \bar{D}$ a energia a ser “comprada” é menor do que no caso (a), como ilustrado na Figura 4.16(b), onde se observa uma diminuição da área

acima da linha P_1 em relação a área análoga da Figura 4.16(a). Verifica-se também que a energia passível de venda aumenta bastante como mostra a área hachurada abaixo da linha P_1 . Na Figura 4.16(c) é mostrado o caso limite, no qual a potência P_2 do gerador é igual ao máximo pico da demanda, no qual não há necessidade de compra de energia e a energia que poderia ser vendida está num valor bastante elevado. Como mostrado em (d), a potência P_3 poderia ser maior do que o maior pico, e o excedente de energia poderia aumentar em forma indefinida, para potências maiores que P_3 .

Na definição da capacidade de um sistema de co-geração os efeitos indicados acima, junto com os custos envolvidos, devem ser considerados, motivo pelo qual resulta conveniente estabelecer o efeito da relação entre potências instaladas e demandas com a energia necessária a ser adquirida. Eventualmente, dependendo dos custos, pode ser interessante trabalhar com potências abaixo da demanda média. Esta situação é representada na Figura 4.17.

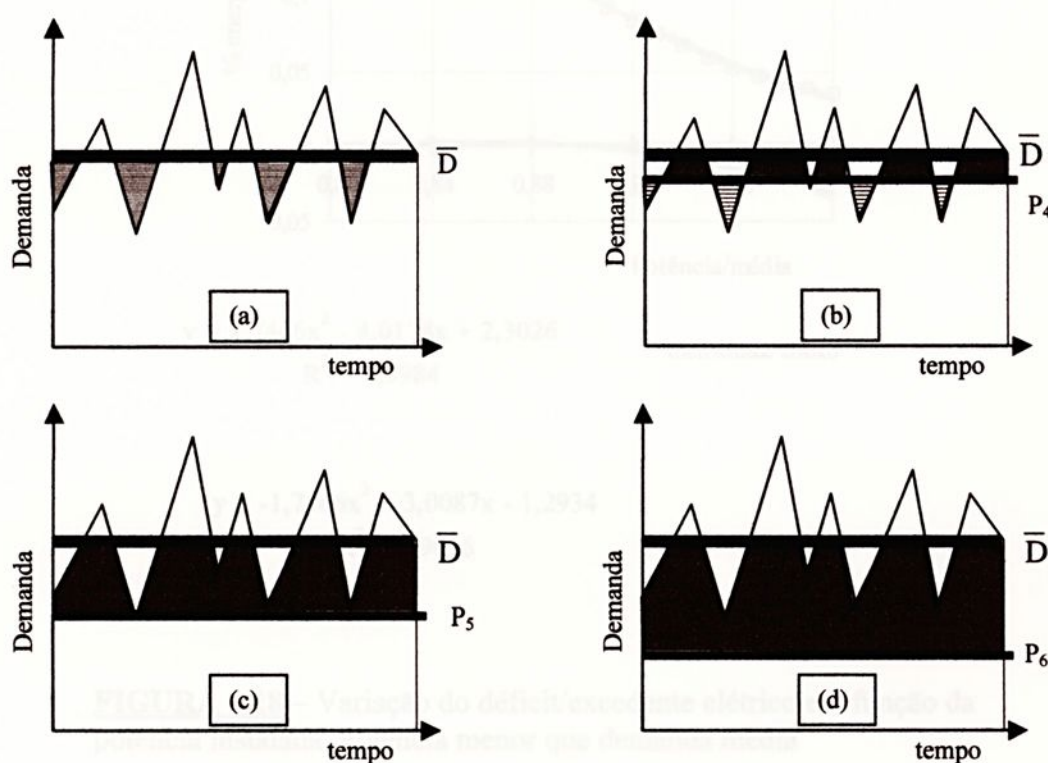


FIGURA 4.17 - Efeito da Potência fornecida sobre o déficit e excedente.
Caso $P/\bar{D} < 1$

No caso da Figura 4.17 a situação é tal que, ao diminuir a potência fornecida, maior é a quantidade de energia a ser comprada, aumento representado pelo aumento da área escura, e menor é a quantidade excedente representada pela área hachurada horizontalmente. Das Figura 4.16 e 4.17 depreende-se que ao aumentar a quantidade de energia a ser comprada, diminui a quantidade a ser vendida e vice-versa, sendo conveniente conhecer a relação destas variações. O resultado obtido está ilustrado nas Figuras 4.18 a 4.21, nas quais a fórmula superior corresponde à energia acima da média, ou seja à “comprada” e a inferior ao excedente. Nas legendas, “acima/total e abaixo total” têm o mesmo sentido.

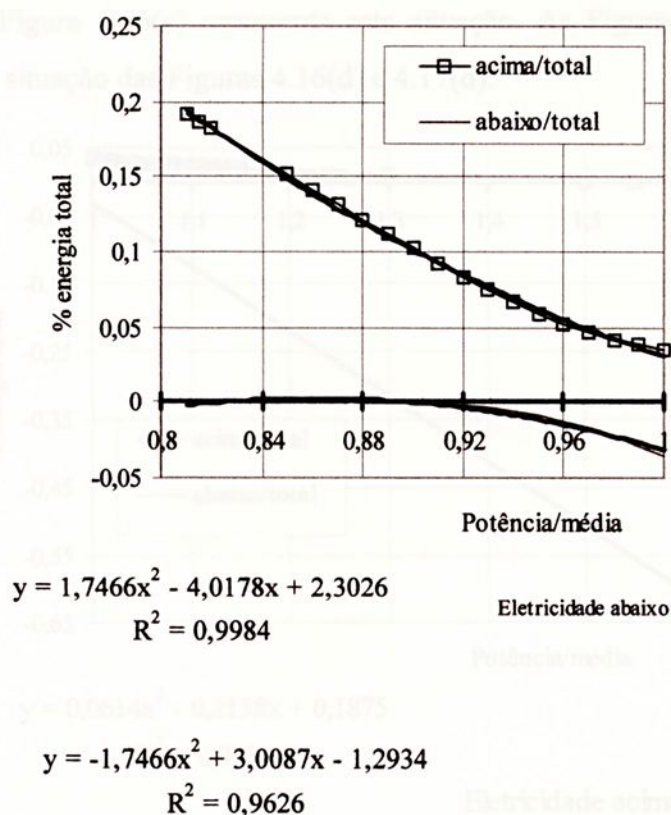
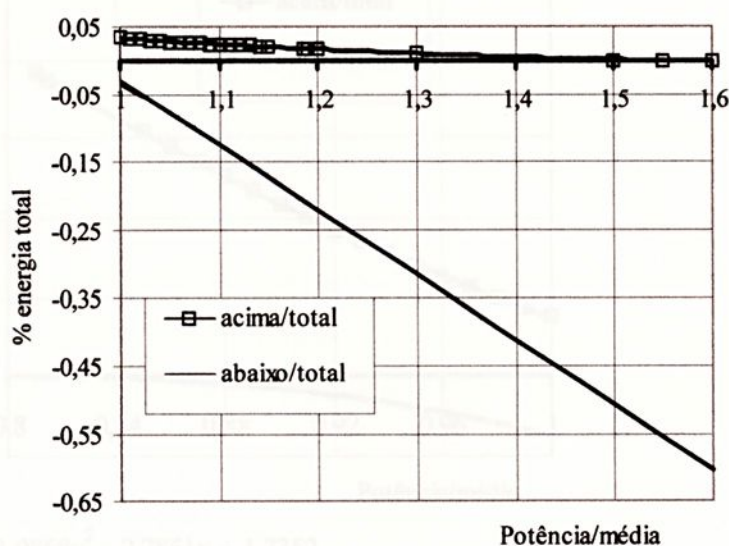


FIGURA 4.18 – Variação do déficit/excedente elétrico em função da potência instalada. Potência menor que demanda média

Nas Figuras 4.18 a 4.21 é possível observar que para o valor 1 da relação potência/média, os valores acima/total e abaixo/total têm o mesmo valor absoluto, que corresponde com o conceito de demanda média. Como a Figura 4.18 corresponde a um caso no qual a potência fornecida é menor que a demanda média necessária, quanto menor esta potência, menor o excedente de energia e é zero aproximadamente para uma valor de 0,84 para a relação potência demanda média, situação esquematizada na Figura 4.17(c). A Figura 4.19 mostra a situação oposta, e a medida que a potência fornecida é cada vez maior diminui o déficit, sendo zerado para uma potência aproximadamente 50% maior que a demanda média, porém com um grande aumento do excedente, da ordem de 50% da energia necessária para a produção. A Figura 4.16(c) representa esta situação. As Figuras 4.18 a 4.21 não representam a situação das Figuras 4.16(d) e 4.17(d).



$$y = 0,0614x^2 - 0,2158x + 0,1875$$

$$R^2 = 0,9934$$

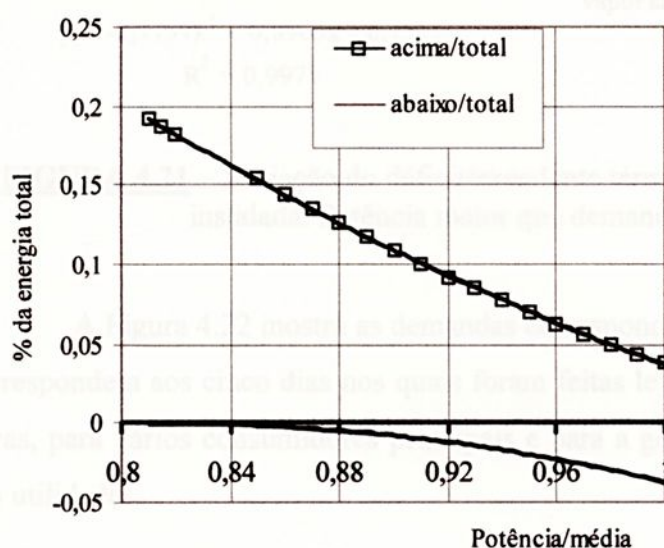
Eletricidade acima

$$y = -0,952x + 0,9214$$

$$R^2 = 0,9999$$

FIGURA 4.19 – Variação do déficit/excedente elétrico em função da potência instalada. Potência maior que demanda média

Para as Figuras 4.20 e 4.21, referentes às demandas térmicas são válidos os mesmos comentários anteriores. Estas curvas e equações são úteis para calcular com precisão o efeito da potência fornecida considerando o perfil de demanda levantado com dados coletados, e no caso de não ser possível esta coleta, adaptar os de outra indústria similar. Numa simulação em computador o valor delas também aparece como importante. A deficiência deste modelo está em não incluir a variável tempo, para permitir simulações mais próximas da realidade, especialmente quando as demandas de energia elétrica e térmica não são simultâneas, melhoria que é sugerida para trabalhos posteriores. Pode-se observar que algumas das curvas são próximas de retas, o que sugere que podem ser próximas do modelo retangular.



$$y = 1,0868x^2 - 2,7851x + 1,7352$$

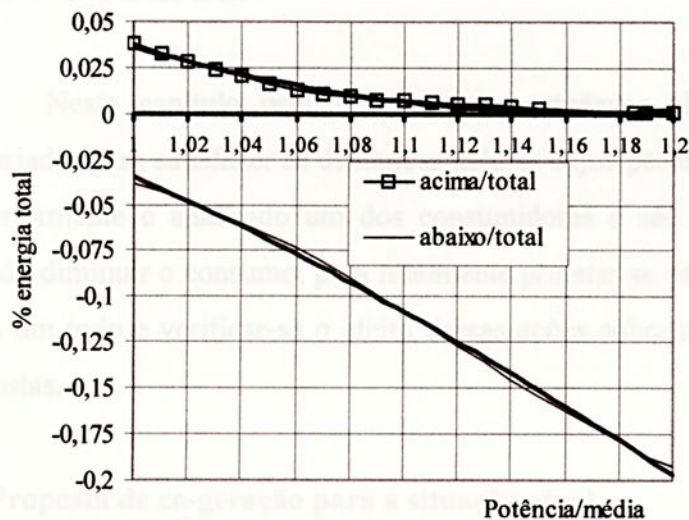
$$R^2 = 0,9999$$

Vapor abaixo

$$y = -1,0868x^2 + 1,776x - 0,726$$

$$R^2 = 0,9975$$

FIGURA 4.20 – Variação do déficit/excedente térmico em função da potência instalada. Potência menor que demanda média



$$y = 1,2327x^2 - 2,8795x + 1,6826$$

$$R^2 = 0,9814$$

Vapor acima

$$y = -0,7737x^2 + 0,8903x - 0,1511$$

$$R^2 = 0,9974$$

FIGURA 4.21 – Variação do déficit/excedente térmico em função da potência instalada. Potência maior que demanda média

A Figura 4.22 mostra as demandas correspondentes às figuras anteriores que correspondem aos cinco dias nos quais foram feitas leituras de vapor de seis em seis horas, para vários consumidores principais e para a geração total, medida no prédio das utilidades.

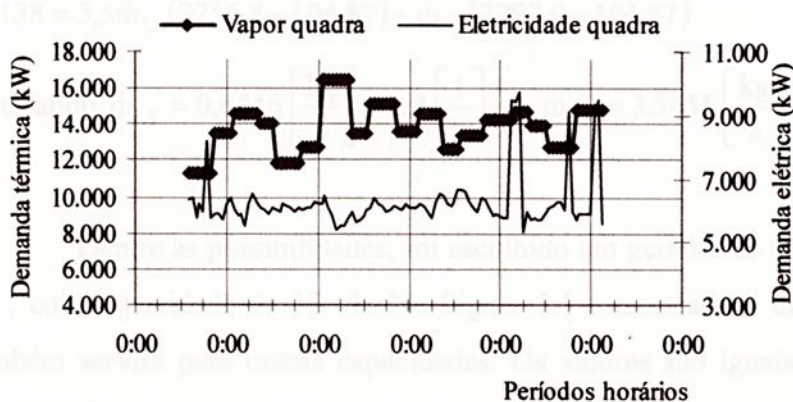


FIGURA 4.22 – Demandas de cinco dias consecutivos

5 ESTUDO DE CASO.

Neste capítulo primeiramente são estudadas alternativas de co-geração apropriadas para satisfazer às demandas médias cujos perfis são encontrados em 4.1. Posteriormente é analisado um dos consumidores e são propostas algumas ações visando diminuir o consumo, para finalmente projetar-se este resultado para a fábrica como um todo e verificar-se o efeito dessas ações sobre as unidades de co-geração propostas.

5.1 Proposta de co-geração para a situação atual.

5.1.1 Unidades com turbinas a vapor

O primeiro caso (Caso 1) é uma unidade dimensionada por paridade térmica. A carga térmica, segundo a Tabela 4.19 é de $E_v=11138$ kW, e a carga elétrica de $E_r=5900$ kW. O dimensionamento preliminar é feito segundo tais médias e posteriormente é analisado o efeito da variação de demanda. Das leituras do consumo de vapor foi verificado que existe uma proporção de consumo de 5,5 entre a massa de vapor consumido em 0,6 MPa e 1,8 MPa; utilizando as entalpias do vapor saturado e calculando a carga térmica considerando que o vapor condensa e resfria até 25 °C, as massas de vapor são determinadas pelo balanço:

$$11138 = 5,5\dot{m}_{1,8}(2756,8 - 104,87) + \dot{m}_{1,8}(2797,0 - 104,87)$$

$$\text{resultando } \dot{m}_{1,8} = 0,6446 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 2,3 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}} \right] \text{ e } \dot{m}_{0,6} = 3,5455 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 12,7 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}} \right]$$

Dentre as possibilidades, foi escolhido um gerador de vapor de 4 MPa e 300 °C, com capacidade de 15 t/h. Na Figura 5.1 é mostrado o arranjo proposto, que também servirá para outras capacidades. Os valores são iguais aos da Tabela 3.1, excetuando as vazões.

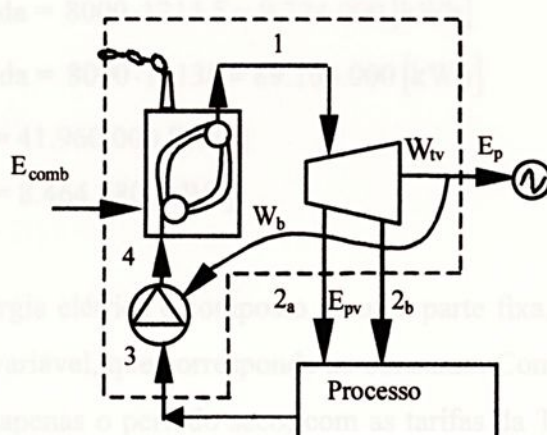


FIGURA 5.1 - Co-geração com turbina a vapor. Caso 1

A potência produzida pela turbina é

$$\dot{W}_{tv} = 4,19(2960,7 - 2814,1) + 3,54(2814,1 - 2638,2) = 1237,8 \text{ [kW]}$$

e a potência da bomba, em proporção ao calculado em 3.1

$$\dot{W}_b = 30 \frac{4,19}{5,33} = 22,33 \text{ [kW]}$$

resultando

$$E_p = 1237,8 - 22,33 = 1215,47 \text{ [kW]}$$

e o consumo de combustível correspondente, considerando rendimento global do gerador de vapor igual a 85%, é

$$E_{comb} = \frac{4,19(2960,7 - 108,81)}{0,85} = 14058 \text{ [kW]}$$

Na sequência são calculadas as necessidades anuais de energia e a produção anual da unidade de co-geração, esta última considerando uma operação de 8000 horas por ano.

$$\text{Energia elétrica necessária} = 8760 \cdot 5900 = 51.684.000 \text{ [kWh]}$$

$$\text{Energia térmica necessária} = 8760 \cdot 11138 = 97.568.880 \text{ [kWh]}$$

$$\text{Energia elétrica produzida} = 8000 \cdot 1215,5 = 9.724.000 \text{ [kWh]}$$

$$\text{Energia térmica produzida} = 8000 \cdot 11138 = 89.104.000 \text{ [kWh]}$$

$$\text{Déficit energia elétrica} = 41.960.000 \text{ [kWh]}$$

$$\text{Déficit energia térmica} = 8.464.880 \text{ [kWh]}$$

O custo da energia elétrica é composto de uma parte fixa, que é a demanda contratada e uma parte variável, que corresponde ao consumo. Como para simplificar está sendo considerado apenas o período seco, com as tarifas da Tabela 3.8 pode-se estimar uma tarifa ponderada, como segue:

$$\text{Tarifa Ponderada} = \frac{65 \cdot 0,0284 + 665 \cdot 0,0203}{730} = 0,021 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right]$$

$$\text{sendo o custo anual do consumo} = 5900 \cdot 8760 \cdot 0,021 = \text{US\$ } 1.085.364$$

e com valores da mesma Tabela 3.8 calcula-se o custo anual da demanda contratada

$$\text{Custo anual demanda} = (6350 \cdot 5,0699 + 6800 \cdot 1,1741) \times 12 = \text{US\$ } 482.133$$

totalizando um custo anual de energia elétrica igual a US\$ 1.567.497.

O custo anual da energia térmica, considerando que a eficiência do gerador de vapor é 85%, será:

$$\text{custo anual energia térmica} = \frac{11138 \cdot 8760 \cdot 0,01}{0,85} = \text{US\$ } 1.147.869$$

$$\text{e custo anual da instalação convencional} = 1.567.497 + 1.147.869 = \text{US\$ } 2.715.366.$$

O custo operacional da unidade de co-geração, lembrando que custos de mão de obra não são considerados porque são estimados como iguais nas alternativas e na situação original, é o custo do combustível, ou seja

$$\text{custo anual unidade} = 14058 \cdot 8000 \cdot 0,01 = \text{US\$ } 1.124.640$$

sendo necessário ainda acrescentar os custos dos déficits elétricos e térmicos.

O custo do déficit elétrico é $41.960.000 \times 0,021 = \text{US\$ } 881.160$ e o custo da demanda deve continuar sendo incluído na alternativa. Da mesma forma, o custo do déficit térmico é $\frac{8.464.880 \times 0,01}{0,85} = \text{US\$ } 99.587$, e a comparação entre a instalação

convencional e a proposta é como segue:

Instalação convencional

Custo energia elétrica = US\$ 1.567.497,00

Custo energia térmica = US\$ 1.147.869,00

Custo total = US\$. 2.715.366,00

Instalação proposta

Custo combustível = US\$ 1.124.640,00

Custo déficit elétrico = US\$ 1.363.293,00

Custo déficit térmico = US\$ 99.587,00

Custo total = US\$ 2.587.520,00

Economia = US\$ 127.846,00

A economia calculada deve ser confrontada com os investimentos necessários, que são:

Gerador de vapor = US\$ 1.200.000,00 (Agencia para Aplicação de Energia, 1999)

Turbina = US\$ 329.040,00 (ABB*)

Total = US\$ 1.529.040,00

valor que deve ser acrescido pelo fator 1,4, referente a instalação, resultando US\$ 2.140.656,00

e um cálculo do retorno simples do capital indica 16,7 anos, o que sinaliza a inconveniência da proposta. Este primeiro resultado é um indicador de que, para ser atrativo um investimento, deve haver alguma relação entre custos, benefícios e investimentos, para proporcionar um retorno simples no máximo em quatro anos, de modo que ao aplicarem-se fórmulas que incluam juros esse tempo seja no máximo de oito anos, para ser interessante economicamente. Primeiramente serão feitas algumas considerações sobre os custos considerados.

* ABB Turbinas. Correspondência de 15/12/1999

a) Tarifa elétrica.

Como mencionado no Anexo B (Horlock, 1987), uma maneira de calcular o custo da energia elétrica co-gerada é abater do custo total da co-geração o custo do vapor produzido por esta, calculado com os custos unitários da instalação convencional. Neste caso resulta

$$C_{el} = \frac{1.124.460 - \frac{89.104.000 \times 0,01}{0,85}}{9.724.000} = \frac{1.124.460 - 1.048.282}{9.724.000} = 0,0078 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right]$$

valor que combinado com a tarifa de 0,021 fornece uma economia de $(0,021 - 0,0078) \cdot 1215,5 \cdot 8000 = 126.973 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right]$, valor igual ao obtido anteriormente, exceto pelos arredondamentos, o que nesta configuração está coerente, uma vez que o custo de demanda contratada é o mesmo nas duas alternativas e o custo do vapor está calculado com o mesmo preço do combustível e a mesma eficiência do gerador de vapor. Existem trabalhos nos quais se considera que a tarifa elétrica P_{el} é 0,07 [US\$/kWh] e o período de utilização é de 8000 horas por ano (Tuna & Silveira, 1997), e nessa condição a economia resulta em 561.816 [US\$/ano] com um retorno simples de 3,8 anos, o que tornaria o projeto interessante, se fosse esse o cenário real. Da mesma forma, Santo & Gallo (1997) mostram um cenário com 8000 horas de funcionamento por ano e uma tarifa elétrica de 62,13 [R\$/MWh], a qual, com o valor do dólar na data presumível de elaboração do trabalho, de outubro de 1997, em 1,1 [R\$/US\$], resulta em 56,48 [US\$/MWh], levando a um retorno simples de 5 anos. Baseado num trabalho de Teixeira *et al.* (1998), um caso interessante que poderia viabilizar a proposta seria se o subgrupo tarifário fosse diferente do A2, por exemplo se fosse o A3a, no qual as tarifas de consumo são aproximadamente o dobro.

Outra alternativa é entrar no sistema de tarifa suplementar de reserva, no qual o custo anual por demanda é menor, mas o custo por consumo é bastante elevado, surgindo um compromisso entre custos, horas trabalhadas e potências requeridas e produzidas. O custo anual para a energia elétrica, na alternativa proposta, é:

$$C_a = C_{el} \cdot E_p \cdot H + (8760 \cdot E_r - H \cdot E_p) \cdot P_{el} + D_a$$

em que D_a é o custo da demanda convencional. Para saber se é conveniente utilizar o sistema de tarifa suplementar, calcula-se se o custo nessa tarifa é menor do que na convencional. O custo C_s da energia, neste caso, é:

$$C_s = C_{el} \cdot E_p \cdot H + (8760 \cdot E_r - H \cdot E_p) \cdot P_{sel} + D_s$$

em que o subíndice s identifica os custos com tarifa suplementar de reserva. Como interessa que este custo seja menor que o da configuração original, fazendo-se a diferença entre as duas equações deve-se cumprir que

$$D_o - D_s + (8760 \cdot E_r - H \cdot E_p)(P_{el} - P_{sel}) > 0$$

de onde

$$H > \frac{\frac{D_o - D_s}{P_{el} - P_{sel}} + 8760 \cdot E_r}{E_p}, \text{ relação que não pode ser satisfeita com os valores desta}$$

alternativa, exigindo que para ser vantajosa a potência produzida seja próxima da requerida e as horas de operação muito próximas do total do ano. Por exemplo para 8000 horas de operação anuais a potência produzida deveria ser de 5770 kW e para uma potência de 5900 kW, igual à requerida, as horas anuais poderiam ser 7820. Note-se que estes valores são apenas os necessários para equiparar os dois sistemas tarifários, existindo ainda o risco de haver paradas da unidade maiores do que as previstas, sendo também necessários maiores investimentos. Para se verificar a atratividade do investimento, poderia ser aplicado o método do retorno, fixando por exemplo que para juros de 12% ao ano é desejado um retorno em seis anos. Como já foi discutido, é comparada a economia conseguida por ano com o custo do capital, sendo que ao se zerar a diferença entre os dois admite-se que o capital investido foi recuperado, ou seja:

economia anual - $f K > 0$ e calculando f para os valores indicados

$$\frac{\text{economia}}{K} \geq f \geq 0,2432$$

Outros valores orientativos são indicados a seguir:

15%, 6 anos: 0,2642

15%, 8 anos: 0,22 e

18%, 6 anos: 0,2859.

Dos valores acima verifica-se que a economia deve ser aproximadamente 25% do valor do investimento, o que não é uma condição fácil de se conseguir.

A possibilidade de venda de energia elétrica excedente também deve ser considerada, tendo em vista que como a energia térmica não tem atratividade comercial no momento, seu custo somente poderá ser abatido do custo da co-geração no máximo até sua produção atingir a demanda da fábrica. Acima desse valor o custo do combustível somente poderá ser alocado à energia elétrica, sendo que o custo de cada kWh elétrico produzido acima da capacidade térmica passará a custar

$$\text{Custo kWh acima capacidade térmica} = \frac{E_{\text{comb}}}{E_p} C_{\text{comb}} = \frac{14581}{1215} 0,01 = 0,12 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right]$$

custo bem maior do que os 0,035 [US\$/kWh] aos quais esta energia poderia ser vendida. Possivelmente num ciclo combinado gás-vapor haveria alguma vantagem. A situação comentada poderia ser amenizada se houvesse aplicação da energia térmica excedente, por exemplo, na geração de água gelada por absorção.

b) Combustíveis utilizados

Nas comparações foi adotado o critério de que a fábrica convencional e as alternativas propostas são alimentadas com gás natural, porque a empresa em estudo utiliza este combustível de forma preferencial. Como o custo do óleo combustível é maior do que o do gás, caso a fábrica utilizasse o primeiro como combustível principal, ao se sugerir alternativas com gás natural o retorno poderia melhorar um pouco. De igual modo foi considerada a mesma eficiência nos geradores e caso os existentes fossem antigos ou obsoletos, uma melhoria do rendimento seria possível, com a conseqüente vantagem econômica.

Antes de serem estudadas outras alternativas, será verificado acima deste Caso 1, o efeito da variação de demanda sobre as economias energéticas calculadas com os valores médios. Primeiramente será visto o comportamento da unidade sem modulação da carga, ou seja, gerando uma quantidade fixa de energia, e depois o

caso da unidade modular a produção, tentando-se adaptar às variações de carga.

Como foi determinado em 4.2, as variações do consumo de vapor deslocam 14% do consumo total para valores acima da média, e como o sistema está operando com produção constante neste primeiro caso, um adicional de 14% da energia deverá ser produzido pelo sistema convencional, sendo que os outros 14% que o processo não utiliza abaixo da demanda média foi produzido desnecessariamente. O custo adicional é

$$\text{custo adicional} = \frac{0,14 \times 11138 \times 8000 \times 0,01}{0,85} = \text{US\$ } 146.760$$

com o que já não há economia, e motivo pelo qual deve-se pensar na modulação, em que devem ser consideradas as variações dos rendimentos por trabalharem os equipamentos fora do ponto de operação. Como está sendo utilizado o critério de paridade térmica e a potência elétrica fornecida está bem abaixo da necessária, o consumo de vapor é quem governa o processo devendo ser considerado que para 14% da energia acima da demanda térmica o consumo de vapor aumenta nessa porcentagem, e diminui de forma igual para os momentos de demanda menor, assim o consumo é para 14% acima da demanda igual a $4,19 \times 1,14 = 4,77$ [kg/s], e para 14% abaixo $4,19 \times 0,86 = 3,6$ [kg/s]. Como foi visto na seção 2.2, para a turbina a vapor com estas variações de carga a eficiência diminui em 1,5% em relação à nominal, pelo que pode ser feita uma relação para corrigir a produção da turbina, lembrando que foi estabelecido um rendimento de 85% para a condição normal, valor que pode ser reduzido a 100%, de modo que se a nova eficiência da turbina é $85 - 1,5 = 83,5\%$; este último valor, por proporções pode ser conduzido para $83,5/85 = 0,9824$, fator de correção para os instantes que a turbina opere fora do ponto. Pode ser calculada uma potência média como:

$$\text{potência na média} = \frac{4,19 \times 1 \times 1215}{4,19} \times 0,72 = 874,8 \text{ [kW]}$$

$$\text{potência acima} = \frac{4,77 \times 0,9824 \times 1215}{4,19} \times 0,14 = 190,23 \text{ [kW]}$$

$$\text{potência abaixo} = \frac{3,6 \times 0,9824 \times 1215}{4,19} \times 0,14 = 143,57 \text{ [kW]}$$

dando uma potência média de 1208,6 [kW]

Da mesma forma, no gerador a eficiência fora do ponto de operação diminui em 2%, segundo a seção 2.2, e como o rendimento inicialmente considerado foi de 85%, o fator de correção resulta ser 0,9765, porém neste caso é mais fácil do que para a turbina aplicar diretamente o novo rendimento, resultando para cálculo de E_{comb} :

$$E_{\text{comb}} \text{ na média} = \frac{4,19 \times 2851,9}{0,85} \times 0,72 = 10122,1 \text{ [kW]}$$

$$E_{\text{comb}} \text{ acima da média} = \frac{4,77 \times 2851,9}{0,83} \times 0,14 = 2297,79 \text{ [kW]}$$

$$E_{\text{comb}} \text{ abaixo da média} = \frac{3,6 \times 2851,9}{0,83} \times 0,14 = 1733,44 \text{ [kW]}$$

resultando um E_{comb} total de 14155 kW, e o custo de operação da unidade aumenta para $14155 \times 8000 \times 0,01 = \text{US\$ } 1.132.400$ contra os US\$ 1.124.640 quando não consideradas variações de demanda. Existe também um custo adicional pela diminuição da potência elétrica da turbina que é 6,4 kW menor, originando uma compra adicional de $6,4 \times 8000 \times 0,021 = \text{US\$ } 1.075$, com o que a economia calculada de US\$ 127.846 diminui para US\$ 119.011. A conclusão deste estudo parcial é que normalmente valerá mais modular a produção de que mantê-la constante. Desta alternativa, denominada como Caso 1, não podem ser esperadas maiores vantagens, pelo fato de que a produção de excedente elétrico para venda está limitada pelo consumo de vapor, como já foi demonstrado.

Nas alternativas que serão cogitadas a seguir a linha de raciocínio é similar. Como caso 2 será proposta uma unidade composta de turbina a gás, queimando gás natural, trabalhando em paridade térmica sem ou com queima adicional. Espera-se que este tipo de alternativa forneça uma economia maior, pelo fato de a relação entre energia elétrica e térmica neste caso ser mais ajustada com as necessidades da fábrica, e por haver excedente elétrico antes de excedente térmico, possibilitando a venda até atingir a demanda térmica da fábrica, acima da qual não haverá benefício. Um problema importante são os custos das turbinas a gás, que por serem importadas

estão sujeitas a impostos até de 60%, e das caldeiras de recuperação, que por trabalharem com temperaturas menores, necessitam de áreas de troca de calor maiores, sendo estimado, por falta de outras informações, um custo 50% maior de que para uma caldeira convencional equivalente. Na Figura 5.2 é mostrado o arranjo para turbina a gás e caldeira de recuperação. As turbinas experimentadas estão listadas na Tabela 5.1

A temperatura T_5 de saída dos gases da caldeira é considerada ser $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo que para gás natural poderiam ser admitidos valores menores, até $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, por causa do ponto de orvalho ácido do gás natural ser menor, nessas pressões (Kehlhofer, 1991). Nas alternativas que resultem mais interessantes será estudada a possibilidade de diminuir a temperatura de saída na chaminé, verificando este valor através da técnica do *pinch point*.

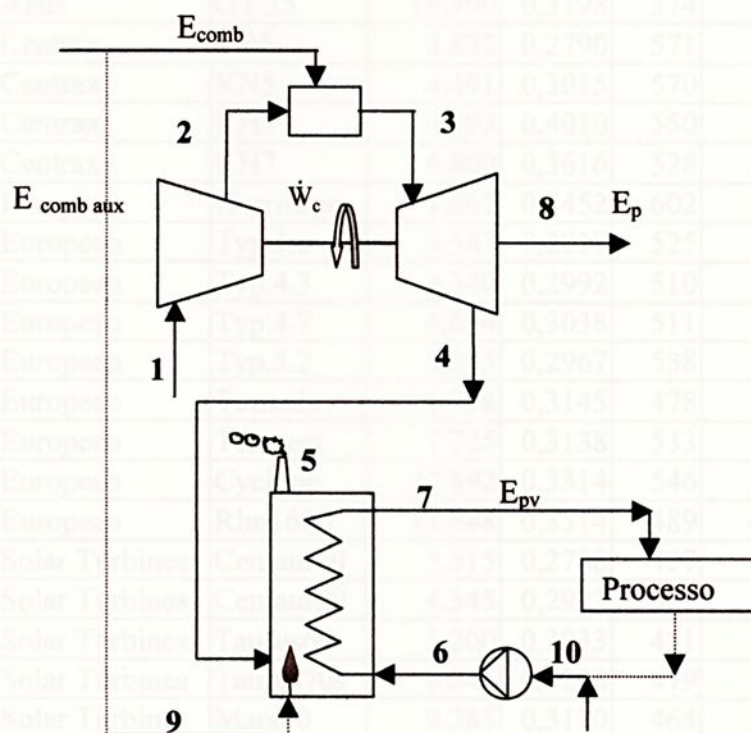


FIGURA 5.2 – Ciclo de co-geração com de turbina a gás simples e caldeira de recuperação. Caso 2

Pelo motivo anterior, as perdas por radiação e convecção da caldeira são consideradas como embutidas nas altas temperaturas de exaustão dos gases da caldeira, valendo a pena contabilizá-las apenas em análises mais precisas. O número relativamente elevado de turbinas cogitadas foi devido ao interesse de se verificar o efeito dos tamanhos e eficiências de cada equipamento, no ciclo completo.

TABELA 5.1 – Turbinas a gás consideradas no Caso 2

Alternativa	Fabricante	Modelo	Ep (kW)	η_{ig}	T _{gases}	$\dot{m}_{gases}$ (kg/s)
TG01	ABB	GT5	2.650	0,2720	445	15,19
TG02	Solar Turbine	Saturn 20	1.204	0,2442	493	6,45
TG03	Centrax gas T.	Cx501	3.002	0,2670	565	13,19
TG04	Opra	OGT6000	6.300	0,2962	420	31,00
TG05	ABB	GT1	1.473	0,2386	518	8,13
TG06	ABB	GTM7	5.780	0,2954	550	21,54
TG07	ABB	GT 35	16.900	0,3198	374	92,27
TG08	Centrax	KB5	3.832	0,2790	571	17,72
TG09	Centrax	KN5	4.491	0,3015	570	16,32
TG10	Centrax	KH5	6.393	0,4010	550	15,82
TG11	Centrax	KH7	6.800	0,3616	528	22,82
TG12	European	Hurricane	1.662	0,2452	602	7,41
TG13	European	Typ.3.6	3.587	0,2817	525	15,55
TG14	European	Typ.4.3	4.340	0,2992	510	17,77
TG15	European	Typ.4.7	4.694	0,3038	511	18,82
TG16	European	Typ.5.2	5.255	0,2967	538	20,55
TG17	European	Tornado	6.738	0,3145	478	27,64
TG18	European	Tempest	7.725	0,3138	533	28,64
TG19	European	Cyclone	12.892	0,3314	546	39,41
TG20	European	Rlm1600	13.688	0,3514	489	47,05
TG21	Solar Turbines	Centaur40	3.515	0,2788	437	18,64
TG22	Solar Turbines	Centaur50	4.345	0,2922	501	19,05
TG23	Solar Turbines	Taurus60	5.200	0,3033	481	21,41
TG24	Solar Turbines	Taurus70s	6.844	0,3228	479	25,55
TG25	Solar Turbines	Mars90	9.285	0,3170	464	39,27
TG26	Solar Turbines	Mars100	10.695	0,3248	488	41,72

Fonte: GTW (1997)

A energia térmica que pode ser obtida dos gases de escape da turbina é

$$E_{pv} = \dot{m}_4 C_{p \text{ gases}} (T_4 - T_5) \quad \text{sem queima suplementar (QS) e:}$$

$$E_{pv} = \dot{m}_4 C_{p \text{ gases}} (T_4 - T_5) + \dot{m}_{\text{comb aux}} \text{PCI}_{\text{comb}} \quad \text{com QS}$$

(Horlock²⁰).

A potência fornecida pelo combustível é

$$E_{\text{comb}} = \frac{E_p}{\eta_{tg}} \quad \text{quando não há queima suplementar, e quando ha houver}$$

$$E_{\text{comb}} = \frac{E_p}{\eta_{tg}} + \dot{m}_{\text{comb aux}} \text{PCI}_{\text{comb}} \quad (5.1)$$

Para os custos das turbinas foram utilizados valores de catálogo (GTW, 1997) e para os das caldeiras da Agência de Aplicação de Energia (1999), aplicando 50% de aumento nos valores das caldeiras convencionais para as caldeiras de recuperação com capacidade correspondente, considerando que as temperaturas dos gases são inferiores às da caldeira convencional. Nas turbinas não foi incluído o imposto de importação, considerando apenas impostos e frete da ordem de 36% e para as caldeiras nacionais foram considerados impostos da ordem de 24% (Agência, 1999). No preço total dos equipamentos foi feito um acréscimo de 40% por força de montagem e equipamentos auxiliares.

Nas Tabelas 5.2 a 5.9 são indicadas as características técnicas, consumo e produção de cada alternativa, assim como custos e retorno econômico, considerando 8000 horas de operação por ano.

TABELA 5.2 – Produção energética de cada alternativa, sem queima suplementar (QS). Caso 2

Alternativa	E _{comb} (kW)	E _{pv} (kW)	Produção elétrica (kWh/ano)	Produção térmica (kWh/ano)
TG01	9.742,65	4.272,34	21.200.000	34.178.715
TG02	4.930,38	2.169,55	9.632.000	17.356.382
TG03	11.243,45	5.526,87	24.016.000	44.214.990
TG04	21.269,41	7.829,36	50.400.000	62.634.880
TG05	6.173,51	2.967,97	11.784.000	23.743.763
TG06	19.566,69	8.654,77	46.240.000	69.238.176
TG07	52.845,53	18.431,12	135.200.000	147.448.936
TG08	13.734,77	7.547,09	30.656.000	60.376.718
TG09	14.895,52	6.931,32	35.928.000	55.450.549
TG10	15.942,64	6.355,75	51.144.000	50.846.022
TG11	18.805,31	8.592,06	54.400.000	68.736.450
TG12	6.778,14	3.419,27	13.296.000	27.354.160
TG13	12.733,40	5.800,03	28.696.000	46.400.208
TG14	14.505,35	6.324,95	34.720.000	50.599.588
TG15	15.450,95	6.707,82	37.552.000	53.662.581
TG16	17.711,49	7.966,72	42.040.000	63.733.778
TG17	21.424,48	8.812,94	53.904.000	70.503.533
TG18	24.617,59	10.939,93	61.800.000	87.519.462
TG19	38.901,63	15.633,48	103.136.000	125.067.818
TG20	38.952,76	15.632,38	109.504.000	125.059.047
TG21	12.607,60	5.075,27	28.120.000	40.602.134
TG22	14.869,95	6.583,56	34.760.000	52.668.508
TG23	17.144,74	6.895,40	41.600.000	55.163.172
TG24	21.201,98	8.195,05	54.752.000	65.560.415
TG25	29.290,22	11.922,47	74.280.000	95.379.788
TG26	32.927,96	13.809,60	85.560.000	110.476.772

TG25	4.380,00	2.469,55	9.632.000	2.332,15
TG26	4.380,00	2.469,55	9.632.000	2.332,25

O custo do combustível indicado na Tabela 5.1 representa o custo operacional anual da alternativa, com 5.000 horas anuais. O excedente elétrico é considerado como vendido. Para a turbina fixa, um padrão é fixado E_{fix} , onde E_{fix} é a potência elétrica requerida pela fábrica B. O déficit ocorre com o custo das 760 horas por ano que a unidade não funciona, o custo E_{fix} representa o déficit o custo da variação da demanda, de acordo com o caso e com o caso.

TABELA 5.3 – Custo do combustível utilizado na alternativa.
Déficits e excedentes energéticos, sem QS.
Caso 2

Alternativa	Déficit elétrico (kWh/ano)	Déficit térmico (kWh/ano)	Excedente elétrico (kWh/ano)	Custo combustível do ciclo (US\$/ano)
TG01	30.484.000	63.389.657	0	779.412
TG02	42.052.000	80.211.990	0	394.431
TG03	27.668.000	53.353.382	0	899.476
TG04	4.484.000	34.933.492	3.200.000	1.701.553
TG05	39.900.000	73.824.610	0	493.881
TG06	5.444.000	28.330.196	0	1.565.335
TG07	4.484.000	8.464.836	88.000.000	4.227.642
TG08	21.028.000	37.191.654	0	1.098.781
TG09	15.756.000	42.117.823	0	1.191.642
TG10	4.484.000	46.722.350	3.944.000	1.275.411
TG11	4.484.000	28.831.922	7.200.000	1.504.425
TG12	38.388.000	70.214.212	0	542.251
TG13	22.988.000	51.168.164	0	1.018.672
TG14	16.964.000	46.968.785	0	1.160.428
TG15	14.132.000	43.905.791	0	1.236.076
TG16	9.644.000	33.834.594	0	1.416.919
TG17	4.484.000	27.064.840	6.704.000	1.713.959
TG18	4.484.000	10.048.910	14.600.000	1.969.407
TG19	4.484.000	8.464.836	55.936.000	3.112.130
TG20	4.484.000	8.464.836	62.304.000	3.116.221
TG21	23.564.000	56.966.238	0	1.008.608
TG22	16.924.000	44.899.864	0	1.189.596
TG23	10.084.000	42.405.201	0	1.371.579
TG24	4.484.000	32.007.957	7.552.000	1.696.159
TG25	4.484.000	8.464.836	27.080.000	2.343.218
TG26	4.484.000	8.464.836	38.360.000	2.634.236

O custo do combustível indicado na Tabela 5.3 representa o custo operacional anual da alternativa, com 8.000 horas anuais. O excedente elétrico foi considerado como vendido. Embora a turbina forneça uma potência elétrica E_p maior que a potência elétrica requerida pela fábrica E_r , o déficit aparece como consequência das 760 horas por ano que a unidade não funciona. Ainda falta acrescentar neste déficit o efeito da variação da demanda, da mesma maneira como o foi na Caso 1,

mas a energia elétrica consumida acima da demanda média é da ordem de 2% no máximo, pelo que neste caso não há grande influência deste fato. No caso da energia térmica, as variações da demanda não têm influência, pelo fato de ser a potência E_{pv} fornecida bem menor do que a demanda média, na maior parte dos casos, e nas quais o é, o retorno econômico não resulta interessante, como mostrado nas Tabelas 5.6 e 5.9.

TABELA 5.4 – Custos energéticos para as alternativas propostas, sem QS. Caso 2.

Alternativa	Custo déficit elétrico (US\$/ano)	Custo déficit térmico (US\$/ano)	Custo total do ciclo (US\$/ano)	Custo kWh elétrico produzido	Venda de excedente (US\$/ano)
TG01	1.122.944	745.761	2.648.117	0,0178	0
TG02	1.366.118	943.670	2.704.219	0,0198	0
TG03	1.063.748	627.687	2.590.911	0,0158	0
TG04	576.392	410.982	2.688.927	0,0191	56.952
TG05	1.320.880	868.525	2.683.286	0,0182	0
TG06	596.573	333.296	2.495.204	0,0162	0
TG07	576.392	99.586	4.903.621	0,0313	1.566.189
TG08	924.167	437.549	2.460.498	0,0127	0
TG09	813.343	495.504	2.500.489	0,0150	0
TG10	576.392	549.675	2.401.478	0,0132	70.194
TG11	576.392	339.199	2.420.016	0,0128	128.143
TG12	1.289.096	826.050	2.657.397	0,0166	0
TG13	965.369	601.978	2.586.020	0,0165	0
TG14	838.737	552.574	2.551.739	0,0163	0
TG15	779.205	516.539	2.531.820	0,0161	0
TG16	684.862	398.054	2.499.835	0,0159	0
TG17	576.392	318.410	2.608.761	0,0164	119.315
TG18	576.392	118.222	2.664.022	0,0152	259.845
TG19	576.392	99.586	3.788.109	0,0302	995.527
TG20	576.392	99.586	3.792.199	0,0285	1.108.862
TG21	977.477	670.191	2.656.277	0,0189	0
TG22	837.896	528.234	2.555.726	0,0164	0
TG23	694.111	498.885	2.564.575	0,0174	0
TG24	576.392	376.564	2.649.115	0,0169	134.408
TG25	576.392	99.586	3.019.196	0,0315	481.959
TG26	576.392	99.586	3.310.215	0,0308	682.716

Na Tabela 5.4 verifica-se para a alternativa TG07 um valor elevado de venda de excedente, porém o custo da produção é muito próximo do valor de possível venda, anteriormente indicado como sendo de 0,035 US\$/kWh, e maior que a tarifa paga à concessionária de 0,021 US\$/kWh, pelo que a alternativa tem desvantagens comparada com as outras.

TABELA 5.5 – Valor dos investimentos para o Caso 2, válidos tanto para sem e com QS.

Alternativa	Custo FOB turbina (US\$)	Custo Turbina sem imposto de Importação. (US\$)	Custo Caldeira, com impostos (US\$)	Custo Turbina+ Caldeira, com impostos (US\$)	Equipamentos +instalação (40%)
TG01	1.418.000	1.928.480	434.835	2.363.315	3.308.641
TG02	850.000	1.156.000	220.815	1.376.815	1.927.541
TG03	1.332.888	1.812.728	562.521	2.375.248	3.325.348
TG04	2.500.000	3.400.000	796.866	4.196.866	5.875.612
TG05	1.056.141	1.436.352	302.078	1.738.429	2.433.801
TG06	2.023.000	2.751.280	880.876	3.632.156	5.085.018
TG07	5.915.000	8.044.400	1.875.904	9.920.304	13.888.426
TG08	1.701.408	2.313.915	768.137	3.082.052	4.314.872
TG09	1.859.274	2.528.613	705.464	3.234.077	4.527.707
TG10	2.538.021	3.451.709	646.883	4.098.592	5.738.029
TG11	2.679.200	3.643.712	874.493	4.518.205	6.325.486
TG12	1.139.370	1.549.543	348.011	1.897.554	2.656.575
TG13	1.592.628	2.165.974	590.322	2.756.296	3.858.815
TG14	1.796.760	2.443.594	643.748	3.087.342	4.322.279
TG15	1.877.600	2.553.536	682.717	3.236.253	4.530.754
TG16	1.990.725	2.707.386	810.847	3.518.233	4.925.526
TG17	2.654.772	3.610.490	896.974	4.507.464	6.310.450
TG18	2.624.800	3.569.728	1.113.458	4.683.186	6.556.460
TG19	5.582.236	7.591.841	1.591.163	9.183.004	12.856.205
TG20	6.583.928	8.954.142	1.591.051	10.545.193	14.763.271
TG21	1.560.000	2.121.600	516.557	2.638.157	3.693.419
TG22	1.798.830	2.446.409	670.070	3.116.479	4.363.070
TG23	1.990.000	2.706.400	701.808	3.408.208	4.771.491
TG24	2.552.812	3.471.824	834.086	4.305.910	6.028.274
TG25	3.797.565	5.164.688	1.213.460	6.378.148	8.929.408
TG26	4.387.000	5.966.320	1.405.530	7.371.850	10.320.590

O equipamento cujo custo poderia variar pelo fato de haver ou não queima suplementar, é a caldeira, custo que por causa do sistema de queima e maiores vazões envolvidas tenderia a aumentar. Por outro lado, com a queima, as temperaturas dos gases aumentam, provocando uma tendência de diminuir o tamanho. Este último aspecto pode ser desconsiderado ao se pensar que eventualmente a caldeira poderá trabalhar sem queima adicional, tendo sido projetada para essa condição. Conclui-se que com queima adicional o custo da caldeira deverá ser maior, mas com a aproximação realizada de ter um custo 50% maior em relação a caldeiras convencionais, o custo do queimador já está considerado.

TABELA 5.6 – Retorno do investimento para alternativas sem QS.
Caso 2.

Alternativa	Economia (US\$/ano)	Retorno simples (anos)	Economia / investimento	Retorno com juros de 1% ao ano (anos)
TG10	385.173	14,90	0,07	16,21
TG11	424.584	14,90	0,07	16,21
TG08	255.960	16,86	0,06	18,55
TG09	215.968	20,96	0,05	23,64
TG18	312.281	21,00	0,05	23,68
TG16	216.622	22,74	0,04	25,93
TG06	221.253	22,98	0,04	26,24
TG15	184.637	24,54	0,04	28,30
TG14	164.719	26,24	0,04	30,59
TG03	125.547	26,49	0,04	30,92
TG22	160.731	27,15	0,04	31,83
TG17	227.012	27,80	0,04	32,73
TG13	130.438	29,58	0,03	35,25
TG24	201.750	29,88	0,03	35,67
TG23	151.882	31,42	0,03	37,90
TG12	59.061	44,98	0,02	60,05
TG01	68.341	48,41	0,02	
TG25	179.221	49,82	0,02	69,31
TG21	60.181	61,37	0,02	95,59
TG04	84.482	69,55	0,01	119,50
TG05	33.172	73,37	0,01	132,97

Obs: Alternativas em ordem de atratividade. Desconsideradas alternativas com retorno negativo

Na Tabela 5.6 a coluna economia/investimento é de fato o valor recíproco do retorno simples, e é um indicador da taxa de juros máxima que poder ser assumida para ter retorno dentro de alguns anos, não importando quando, mas para garantir que os juros não sejam maiores que os benefícios. Como indicado na seção 3.5 e na equação (3.17),

$$\text{economia anual real} = \text{economia da alternativa} - \text{custo do capital}$$

a qual deve ser positiva. Nos primeiros anos do investimento o valor é negativo, enquanto o investimento é “pago”, em determinado número de anos passa por um valor zero, o chamado prazo de retorno, acima do qual o balanço é positivo. Denominando a economia da alternativa como ECO_a pode-se escrever

$$\text{ECO}_a - f \cdot K = 0$$

que permitirá calcular a relação mínima economia/capital para garantir que os juros não serão maiores que a economia, e também permitirá estimar o tempo de retorno de capital para uma determinada taxa anual de juros. Da relação anterior resulta:

$$f = \frac{\text{ECO}_a}{K}$$

mas também

$$f = \frac{(i+1)^n \cdot i}{(i+1)^n - 1}$$

de onde

$$n = \frac{\ln\left(\frac{f}{f-i}\right)}{\ln(1+i)} = \frac{\ln\left(\frac{\text{ECO}_a/K}{\text{ECO}_a/K - i}\right)}{\ln(1+i)} \quad (5.2)$$

sendo i a taxa anual de juro e n o número de anos de retorno. Na Tabela 5.6 os cálculos de retorno foram feitos para juros quase nulos; com juros de 12 ou 15% o projeto é inviável, por exemplo, nas alternativas TG10 e TG11, que aparecem como as “melhores”, a relação entre economia e investimento é 0,07, menor que 12%. Os

juros de 7% ao ano poderiam ser aceitos, caso seja aceito um retorno num prazo “infinitamente” longo; juro maiores que 7% significa “pagar” para implantar o projeto.

TABELA 5.7 – Custo do combustível utilizado na alternativa.

Déficits e excedentes energéticos, com QS. Caso 2

Alternativa	Queima máxima (kW)	Déficit de potência térmica (kW)	Custo combustível auxiliar (US\$/ano)	Custo total combustível (US\$/ano)
TG01	13250	6.865,60	549.248	1.328.660
TG02	6020	8.968,39	717.472	1.111.902
TG03	15010	5.611,07	448.885	1.348.361
TG04	31500	3.308,58	264.687	1.966.240
TG05	7365	8.169,97	653.598	1.147.479
TG06	28900	2.483,17	198.654	1.763.989
TG07	84500	0,00	0	4.227.642
TG08	19160	3.590,85	287.268	1.386.050
TG09	22455	4.206,62	336.530	1.528.172
TG10	31965	4.782,19	382.575	1.657.987
TG11	34000	2.545,89	203.671	1.708.096
TG12	8310	7.718,67	617.494	1.159.745
TG13	17935	5.337,92	427.033	1.445.706
TG14	21700	4.812,99	385.039	1.545.467
TG15	23470	4.430,12	354.410	1.590.486
TG16	26275	3.171,22	253.698	1.670.617
TG17	33690	2.325,00	186.000	1.899.959
TG18	38625	198,01	15.841	1.985.248
TG19	64460	0,00	0	3.112.130
TG20	68440	0,00	0	3.116.221
TG21	17575	6.062,68	485.014	1.493.622
TG22	21725	4.554,38	364.350	1.553.946
TG23	26000	4.242,55	339.404	1.710.983
TG24	34220	2.942,89	235.431	1.931.590
TG25	46425	0,00	0	2.343.218
TG26	53475	0,00	0	2.634.236

A queima suplementar não influi na produção elétrica nem nos custos da mesma, porque a queima acontece na caldeira, afetando apenas a parte térmica. No

custo elétrico continua sendo descontado apenas o vapor produzido às expensas dos gases da turbina. A vantagem da queima adicional, como foi indicado em 2.2, encontra-se na alta temperatura do “ar de combustão”, vantagem demonstrada na equação (5.1). A quantidade máxima de energia térmica que pode ser fornecida por queima adicional depende da quantidade de oxigênio nos gases da turbina, e foi calculada (Anexo D) para todas as alternativas, verificando-se que para complementar a energia na caldeira e atingir a paridade térmica, este máximo não foi ultrapassado.

TABELA 5.8 – Custos energéticos para as alternativas propostas, com QS. Caso 2

Alternativa	Déficit térmico (US\$/ano)	Déficit elétrico (US\$/ano)	Venda excedente elétrico (US\$/ano)	Custo total (US\$/ano)
TG01	99.586	1.122.944	0	2.551.190
TG02	99.586	1.366.118	0	2.577.606
TG03	99.586	1.063.748	0	2.511.696
TG04	99.586	576.392	56.952	2.585.266
TG05	99.586	1.320.880	0	2.567.945
TG06	99.586	596.573	0	2.460.148
TG07	99.586	576.392	1.566.189	3.337.431
TG08	99.586	924.167	0	2.409.803
TG09	99.586	813.343	0	2.441.101
TG10	99.586	576.392	70.194	2.263.771
TG11	99.586	576.392	128.143	2.255.931
TG12	99.586	1.289.096	0	2.548.427
TG13	99.586	965.369	0	2.510.661
TG14	99.586	838.737	0	2.483.791
TG15	99.586	779.205	0	2.469.277
TG16	99.586	684.862	0	2.455.065
TG17	99.586	576.392	119.315	2.456.622
TG18	99.586	576.392	259.845	2.401.381
TG19	99.586	576.392	995.527	2.792.582
TG20	99.586	576.392	1.108.862	2.683.337
TG21	99.586	977.477	0	2.570.686
TG22	99.586	837.896	0	2.491.429
TG23	99.586	694.111	0	2.504.680
TG24	99.586	576.392	134.408	2.473.161
TG25	99.586	576.392	481.959	2.537.237
TG26	99.586	576.392	682.716	2.627.499

TABELA 5.9 – Retorno do investimento para alternativas, com QS.
Caso 2.

Alternativa	Economia anual (US\$/ano)	Retorno simples (anos)	Economia / investimento	Retorno com juros de 1% ao ano (anos)
TG10	452.686	12,68	0,08	13,62
TG11	460.526	13,74	0,07	14,85
TG02	138.851	13,88	0,07	15,02
TG08	306.654	14,07	0,07	15,24
TG12	168.030	15,81	0,06	17,30
TG03	204.762	16,24	0,06	17,81
TG05	148.512	16,39	0,06	17,99
TG09	275.356	16,44	0,06	18,05
TG15	247.180	18,33	0,05	20,35
TG14	232.667	18,58	0,05	20,65
TG13	205.797	18,75	0,05	20,87
TG16	261.392	18,84	0,05	20,98
TG22	225.029	19,39	0,05	21,66
TG06	256.310	19,84	0,05	22,22
TG01	165.267	20,02	0,05	66,52
TG18	315.076	20,81	0,05	23,45
TG23	211.777	22,53	0,04	25,66
TG17	259.836	24,29	0,04	27,96
TG24	243.297	24,78	0,04	28,61
TG21	145.772	25,34	0,04	29,36
TG04	131.192	44,79	0,02	59,69
TG25	179.221	49,82	0,02	69,31

Por inspeção das Tabelas 5.6 e 5.9, e como mostrado na Figura 5.3, as economias maiores são obtidas para valores próximos da demanda média do processo, com variabilidades afetadas pelos rendimentos, temperaturas e vazão dos gases da turbina. Na Figura 5.3 a linha de tendência mostra que para potências baixas o excedente elétrico é pequeno, quando não nulo, aumentando com o aumento da potência, afetando da mesma maneira a economia anual. Atingindo um certo valor, no qual a potência térmica correspondente atinge o valor demandado pela produção a potência elétrica deixa de ser “subsidiada” pelo vapor, o que é mostrado pela inclinação negativa da linha de tendência.

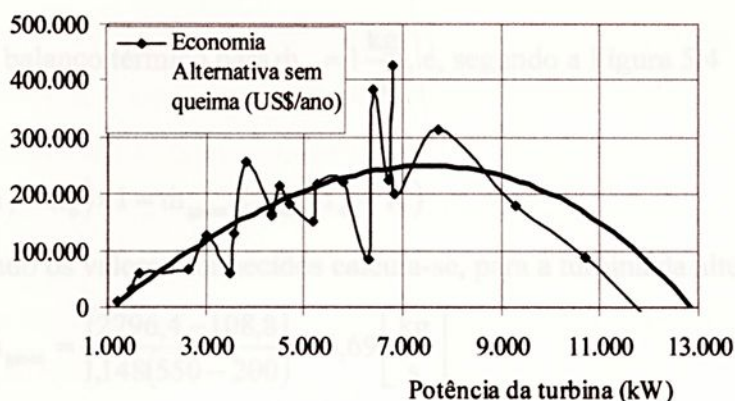


FIGURA 5.3 – Efeito da potência da turbina na economia anual . Caso2

Na Tabela 5.1, para a alternativa TG10, a melhor do ponto de vista econômico, encontra-se um rendimento de 40%, o mais alto das alternativas estudadas, coincidência que pode ser explicada não somente porque uma alta eficiência significa menor consumo, mas também pela proporção energia elétrica/térmica, maior que a das outras, o que significa que para uma mesma quantidade de vapor é produzida maior quantidade de eletricidade. A seguir é verificado o aumento da economia da alternativa TG10, ao diminuir a temperatura de saída dos gases, na caldeira de recuperação. Embora haja um aumento da economia, o custo da caldeira poderá aumentar, por causa da diminuição do $\Delta T_{\min}$, no *pinch point*, valores que são determinados na sequência, com o auxílio da Figura 5.4.

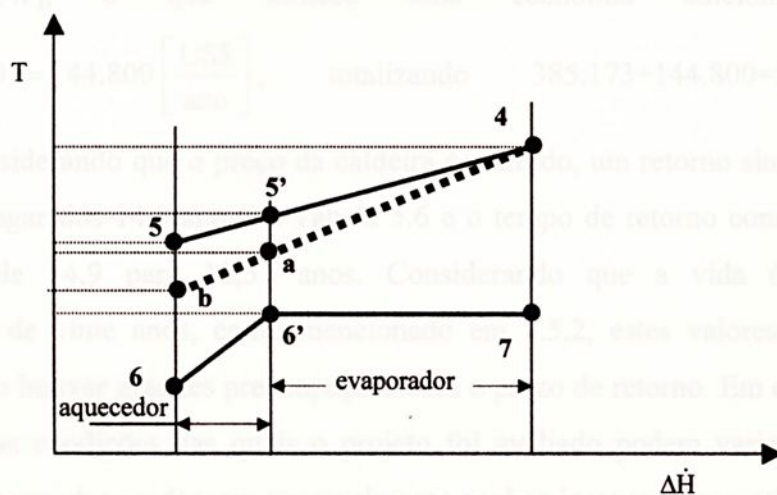


FIGURA 5.4 – *Pinch point* – Diagrama T – H para gerador sem superaquecedor.

O balanço térmico para $\dot{m}_v = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, é, segundo a Figura 5.4

$$(h_7 - h_6) \times 1 = \dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}} (T_4 - T_5)$$

e substituindo os valores conhecidos calcula-se, para a turbina da alternativa TG10:

$$\dot{m}_{\text{gases}} = \frac{(2796,4 - 108,8)}{1,148(550 - 200)} = 6,69 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

e através do balanço

$$\dot{m}_{\text{gases}} C_{p \text{ gases}} (T_{5'} - T_5) = (h_{6'} - h_6) \times 1 \text{ sendo } h_{6'} \text{ e } h_6 \text{ as entalpias do líquido}$$

saturado e comprimido, respectivamente, encontra-se para $T_{5'}$ o valor de 300°C , e como $T_{6'} = T_7 = 206^\circ\text{C}$ para água a saturada a $1,8 \text{ MPa}$, o $\Delta T_{\text{mín.}}$ no *pinch point* é $300 - 206 = 94^\circ\text{C}$, podendo ser diminuído até 10°C , pelo que é possível diminuir a temperatura de T_5 para $T_b = 100^\circ\text{C}$, por exemplo, e ao se refazer os cálculos é obtido $T_a = 229^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{\text{mín}} = 229 - 206 = 23^\circ\text{C}$, valor aceitável, embora ao aumentar-se a quantidade de calor recuperado o custo da caldeira aumenta, o que não será avaliado neste caso. A potência térmica adicional obtida com esta diminuição de temperatura pode ser calculada utilizando-se o valor determinado anteriormente, quando a temperatura de saída era de 200°C , igual a $6335,75 \text{ kW}$ (Tabela 5.2).

Fazendo as devidas proporções obtém-se que a potência térmica adicional é de 1810 [kW] , o que fornece uma economia adicional de $1810 \times 8000 \times 0,01 = 144.800 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right]$, totalizando $385.173 + 144.800 = 529.973$

$[\text{US\$/ano}]$ e considerando que o preço da caldeira é mantido, um retorno simples de $10,82$ anos no lugar dos $14,9$ anos da Tabela 5.6 e o tempo de retorno com 1% de juros diminui de $14,9$ para $11,51$ anos. Considerando que a vida útil dos equipamentos é de vinte anos, como mencionado em 3.5.2, estes valores seriam aceitáveis, se não houver grandes preocupações com o prazo de retorno. Em cenários pouco estáveis as condições nas quais o projeto foi avaliado podem variar de tal forma a produzir grandes perdas, ou, eventualmente ganhos inesperados, motivo pelo qual investidores cautelosos são relutantes a longos prazos de retorno.

Na Figura 5.5 é apresentada uma alternativa de ciclo combinado gás-vapor, denominada como Caso 3, no qual a turbina a gás é a da alternativa TG10 do Caso 2, e a turbina a vapor a mesma do Caso 1, também trabalhando em paridade térmica. A caldeira de recuperação deverá fornecer vapor nas mesmas quantidades e condições do Caso 1, sendo necessária queima suplementar. O custo da caldeira de recuperação é calculado tomando como base o custo de uma caldeira convencional equivalente, acrescido em 50%, como no Caso 2.

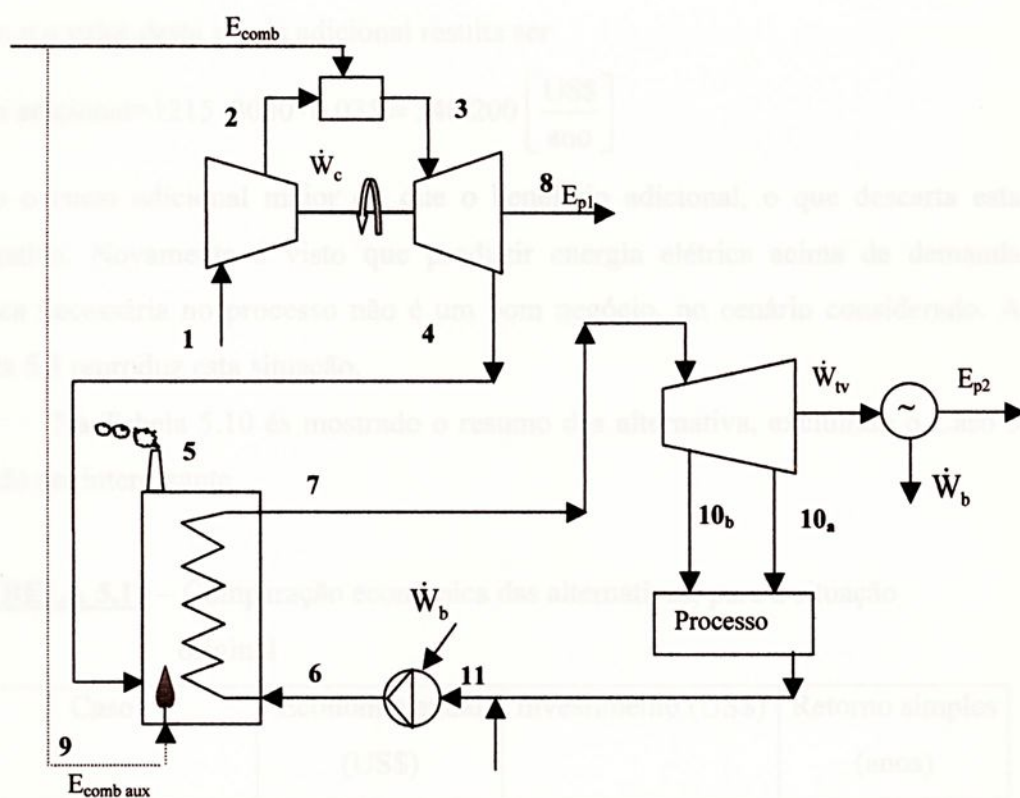


FIGURA 5.5 – Ciclo combinado gás-vapor. Caso 3

No Caso 1 foi calculada a energia entregue ao vapor como

$$E_{\text{comb}} = 4,19(2960,7 - 108,81) = 11949,42 \text{ [kW]}$$

e como a potência térmica sem queima é 6355,75 [kW] (Tabela 5.2), a queima auxiliar deve ser $E_{\text{comb aux}} = 11.949,42 - 6355,75 = 5593,67 \text{ [kW]}$. Como comparação, no Caso 2, com queima adicional, este valor era de 4782,19 [kW]; tal diferença é

explicada pela potência elétrica fornecida pela turbina a vapor, que somada à potência elétrica da turbina a gás resulta num total de $E_p = E_{p1} + E_{p2} = 6393 + 1215 = 7608$ [kW]

O custo anual do combustível auxiliar é calculado como

$$\text{custo combustível auxiliar} = 5593,67 \times 0,01 \times 8000 = 447.934 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right]$$

considerando a eficiência igual a 100%, que, como já comentado na seção 2.2, é uma vantagem da queima adicional.

O acréscimo de energia elétrica vendida é devido à produção da turbina a vapor, e o valor desta venda adicional resulta ser

$$\text{venda adicional} = 1215 \cdot 8000 \cdot 0,035 = 340.200 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right]$$

sendo o custo adicional maior do que o benefício adicional, o que descarta esta alternativa. Novamente é visto que produzir energia elétrica acima da demanda térmica necessária no processo não é um bom negócio, no cenário considerado. A Figura 5.3 reproduz esta situação.

Na Tabela 5.10 é mostrado o resumo das alternativas, excluindo o Caso 3 por não ser interessante.

TABELA 5.10 – Comparação econômica das alternativas, para a situação original

Caso	Economia anual (US\$)	Investimento (US\$)	Retorno simples (anos)
1	127.846	2.140.656	16,7
2 (sem queima, gases da chaminé a 200 °C)	385.173	5.738.029	14,9
2 (com queima, gases da chaminé a 200 °C)	452.686	5.738.029	12,7
2 (com queima, gases da chaminé a 100 °C)	529.973	5.738.029	10,8

Na Figura 5.6 a instalação original é mostrada com linha cheia. A linha pontilhada representa uma sugestão que surge a partir do balanço térmico que segue, utilizando os dados da Tabela 5.11 e 5.12.

TABELA 5.11 – Dados da instalação original. Lado água-vapor

Ponto	Fluído	$\dot{m}$ (kg/s)	Temperatura (°C)	entalpia (kJ/kg)	observações
1	água	0,0043	130	551,62	
2	água	0,3943	83	347,48	retorno do reator
3	condensado	0,0828		510	calculado por <i>flash</i> após purgadores
4	água				água para o dreno
5	água		50	209,41	dreno reaproveitado
6	condensado	0,0279		510	condensado do processo
7	água	0,3943	90	376,90	alimentação do reator
8	água industrial		25	104,87	controle da temperatura dos ponto 10.
9	água				dados dependem dos outros pontos
10	água	0,4181	90	376,90	valores controlados segundo necessidades do processo
11	água	0,0238	90	376,90	integrada ao produto
12	vapor 0,6 MPa	0,0549		2756,8	aquecimento do gás de secagem.
13	condensado	0,0549		670,54	após <i>flash</i> a entalpia passa para 510 (kJ/kg)

TABELA 5.12 – Dados da instalação original. Lado gás de secagem

a	gás de secagem	1,9005	32		Cp aproximadamente igual a 1,16 (kJ/kg.K)
d	gás de secagem	1,9005	84		
b, c	gás de secagem	1,9005			pontos intermediários da linha a-d

Os valores indicados nas tabelas acima foram calculados por balanços de massa e energéticos, considerando perdas por radiação e convecção para o ambiente, estimando as áreas dos equipamentos e tubulações, e utilizando um valor de 126 [kW/m²] como coeficiente total de transferência de calor, incluído convecção e radiação, para um diferencial de temperatura de 15 °C (Witte *et al.*(1988), este último valor confirmado com medições realizadas em 14-15 de junho de 1999, com pirômetro, nas paredes de vários dos equipamentos, que forneceram 40 °C na média, na superfície externa dos equipamentos, que comparada com uma temperatura ambiente de 25 °C corresponde ao diferencial de 15 °C. Estas verificações são importantes para reduzir a quantidade de fontes de erro que acontecem em trabalhos reais, e caso haja diferença entre cálculos teóricos com o verificado na prática, tenha-se um número menor de lugares onde encontrar, se não soluções, pelo menos explicações.

O tanque de água quente B recebe o condensado do processo 6 e do aquecedor do gás de secagem W, totalizando um valor correspondente ao ponto 3. A água no ponto 9 pode estar a temperatura diferente da necessária, que é a do ponto 10, pelo que com maior ou menor quantidade de água industrial, do ponto 8, é feito o ajuste desta temperatura, observando-se que como as vazões nos pontos 7 e 11 estão definidas pelo processo, um aumento de $\dot{m}_8$ significa uma diminuição igual de $\dot{m}_9$ e vice-versa. Se fosse aceita uma variação de $\dot{m}_7$ e a carga térmica no reator R fosse constante, a temperatura do ponto 2 seria variável, situação que não será aqui

considerada. O ponto 4 representa a drenagem necessária no tanque T, devido a que se por algum motivo a quantidade ou entalpia do condensado no ponto 3 aumentar, haverá um excesso de massa entrando no tanque. O aumento de entalpia tem esta consequência porque induz a um aumento da quantidade de água do ponto 8, com uma diminuição no ponto 9. As equações que modelam esta instalação são :

No sistema tanque T:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_9 h_9 \text{ e } h_4 = h_9$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_4 + \dot{m}_9$$

e no sistema formado pelos fluxos dos pontos 8, 9 e 10:

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_8 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_{10} h_{10}$$

Após algum trabalho algébrico das fórmulas indicadas, encontra-se

$$\dot{m}_3 = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \left(\frac{\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_8 h_8}{\dot{m}_{10} - \dot{m}_8} \right) - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2}{h_3 - \left(\frac{\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_8 h_8}{\dot{m}_{10} - \dot{m}_8} \right)} \quad (5.3)$$

Em princípio, a única variável no lado direito da equação é $\dot{m}_8$, valor que interessa seja o mínimo possível por motivo de custos, também porque dessa maneira $\dot{m}_4$ tende a um valor mínimo, pelos balanços de massa. Na Tabela 5.13 são mostrados valores de $\dot{m}_3$ e $\dot{m}_4$ em função de $\dot{m}_8$ para dois valores de h_3 , o teórico e outro pouco menor, e plotados na Figura 5.7.

TABELA 5.13 – Balanços de massa e energia teóricos, h em kJ/kg

$\dot{m}_8$ (kg/h)	$\dot{m}_8$ (kg/s)	$\dot{m}_3$ (kg/s) $h_3=508$	$\dot{m}_4$ (kg/s) $h_3=508$	$\dot{m}_3$ (kg/s) $h_3=600$	$\dot{m}_4$ (kg/s) $h_3=600$
0	0	0,0827	0,0632	0,0486	0,0291
36	0,01	0,1085	0,0990	0,0624	0,0529
144	0,04	0,2181	0,2386	0,1148	0,1353
180	0,05	0,2716	0,3021	0,1374	0,1679
288	0,08	0,5470	0,6075	0,2299	0,2904
360	0,1	0,9858	1,0663	0,3266	0,4071

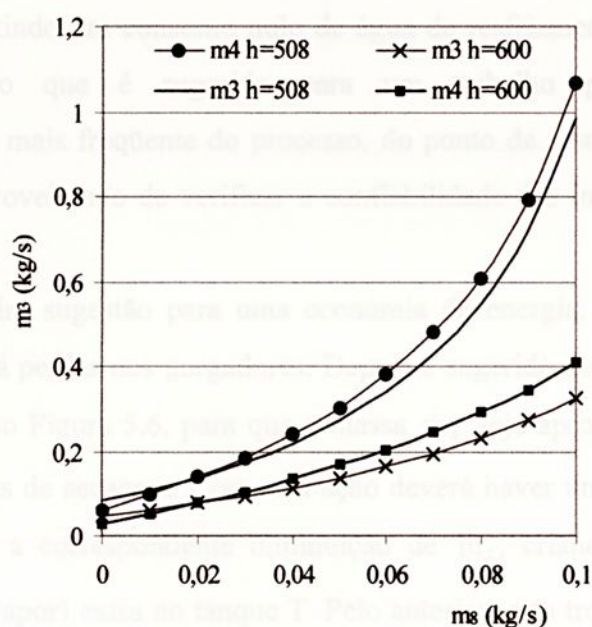


FIGURA - 5.7 Balanço do sistema de água quente

Na Tabela 5.13 pode ser verificado que pelo cálculo teórico não é necessário utilizar água de resfriamento, uma vez que para $\dot{m}_8 = 0$ são cumpridas as necessidades do processo, sendo descartados $\dot{m}_4 = 0,0632 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 227,713 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$ se a entalpia h_3 é igual ao valor teórico de 508 [kJ/kg]. Se a entalpia fosse maior, por exemplo 600 [kJ/kg], a vazão $\dot{m}_3$ necessária seria menor, no caso, 0,0486 [kg/s] e a água perdida no dreno diminuiria para 0,0291 [kg/s]. Se na prática for detectado um consumo muito maior do que zero para $\dot{m}_8$, deve ser revisado se a quantidade de condensado $\dot{m}_3$ não é maior do que os 0,0828 [kg/s] calculados com dados do processo e indicados na Tabela 5.11, ponto 3, o que poderia ser causado por erro na estimativa das áreas dos equipamentos ou do coeficiente de transmissão de calor. Depois deveria ser revisado o funcionamento dos purgadores de vapor, que poderiam estar deixando passar vapor “vivo” em quantidades pequenas como para serem detectadas por um aquecimento deficiente dos equipamentos, mas suficientes para aumentar a entalpia do condensado, sem aumentar muito a vazão do mesmo.

Também é possível que os consumos no dia da coleta de dados por coincidência estivessem permitindo um consumo nulo de água de resfriamento, e as vezes sobre condensado, pelo que é sugerido para um trabalho posterior fazer um acompanhamento mais freqüente do processo, do ponto de vista destes balanços de água e vapor, aproveitando de verificar a confiabilidade das informações utilizadas para os cálculos.

A primeira sugestão para uma economia de energia, neste caso vapor, é verificar se não há perdas nos purgadores. Depois é sugerido instalar um trocador de calor W1 no dreno Figura 5.6, para que a massa $\dot{m}_4$ seja aproveitada para aquecer parcialmente o gás de secagem. Com esta ação deverá haver um menor consumo de vapor $\dot{m}_{12}$, com a correspondente diminuição de $\dot{m}_3$, criando a necessidade de adição de calor (vapor) extra no tanque T. Pelo anterior, esta troca, e também a feita num segundo trocador W2, seriam de utilidade somente se houvesse “sobra” térmica no ponto 3, sobra que estaria exigindo um resfriamento posterior com água do ponto 8.

Como terceira sugestão, após procurar por todos os meios possíveis descobrir as causas dessas sobras e tentar diminui-las, cabe pensar em aproveitá-las, por exemplo, aquecendo o gás de secagem com os trocadores W1 e W2, o que diminuiria o consumo de vapor, a quantidade de água drenada e a quantidade de água de resfriamento $\dot{m}_8$. Uma quarta idéia, que partiu de funcionários da fábrica, é instalar o trocador W2 na linha 9, resfriando a água para a condição 10, via uso de torre de resfriamento na fonte fria. Esta idéia exige um trocador mais barato, por ser líquido-líquido, ao contrário das idéias anteriores que são líquido-gás, porém a economia será menor, porque somente será economizado o custo d’água industrial – sem considerar evaporação na torre de resfriamento – mas a energia em excesso será descartada ao ambiente. A terceira idéia diminui o consumo de vapor e de água industrial, porém com investimentos maiores, o que deve ser então avaliado cuidadosamente.

A média do consumo total de água da unidade produtiva, segundo leituras mensais, indica um valor em torno de $800 \text{ m}^3/\text{h}$, sendo a maior parte consumida como $\dot{m}_4$. Utilizando a fórmula (5.3) é possível criar situações que expliquem este

desbalanço, simulando consumos maiores de vapor – variando $\dot{m}_3$ - ou falha dos purgadores, variando h_3 . A Tabela 5.14 e Figura 5.8 ilustram a simulação.

TABELA 5.14 – Relação entre massas de condensado e água de resfriamento (kg/s), para diversas entalpias do condensado (kJ/kg)

$\dot{m}_8$	massa de condensado $\dot{m}_3$					
	$h=450$	$h=508$	$h=600$	$h=650$	$h=700$	$h=750$
0,00	0,1484	0,0828	0,0486	0,0397	0,0336	0,0291
0,01	0,2033	0,1085	0,0624	0,0507	0,0427	0,0369
0,02	0,2742	0,1388	0,0778	0,0628	0,0527	0,0453
0,03	0,3693	0,1747	0,0952	0,0763	0,0637	0,0546
0,04	0,5036	0,2181	0,1149	0,0914	0,0758	0,0648
0,05	0,7075	0,2717	0,1374	0,1083	0,0894	0,0761
0,06	1,0543	0,3393	0,1635	0,1275	0,1046	0,0886
0,07	1,7749	0,4274	0,1939	0,1495	0,1217	0,1026
0,08	4,1801	0,5470	0,2300	0,1749	0,1411	0,1182
0,09	-26,7121	0,7187	0,2734	0,2045	0,1634	0,1360
0,10	-3,6189	0,9858	0,3266	0,2396	0,1891	0,1563
0,13	-1,2040	7,1578	0,5957	0,3976	0,2984	0,2388
0,16	-0,8172	-2,0798	1,4334	0,7473	0,5054	0,3818
0,22	-0,5684	-0,7542	-1,5663	-3,7753	9,1988	2,0734

Na Tabela 5.14 é fácil verificar que para uma quantidade de água de resfriamento constante, a quantidade de condensado necessário diminui se a entalpia do mesmo aumenta. Supondo que a produção é constante e que num determinado momento a quantidade de água de resfriamento necessária passa de zero para 0,05 kg/s, a interpretação pode ser que se mantida a entalpia de 508 kJ/kg, a vazão de condensado passou a ser 0,2717 kg/s no lugar dos 0,0828 kg/s iniciais, o que indicaria que alguma condição de operação poderia ter variado, como aumento da produção ou ajuste de alguma temperatura que afeta as energias térmicas envolvidas. Por outro lado, se a vazão de condensado continua com o valor original de 0,0828 kg/s, significa que houve um aumento da entalpia do mesmo, conferindo na Tabela 5.14 que para 0,05 kg/s de água de resfriamento corresponde a um valor entre 700 e 750 kJ/kg, aumento que somente pode ser devido à entrada de vapor “vivo” no sistema, seja por adição intencional de vapor ou por causa da já comentada

deficiência dos purgadores. Caso esta última situação aconteça, o trocador de calor W2 da Figura 5.6 poderá ser alimentado com este condensado, retirando calor até a entalpia abaixar até o valor de 508 kJ/kg, para depois o condensado voltar ao circuito original, ou também poderia ser aplicada a solução da torre de resfriamento. No primeiro caso, no qual a quantidade de condensado aumenta mas a entalpia se mantém constante e igual a 508 kJ/kg, a opção é desviar o excesso de condensado para um trocador – poderia ser o mesmo W2 da Figura 5.6 – e posterior descarte.

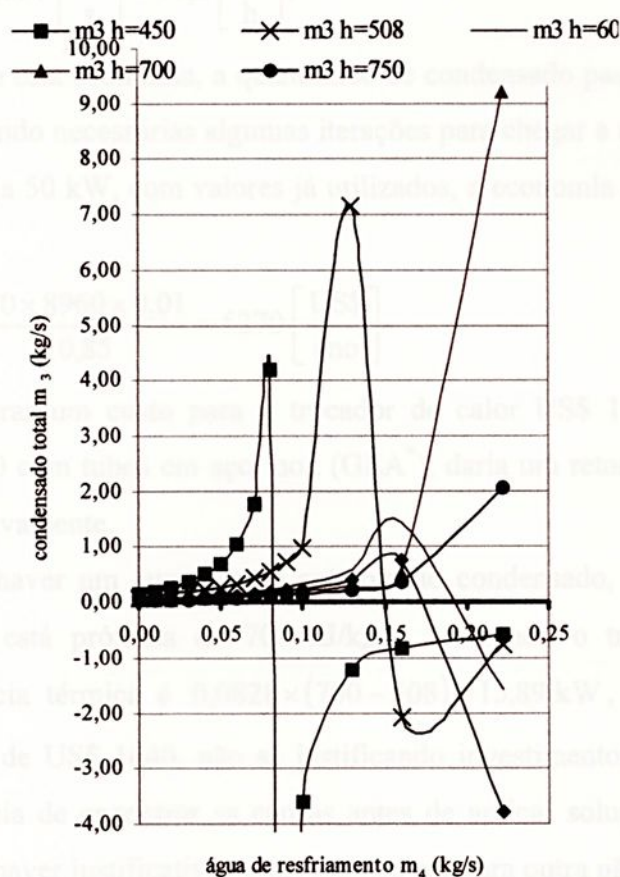


FIGURA 5.8.- Relação entre massas de condensado e de água de resfriamento, para várias entalpias do condensado

Na Figura 5.8, de acordo com a Tabela 5.14, os valores negativos devem-se entender como déficit energético nessas condições, não sendo possível operar com esse valores. A mudança abrupta da inclinação das curvas indica que para vazão $\dot{m}_8$

próximas do valor $\dot{m}_{10}$ necessário para o processo o valor de $\dot{m}_3$ do condensado deve aumentar bastante, segundo a fórmula (5.3).

O cálculo para o aproveitamento da energia excedente no condensado é, no caso de $\dot{m}_8 = 0,05 \text{ kg/s}$, entalpia do condensado = 508 kJ/kg e vazão $0,2717$ (Tabela 5.14). O excesso de condensado, para $\dot{m}_8 = 0$ é $0,2717 - 0,0828 = 0,1889 \text{ kg/s}$, quantidade que sendo desviada da linha 3 para o trocador W1 fornece uma potência térmica de $0,1889 \times (508 - 209,41) = 56,4 \text{ kW}$, equivalente a uma vazão de vapor de

$$\frac{56,4}{(2756,8 - 670,54)} = 0,027 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 97,3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right].$$

Considerando esta economia, a quantidade de condensado passa ser $0,2717 - 0,027 = 0,2447 \text{ kg/s}$, sendo necessárias algumas iterações para chegar a um valor final. Caso a economia atinja 50 kW , com valores já utilizados, a economia anual em US\$ e calculada como:

$$\text{economia} = \frac{50 \times 8960 \times 0,01}{0,85} = 5270 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right]$$

valor que ao considerar um custo para o trocador de calor US\$ 17.800 em aço carbono e US\$ 27.950 com tubos em aço inox (GEA*), daria um retorno simples de 3,4 e 5,3 anos respectivamente.

No caso de haver um aumento de entalpia do condensado, mantendo sua vazão, esta entalpia está próxima de 700 kJ/kg e utilizando o trocador W2 a diminuição de potência térmica é $0,0828 \times (700 - 508) = 15,89 \text{ kW}$, representando uma economia anual de US\$ 1640, não se justificando investimentos. Esta análise demonstra a importância de encontrar as causas antes de aplicar soluções visto que para uma causa pode haver justificativa de investimento e para outra não.

Nestas sugestões foram estimadas economias de energia térmica entre 15 a 50 kW , que para uma demanda média de 520 kW (Tabela 4.3) significam 2,9 a 9,6%, sendo o valor médio de 6,25%, valor que será extrapolado para o resto da fábrica, uma vez que não foram estudadas outras unidades produtivas.

* Estimativa de preços via e-mail em 22/6/1999

5.3 Proposta de co-geração para a situação sugerida

Considerando os resultados da seção anterior, será suposto que a demanda térmica média de toda a fábrica diminuirá em 6,25% em relação à situação original. A parte elétrica será considerada como inalterada devido a que, pelo analisado em 5.2, não é possível concluir nada a respeito, e também porque o consumo elétrico está mais relacionado com uso final em forma de energia mecânica – agitadores, ventiladores – onde não é de se esperar grandes melhorias, e na produção de água e ar comprimido, utilidades responsáveis por 17% do consumo elétrico total da fábrica (Tabela 4.2), e como a energia elétrica é aproximadamente 50% da energia térmica, a água e ar corresponderiam a $0,17 \times 50 = 8,7\%$ da energia térmica, o estudo das possíveis melhorias poderia ser deixado para um estudo posterior, porque aparentemente terá pouca influência nos resultados deste trabalho.

A Tabela 5.15 mostra o Modelo 2, correspondente à nova situação, incluindo os valores do Modelo 1, Tabela 4.19, para uma melhor visualização das alterações.

TABELA 5.15 – Modelo 2. Valores adotados para projeto da planta de co-geração na situação sugerida.

Descrição	Energia elétrica, Modelos 1 e 2 (kW)	Energia térmica (kW)	
		Modelo 2	Modelo 1
Demanda média	5.909	10.442	11.138
Demanda superior	6.024	11.812	12.800
Demanda inferior	5.794	9.071	9.476

Os valores do Modelo 2 foram calculados aplicando uma redução de 6,25% na demanda térmica média do Modelo 1, e as demandas superior e inferior, que no Modelo 1 correspondem a 14% de energia consumida acima da média (ou não consumida abaixo), calculadas com este percentual de 14% diminuído também em 6,25%, ou seja, com $(1 - 0,0625) \times 14 = 13,12\%$. A primeira comparação que deve ser

realizada é entre os consumos e custos dos Modelos 1 e 2, sem co-geração, e comparar as economias conseguidas. Como a única alteração foi na demanda de energia térmica, a diferença de custos neste item representa a economia do Modelo 2 em relação ao Modelo 1.

$$\text{economia} = \frac{(11.138 - 10.442) \times 8760 \times 0,01}{0,85} = 71.729 \left[\frac{\text{US\$}}{\text{ano}} \right]$$

economia menor que as indicadas na Tabela 5.10, porém com investimentos possivelmente menores, aceitando uma proporcionalidade entre os custos estimados na seção 5.2 com o investimento total necessário para obter a economia de US\$ 71.729 anuais. Na Tabela 5.16 é comparado o investimento e a economia anual para as situações discutidas.

TABELA 5.16 – Comparação entre alternativas antes e depois de implantar ações de racionalização do uso energético.

Alternativa	Economia anual (US\$/ano)	Investimento (US\$)	Retorno simples (anos)
Caso 1 (seção 5.1)	127.846	2.140.656	16,7
Caso 2, com QS, gases a 100 °C (seção 5.1)	529.973	5.738.029	10,8
Modelo 2 (trocador em aço carbono)	71.720	315.568	4,4
Modelo 2 (trocador em aço inox)	71.720	487.696	6,8

Os investimentos para as duas últimas alternativas da Tabela 5.16 foram calculados de forma proporcional à economia e investimento da seção 5.2, aplicando o fator de 1,4 aos investimentos, para cobrir custos de montagem e projeto. Este procedimento não é o ideal porque é um tanto especulativo, mas permite justificar a validade de um estudo mais completo das possíveis melhorias antes de instalar uma unidade de co-geração, porque eventualmente pode não ser conveniente esta

instalação. Neste caso, a recomendação é que num prosseguimento deste trabalho fossem estudados mais prédios consumidores antes de se decidir acerca de um sistema de co-geração, incluindo análise da parte elétrica. As alterações aqui sugeridas não têm grande efeito sobre a variação da demanda, pelo que não se justifica fazer novo estudo sobre o mesmo.

5.1 Limitações

Estimativas de informações incompletas.

É desconcertante, mas sempre parece válida, que as as auditorias energéticas, os dados julgados como necessários ou desejados para uma avaliação abrangente não podem ser obtidos na sua totalidade. Recorremos a este facto de atenção contribui para aliviar parte da frustração ligada ao processo de auditoria (Witte et al., 1998)

A observação é válida, porém numa gran diferente para cada situação, não sendo crítico neste caso de estudo no qual a informação existia em grande parte e houve bastante colaboração por parte do pessoal da fábrica para rectificar as deficiências.

A auditoria realizada possui um sistema de controlo e registo de dados bastante aceitável quando considerado que o sistema sempre tem a função de apurar custos e custos mensais. Do ponto de vista de auditoria energética a gestão elétrica, por ser feita a cada 15 minutos para a maior parte dos consumidores, a situação é totalmente satisfatória. As outras utilidades têm leituras mais específicas sob determinados pontos, como por exemplo a água, que na rede que da ITA para a fábrica são realizadas a cada hora, porém nos pequenos consumidores o uso de forma manual, situação que similantemente acontece com o vapor e o ar comprimido. Para melhor anterior, foram feitas leituras especiais para o vapor, ar e água dos principais consumidores, e cada seis horas, numa campanha de cinco dias, visando perceber a melhor possível a rotina da fábrica. Com as medidas anteriores foi estabelecido o perfil de demandas dessas utilidades com um grau de incerteza menor do que com as

6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste capítulo são comentadas algumas limitações e dificuldades encontradas na elaboração do trabalho e analisados os sistemas de co-geração em alguns cenários criados, uma vez que a co-geração é altamente dependente dos mesmos.

6.1 Limitações

Estimativas de informações incompletas.

É desconcertante, mas sempre parece verdade, que ao se conduzir uma auditoria energética, os dados julgados como necessários ou desejáveis para uma avaliação abrangente não podem ser obtidos na sua totalidade. Reconhecer e aceitar este fato de antemão contribui para aliviar parte da frustração típica em processos de auditoria (Witte et al., 1988)

A observação é válida, porém num grau diferente para cada situação, não sendo crítico neste caso de estudo no qual a informação existia em grande parte e houve bastante colaboração por parte do pessoal da fábrica para minimizar as deficiências.

A indústria estudada possui um sistema de coleta e registro de dados bastante aceitável quando considerado que o sistema cumpre com a função de apurar custos e rateios mensais. Do ponto de vista de auditoria energética a energia elétrica, por ser lida a cada 15 minutos para a maior parte dos consumidores, a situação é totalmente satisfatória. As outras utilidades têm leituras mais espaçadas e/ou em menos pontos, como por exemplo a água, que no recalque da ETA para a fábrica são realizadas a cada hora, porém nos pontos consumidores o são de forma mensal, situação que similarmente acontece com o vapor e o ar comprimido. Pelo motivo anterior, foram feitas leituras especiais para o vapor, ar e água dos principais consumidores, a cada seis horas, numa campanha de cinco dias, visando perturbar o menos possível a rotina da fábrica. Com as medidas anteriores foi estabelecido o perfil de demandas dessas utilidades com um grau de incerteza menor do que com os

registros existentes. Uma limitação importante foi não analisar mais prédios produtivos, o que diminui bastante a confiabilidade dos resultados obtidos na seção 5.2.

Custos de equipamentos e tarifas

A resposta de fabricantes de equipamentos, quando consultados sobre custos e características de desempenho foi aquém da esperada, sendo necessário utilizar informações genéricas de preços, baseadas na capacidade, e as curvas de desempenho, obtidas da literatura. Este aspecto também contribui para diminuir a confiabilidade dos resultados. Um trabalho importante a ser feito é a criação de vínculos de cooperação mais fortes entre Universidade e fabricantes.

Em relação às tarifas elétricas relacionadas com co-geração, a resposta às consultas sobre o assunto foi bastante demorada- após muita insistência foi conseguida alguma orientação, um ano depois, chegando estas sem tempo hábil para a discussão de detalhes que permitiriam a criação de cenários mais realistas. Este problema pode ser devido em parte à lentidão com que tem sido implantada a regulamentação das leis pertinentes (Walter & Bajay, 1997).

No caso das tarifas de combustíveis foram usados os valores fornecidos pela fábrica estudada, que não são os valores cobrados para co-geradores, valores estes apenas encontrados na imprensa, indicados como aproximados. Estes últimos serão utilizados na criação de cenários. Este problema das tarifas, elétricas ou de combustíveis, é um tema importante que deveria ser objeto de um trabalho específico, considerando também que a variação das tarifas é freqüente, criando incerteza na avaliação de projetos.

Acervo de literatura

Visto o problema relacionado com informações de fabricantes, foi encontrada a necessidade de adquirir e disponibilizar catálogos e boletins técnicos de equipamentos, especialmente no que respeita a geradores de vapor e turbinas a vapor. Também foi detectada a conveniência de atualizar a literatura sobre os equipamentos



indicados.

6.2 Cenários

Na criação de cenários pode ser considerada a variação em conjunto ou em separado de diversos parâmetros, tais como tarifas elétricas e custos de combustíveis, alteração da relação energia elétrica/energia térmica necessária no processo, custos dos equipamentos e melhorias das suas eficiências, benefícios fiscais na sua aquisição e nas taxas de juros de seu financiamento. Outros dois aspectos importantes são a disponibilidade de um combustível com baixo custo, como poderiam ser gases residuais de processos, e o fornecimento de energia térmica excedente, possibilidade a ser pensada no caso de existirem diferentes indústrias próximas, como o caso do Polo Petroquímico de Camaçari. Os cenários propostos a seguir são relativos à situação original da fábrica estudada, se não indicado o contrário.

Cenário 1

Tarifa elétrica 100% maior

Custo gás natural 8,2 US\$/MWh (Tabela 3.10)

Custo equipamentos, inalterado.

Consumos, inalterados

Horas de operação por ano, inalteradas.

Custo anual da instalação convencional

Custo energia elétrica = $1.567.497 \times 2 = \text{US\$ } 3.134.994$

custo energia térmica = $1.147.869 \frac{0,0082}{0,01} = \text{US\$ } 941.252$

Custo total = US\$ 4.076.246



Custo para o Caso 1 da seção 5.1

$$\text{Custo combustível} = 1.020.610 \frac{0,0082}{0,01} = \text{US\$ } 836.900$$

$$\text{Custo déficit elétrico} = 1.382.182 \times 2 = \text{US\$ } 2.764.364$$

$$\text{Custo déficit térmico} = 196.553 \frac{0,0082}{0,01} = \text{US\$ } 161.173$$

$$\text{Custo total} = \text{US\$ } 3.762.437$$

$$\text{Economia anual} = \text{US\$ } 313.809$$

A economia no cenário atual era de US\$ 127.846. O retorno simples neste caso passa a ser 6,8 anos comparado com os 16,7 anteriormente calculados. Dependendo dos juros e tempo aceitável de retorno, a alternativa pode ser interessante neste cenário.

Custo para o Caso 2 da seção 5.1

(com QS, e temperatura dos gases da chaminé a 100 °C) .

$$\text{Custo combustível} = 1.657.987 \frac{0,0082}{0,01} = \text{US\$ } 1.359.549$$

$$\text{Custo déficit elétrico} = 576.392 \times 2 = \text{US\$ } 1.152.784$$

$$\text{Custo déficit térmico} = 99.586 \frac{0,0082}{0,01} = \text{US\$ } 81.660$$

$$\text{economia térmica adicional} = 144.800 \frac{0,0082}{0,01} = \text{US\$ } 118.736$$

$$\text{venda excedente elétrico} = 70.194 \times 2 = \text{US\$ } 140.388$$

$$\text{Custo total} = \text{US\$ } 2.334.869$$

$$\text{Economia anual} = \text{US\$ } 1.741.377$$

com um retorno simples de 3,3 anos.

Nas duas situações apresentadas os investimentos podem ser justificados, se condições do cenário tão extremas fossem possíveis.

Cenário 2

Custo do combustível 10% do valor do gás natural (resíduo)



Outros parâmetros, inalterados.

Custos para Caso 1 da seção 5.1

$$\text{Custo combustível} = 1.020.610 \times 0,1 = \text{US\$ } 102.061$$

$$\text{Custo déficit elétrico} = \text{US\$ } 1.382.182$$

$$\text{custo déficit térmico} = \text{US\$ } 196.553$$

$$\text{Custo total} = \text{US\$ } 1.680.796$$

$$\text{Economia anual} = \text{US\$ } 459.860$$

com retorno simples de 4,7 anos

Custos para Caso 2 da seção 5.1

$$\text{Custo combustível} = 1.657.987 \times 0,1 = \text{US\$ } 165.799$$

$$\text{Custo déficit elétrico} = \text{US\$ } 576.392$$

$$\text{Custo déficit térmico} = \text{US\$ } 99.586$$

$$\text{Economia térmica adicional} = 144.800 \times 0,1 = \text{US\$ } 14.480$$

$$\text{Venda excedente elétrico} = \text{US\$ } 70.194$$

$$\text{Custo total} = \text{US\$ } 757.103$$

$$\text{Economia anual} = \text{US\$ } 1.958.263$$

com um retorno simples de 2,9 anos.

Cenário 3

Neste cenário são consideradas as condições do Cenário 2, considerando um custo dos equipamentos 20% menor, imaginando subsídios fiscais. No custo do investimento total a influência deste subsídio representa um valor 14% menor, pelo fato de que os custos de projeto e montagem continuam os mesmos, calculados como 40% do investimento original. Este cenário se traduz num retorno simples de $4,7 \times (1 - 0,14) = 4$ anos para o Caso 1 e de $2,9 \times (1 - 0,14) = 2,5$ anos para o Caso 2. Como pode ser visto, existe uma diversidade de cenários intermediários que podem ser imaginados do ponto de vista econômico. Nestes cenários parece promissor implantar um sistema de co-geração, sendo necessária uma avaliação mais apurada, considerando o efeito dos juros anuais e da relação economia/investimento no tempo de retorno. Com a utilização da fórmula (5.2) podem ser estimados os retornos para

diferentes taxas de juros anuais, o que não valia a pena de ser feito no cenário atual, por serem as vantagens muito pequenas. Na Tabela 6.1 é apresentado um resumo do retorno simples dos três cenários propostos.

TABELA 6.1 – Comparação dos cenários.

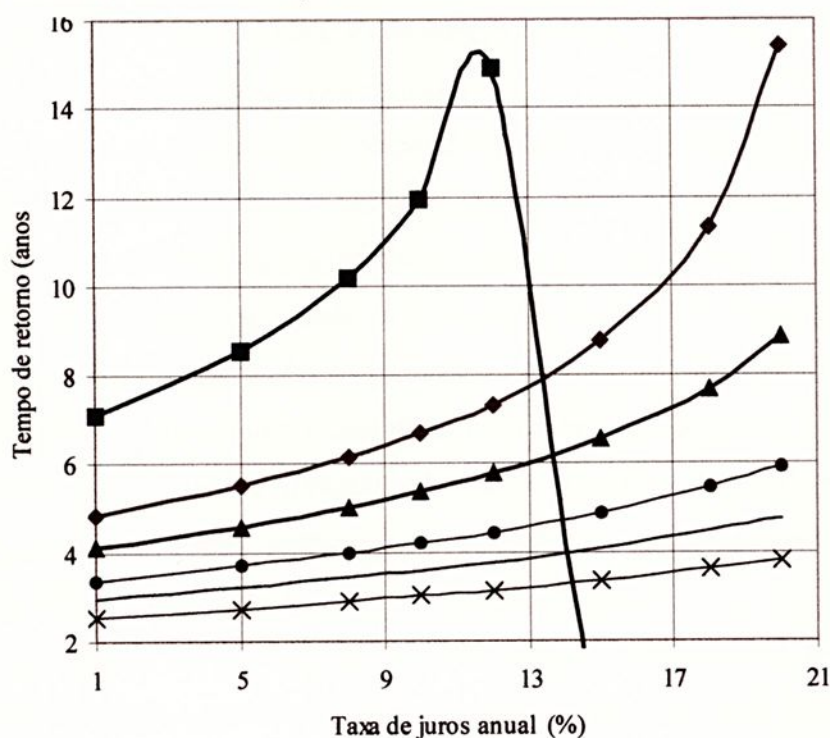
Parâmetro	Cenário 1		Cenário 2		Cenário 3	
	Caso 1	Caso 2	Caso 1	Caso 2	Caso1	Caso 2
Economia anual (US\$)	313.809	1.741.377	459.860	1.958.263	459.860	1.958.263
Investimento (US\$)	2.140.656	5.738.029	2.140.656	5.738.029	1.840.964	4.934705
Retorno simples (anos)	6,8	3,3	4,7	2,9	4	2,5

Da Tabela 6.1 resulta claro que para a fábrica e cenários estudados um maior investimento significa uma maior economia anual e um menor tempo de retorno, e também mostra o quão importante é estar entrosado nas políticas, regulamentações e tendências governamentais dos custos e usos da energia, mais uma sugestão para trabalhos posteriores. Na Tabela 6.2 e Figura 6.1 é mostrado o efeito das taxas de juros anuais, no tempo de retorno, para os cenários apresentados, os quais são caracterizados pela relação economia/investimento, de acordo com a fórmula (5.2).

TABELA 6.2– Retorno dos investimentos considerando juros. Cenários 1 a 3.

Taxa anual (%)	Cenário 1 Caso 1 ECO/k= 0,14	Cenário 1 Caso 2 ECO/K= 0,30	Cenário 2 Caso 1 ECO/K= 0,21	Cenário 2 Caso 2 ECO/K= 0,34	Cenário 3 Caso 1 ECO/K= 0,25	Cenário 3 Caso 2 ECO/K= 0,4
1	7,08	3,37	4,84	2,96	4,10	2,54
5	8,51	3,70	5,49	3,21	4,57	2,74
8	10,20	3,98	6,13	3,43	5,01	2,90
10	11,95	4,20	6,66	3,59	5,36	3,02
12	14,93	4,45	7,32	3,77	5,77	3,15
15	#	4,89	8,73	4,09	6,56	3,36
18	#	5,45	11,30	4,46	7,69	3,61
20	#	5,92	15,42	4,76	8,83	3,80

- Cenário 1 Caso 1 ECO/k= 0,14 ● Cenário 1 Caso 2 ECO/K= 0,30
 ◆ Cenário 2 Caso 1 ECO/K= 0,21 — Cenário 2 Caso 2 ECO/K= 0,34
 ▲ Cenário 3 Caso 1 ECO/K= 0,25 × Cenário 3 Caso 2 ECO/K= 0,4

**FIGURA 6.1** – Retorno dos investimentos considerando juros. Cenários 1 a 3.

Na Tabela 6.2 aparecem valores indicados como “#”, que significam que o valor dos juros é maior do que a economia, representado na Figura 6.1 pela repentina mudança da inclinação da curva que corresponde ao Cenário 1 Caso 1. Nas outras alternativas isto acontecerá para taxas de juros maiores. Da figura também pode ser verificado que o Caso 1 apresenta tempos de retorno maiores para qualquer dos cenários. Também resulta evidenciada a influência favorável da relação economia/investimento (ECO/K) sobre o tempo de retorno.

No cenário anal, para a fábrica estudada, não aparece como uma grande vantagem a instalação de uma unidade de co-geração, sendo como o impacto de medidas gerenciais antes de ser possível obter uma melhoria sensível dessa vantagem, apontando que apenas a implantação dessas medidas seria satisfatória, no caso de se avaliar ser conveniente não instalar essas maiores. Conclusões mais definitivas sobre a fábrica considerada poderão ser alcançadas após estudos mais detalhados dos projetos. As análises energéticas tratam a oportunidade de economia e melhor uso energético, não devendo ser negligenciadas. Não sempre é necessária a utilização de todos os instrumentos descritos no capítulo 3, dependendo da complexidade do processo analisado.

As variações de demanda têm influência no benefício e dimensionamento de uma unidade de co-geração, dependendo da magnitude destas. No caso estudado a variação de demanda elétrica não tem grande influência e a técnica mostra alguns.

Existem atualmente uma grande dificuldade na obtenção de custos, seja de equipamentos ou de utilidades energéticas, problema que deve ser abordado com certa agilidade, visando dar mais fluidez e confiabilidade a trabalhos futuros.

Este trabalho não tem a presunção de esgotar a problemática apresentada, e sim apenas justificar a relevância acerca da necessidade de estudos aprofundados e realistas ao se analisar a viabilidade de um sistema de co-geração.

A implantação de unidades de co-geração será com certeza popularizada com o estabelecimento de condições mais favoráveis, principalmente as relacionadas com maiores vantagens econômicas para o usuário, e outras considerando um benefício mais amplo que visa a diminuição de emissões ao ambiente e o aumento de grandes investimentos em unidades de geração de energia.

7 CONCLUSÕES

A vantagem de um sistema de co-geração depende do cenário no qual é pretendida sua implantação devido a que o critério de eficiência termodinâmica não é o único a ser considerado, e sim também devem ser levados em conta aspectos econômicos. A escolha de um cenário irreal poderá significar uma perda no lugar de uma economia.

No cenário atual, para a fábrica estudada, não aparece como uma grande vantagem a instalação de uma unidade de co-geração, assim como o impacto de medidas gerenciais acima do uso energético não indica uma melhoria sensível dessa vantagem, apontando que apenas a implantação dessas medidas seria satisfatório, no caso de se estimar ser conveniente não assumir riscos maiores. Conclusões mais definitivas sobre a fábrica considerada poderão ser alcançadas após estudos mais detalhados dos processos. As auditorias energéticas trazem à luz oportunidades de economia e melhor uso energético, não devendo ser negligenciadas. Não sempre é necessária a utilização de todas as ferramentas descritas no capítulo 3, necessidade que depende da complexidade do processo analisado.

As variações de demanda têm influência no benefício e dimensionamento de uma unidade de co-geração, dependendo da magnitude destas. No caso estudado a variação da demanda elétrica não tem grande influência e a térmica mostra alguma.

Existe atualmente uma grande dificuldade na obtenção de custos, seja de equipamentos ou de tarifas energéticas, problema que deve ser abordado com certa agilidade, visando dar mais fluidez e confiabilidade a trabalhos futuros.

Este trabalho não tem a presunção de esgotar a problemática apresentada, e sim apenas justificar e alertar acerca da necessidade de estudos aprofundados e realistas ao se analisar a viabilidade de um sistema de co-geração.

A implantação de unidades de co-geração será com certeza popularizada com o estabelecimento de cenários mais favoráveis, principalmente os relacionados com maiores vantagens econômicas para o auto-produtor, e outros considerando um benefício mais amplo que seria a diminuição de emissões ao ambiente e o adiamento de grandes investimentos em unidades de geração de energia.

ANEXO A MODELO DA DEMANDA ELÉTRICA

TABELA A1 – Modelo da demanda elétrica I

Ítem	Parâmetro	seg3/8/98	qua5/8/98	sex7/8/98	dom9/8/98
1	Média (kW)	5.851	6.298	5.169	4.821
2	DP (kW)	240	309	262	156
3	máxima (kW)	6.247	6.941	5.692	5.285
4	mínima (kW)	4.435	5.414	4.651	4.450
5	amplitude (kW)	1.812	1.527	1.041	835
6	área acima da média (kWh)	2.129	2.901	2.630	1.408
7	área abaixo da média (kWh)	-2.129	-2.901	-2.630	-1.408
8	+3DP	57,29	51,04	55,21	51,04
9	+2DP	57,29	50,00	55,21	44,79
10	+1DP	44,79	35,42	34,38	37,50
11	-1DP	27,08	33,33	23,96	17,71
12	-2DP	41,67	47,92	44,79	46,88
13	-3DP	41,67	48,96	44,79	48,96
14	média x tempo (kWh)	138.961	149.581	122.772	114.506
15	área acima/en. diária(%)	1,53	1,94	2,14	1,23
16	DP/média(%) = CV	4,11	4,90	5,08	3,23
17	área acima/DP	8,86	9,40	10,02	9,04

TABELA A2 – Modelo da demanda elétrica
II

Parâmetro	seg21/9/98	qua23/9/98
Média (kW)	5.250	5.637
DP (kW)	210	485
máxima (kW)	5.602	6.034
mínima (kW)	4.867	3.715
amplitude (kW)	735	2319
área acima da média (kWh)	2.254	3.155
área abaixo da média (kWh)	-2.254	-3.155
+3DP	50,00	69,79
+2DP	50,00	69,79
+1DP	23,96	69,79
-1DP	29,17	23,96
-2DP	50,00	23,96
-3DP	50,00	25,00
média x tempo (kWh)	124.678	133.874
área acima./energ. diária(%)	1,81	2,36
DP/média(%) = CV	4,00	8,61
área acima/DP	10,73	6,50

TABELA A3 – Modelo da demanda elétrica III

Parâmetro	seg2/11/98	qua4/11/98	sex6/11/98	dom8/11/98
Média (kW)	2.756	4.999	5.422	5.565
DP (kW)	620	181	311	467
máxima (kW)	3.744	5.386	6.034	6.011
mínima (kW)	1.834	4.565	4.849	3.214
amplitude (kW)	1.910	821	1.185	2.797
área acima da média (kWh)	6.251	1.810	3.295	3.156
área abaixo da média (kWh)	-6.251	-1.810	-3.295	-3.156
+3DP	57,29	47,92	46,88	66,67
+2DP	57,29	46,88	46,88	66,67
+1DP	36,46	31,25	22,92	66,67
-1DP	15,63	36,46	38,54	14,58
-2DP	42,71	48,96	53,13	29,17
-3DP	42,71	52,08	53,13	30,21
média x tempo (kWh)	65.466	118.714	128.772	132.176
área acima/energ. diária(%)	9,55	1,52	2,56	2,39
DP/média(%) = CV	22,50	3,62	5,74	8,39
área acima/DP	10,08	10,00	10,60	6,76

TABELA A4 – Modelo da demanda elétrica IV

Parâmetro	qua16/12/98	sex18/12/98	dom20/12/98
Média (kW)	5.379	5.178	3.582
DP (kW)	244	260	278
máxima (kW)	5.875	5.731	4.176
mínima (kW)	4.838	4.637	2.664
amplitude (kW)	1.037	1.094	1.512
área acima da média (kWh)	2.409	2.579	2.719
área abaixo da média (kWh)	-2.409	-2.579	-2.719
+3DP	46,88	47,92	48,96
+2DP	45,83	44,79	47,92
+1DP	28,13	29,17	29,17
-1DP	37,50	32,29	0,00
-2DP	50,00	51,04	48,96
-3DP	53,13	52,08	50,00
média x tempo (kWh)	127.749	122.966	85.070
área acima/energ. diária(%)	1,89	2,10	3,20
DP/média(%) = CV	4,53	5,03	7,76
área acima/DP	9,89	9,91	9,78

TABELA A5 – Modelo da demanda elétrica V

Parâmetro	seg25/1/99	qua27/1/99	sex29/1/99	dom31/1/99
Média (kW)	5.976	6.041	6.142	5.677
DP (kW)	271	272	290	190
máxima (kW)	6.509	6.610	6.566	6.149
mínima (kW)	5.472	5.573	5.386	5.198
amplitude (kW)	1.037	1.037	1.180	951
área acima da média (kWh)	2.914	2.666	2.868	1.754
área abaixo da média (kWh)	-2.914	-2.666	-2.868	-1.754
+3DP	53,13	56,25	64,58	53,13
+2DP	53,13	55,21	64,58	51,04
+1DP	33,33	39,58	53,13	40,63
-1DP	21,88	18,75	15,63	12,50
-2DP	46,88	43,75	29,17	43,75
-3DP	46,88	43,75	35,42	46,88
média x tempo (kWh)	141.933	143.480	145.882	134.833
área acima/energ. diária(%)	2,05	1,86	1,97	1,30
DP/média(%) = CV	4,54	4,51	4,72	3,34
área acima/DP	10,73	9,78	9,90	9,24

TABELA A6 – Modelo da demanda elétrica VI

Parâmetro	qua10/2/99 9	sex12/2/99	dom14/2/99
Média (kW)	6.124	5.859	5.546
DP (kW)	344	392	171
máxima (kW)	7.344	6.595	5.861
mínima (kW)	5.544	5.069	5.184
amplitude (kW)	1.800	1.526	677
área acima da. media (kWh)	3.173	4.050	1.778
área abaixo da média (kWh)	-3.173	-4.050	-1.778
+3DP	46,88	41,67	56,25
+2DP	43,75	41,67	56,25
+1DP	34,38	20,83	42,71
-1DP	31,25	41,67	67,71
-2DP	52,08	57,29	41,67
-3DP	52,08	58,33	43,75
média x tempo (kWh)	14.5447	139.150	131.710
área acima/energ. diária(%)	2,18	2,91	1,35
DP/média(%) =CV	5,61	6,69	3,09
área acima/DP	9,23	10,34	10,37

ANEXO B CÁLCULO DE CUSTOS COM VENDA DE EXCEDENTE

Como indicado na seção 3.5, no caso de não haver excedente de energia produzida, ou não houver possibilidades de venda, para fins de avaliação econômica de um sistema de co-geração é suficiente um cálculo global. No caso de ser possível esta venda, interessa que o custo de produção, por exemplo, da energia elétrica, seja menor do que o valor pelo qual esta energia poderia ser adquirida pela concessionária ou outro usuário. Caso contrário interessa que o excedente seja nulo, considerando que normalmente o custo de produção de energia térmica é menor do que da elétrica.

A seguir é explicado o critério que adota Horlock (1987), por parecer bastante simples e ter bastante similaridade com o indicado por Balestieri (1999). Acompanhando parcialmente a nomenclatura de Horlock, segundo indicado em 3.5.1, o custo anual de produção de eletricidade por um sistema de co-geração é

$$(S_e)_c = fK_c + (C_{\text{comb}})_c \text{ ano} + (CM)_c \text{ ano}$$

em que o subíndice c se refere a co-geração, e a eletricidade, f ao fator de anuidade, K a capital ou investimento, CM a operação e mão de obra. O custo da energia elétrica convencional tem a mesma estrutura

$$(S_e) = fK_e + (C_{\text{comb}})_{\text{ano}} + (CM)_e \text{ ano}$$

Neste caso deve-se verificar a estrutura, por causa de que se a energia é adquirida externamente, não existe o custo combustível, que deve ser substituído pela tarifa cobrada, assim como os custos de capital e mão de obra devem ser diferentes.

A comparação entre tais itens de custo não pode ser feita diretamente, porque a unidade de co-geração “faz mais do que cumprir com uma carga de potência elétrica”. Como também fornece energia térmica, o custo desta se fosse produzida por um sistema convencional deve ser descontado do custo $(S_e)_c$. Se o custo da quantidade de energia fornecida pela unidade de co-geração ao custo da energia térmica produzida de forma convencional é:

$$(S_v) = fK_v + (C_{\text{óleo}})_{\text{ano}} + (CM)_{v \text{ ano}}$$

este custo deveria ser abatido do custo da energia elétrica produzida por co-geração, e desse modo o custo do kWh co-gerado é

$$C_{\text{kWh c}} = \frac{f(S_e - S_v)}{E_p H} + \frac{(C_{\text{comb ano}} - C_{\text{óleo ano}})}{E_p H} + \frac{(CM_{c \text{ ano}} - CM_{v \text{ ano}})}{E_p H}$$

com E_p igual à potência elétrica produzida pelo sistema de co-geração e H o número de horas anuais de operação da unidade. Pode-se anotar que:

$$\frac{(C_{\text{comb ano}} - C_{\text{óleo ano}})}{E_p H} = \frac{\left(C_{\text{comb}} E_{\text{comb}} - C_{\text{óleo}} \frac{E_v}{\eta_{cc}} \right) H}{E_p H} = \frac{\left(C_{\text{comb}} E_{\text{comb}} - C_{\text{óleo}} \frac{E_v}{\eta_{cc}} \right)}{E_p}$$

expressão que permite estabelecer relações mais simples ao se assumirem custos iguais de combustíveis. Finalmente, o custo $C_{\text{kWh c}}$ do kWh co-gerado é comparado com o custo do kWh convencional, equivalente ao custo unitário da mesma quantidade produzida pela unidade de co-geração, nos custos da energia convencional, ou seja compara-se com

$$\frac{S_e}{E_p H}, \text{ que muitas vezes corresponde à tarifa da concessionária, se não considerados}$$

custos adicionais. Observe-se que nesta comparação todas as energias consideradas são equivalentes, ou seja, a energia térmica considerada é a que a unidade de co-geração é capaz de produzir, e seu custo é calculado ao custo unitário do sistema convencional. O mesmo critério é adotado para a energia elétrica. Horlock (1987) indica também um critério baseado no custo da energia térmica, critério que não será visto neste trabalho nem como o do caso de excedente de energia. Para estes casos será utilizado o critério indicado por Baliesteri (1999), que passa a ser mostrado a seguir, sem maiores deduções.

$$C_{el} = \frac{f \cdot (K_c - K_{cr})}{E_p H} + C_{comb} \frac{E_{comb} - E_c - \frac{P_{er}}{2}}{E_p} + CM_{tg} \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right] \quad (B1)$$

para a energia elétrica fornecida pelo sistema de co-geração, e

$$C_v = \frac{f \cdot K_{cr}}{E_{pv} H} + C_{comb} \frac{E_c + \frac{P_{er}}{2}}{E_{pv}} + CM_{cr} \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right] \quad (B2)$$

para a energia térmica fornecida pelo sistema de co-geração.

O termo E_c é o fluxo de energia que é aproveitado dos gases de escape da turbina a gás; por exemplo, no caso de ciclo combinado:

$$E_c = \dot{m}_{gases} C_{p\ gases} (T_e - T_s) [\text{kW}]$$

em que T_e e T_s são as temperaturas de entrada e saída da caldeira de recuperação, e as perdas para o ambiente não são consideradas porque são embutidas na eficiência da caldeira.

Balestieri (1999) considera que os custos de operação e manutenção podem ser iguais a um valor C_{man} , ou seja, não rateia estes custos pelo valor independente de cada um, mas o calcula como o total deste custo na unidade dividido pelo total de energia produzida, $E_p + E_{pv}$. Com este critério pode ser que uma das utilidades “pague” um pouco mais do que o justo, porém, visando a simplificação e como comentado em 3.5.2, é um critério que normalmente pode ser aceito.

O termo E_{per} é a perda de energia do sistema, considerado aproximadamente como de 10% de E_p , e que pelas fórmulas acima entende-se que é rateado por partes iguais, valendo os mesmos comentários feitos para os custos de manutenção no parágrafo anterior. Em princípio o esquema energético para o rateio pode ser como o mostrado na Figura B1, onde serão esclarecidos os comentários às fórmulas anteriores.

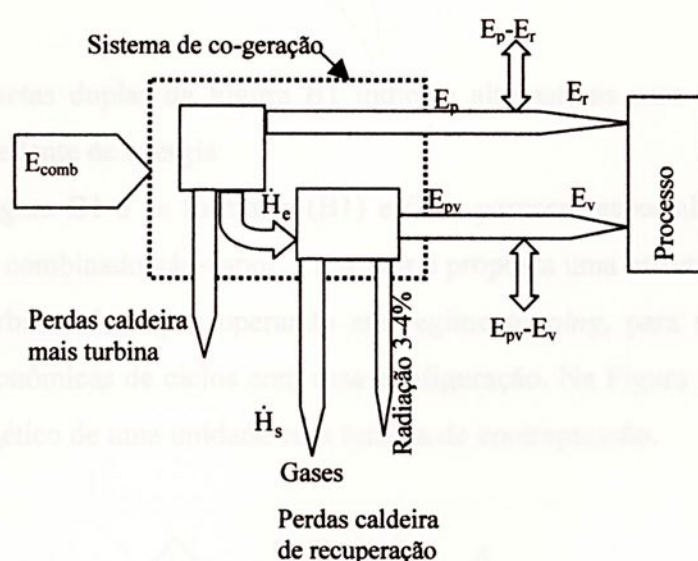


FIGURA B1 – Balanço Térmico da unidade de co-geração

Da Figura B1 é possível deduzir que as perdas P_{er} do sistema são

$$P_{er} = E_{comb} - E_p - E_{pv} \quad (B3)$$

sempre que E_p e E_{pv} possam ser considerados como úteis, ou seja, que exista um equilíbrio entre o que a unidade produz e o que o processo necessita. Se por algum motivo é produzido excesso de vapor e este não pode ser vendido, deve ser contabilizado como perda, o mesmo acontecendo no caso da sobra de energia elétrica. Na seção 2.3 são discutidos os critérios de paridade térmica e elétrica, relacionados com o equilíbrio comentado. Provavelmente o mais justo seria ponderarem-se as perdas pelos rendimentos termodinâmicos corrigidos pelas limitações técnicas, tais como temperatura de descarga dos gases da turbina a gás e temperatura de orvalho dos gases na chaminé da caldeira de recuperação. Pela complexidade de criar um modelo com as considerações anteriores, é bem razoável adotar a divisão de 50% para cada tipo de energia. O termo E_c tem seu significado explicado na Figura B1, sendo

$$E_c = \dot{H}_e - \dot{H}_s \quad (B4)$$

As setas duplas da Figura B1 indicam alternativas para o caso de haver déficit ou excedente de energia

A Figura B1 e as fórmulas (B1) e (B2) parecem especialmente adaptadas para um ciclo combinado gás-vapor, e a seguir é proposta uma estrutura de custo para o caso de turbinas de vapor operando em regime *topping*, para ser utilizada nas avaliações econômicas de ciclos com essa configuração. Na Figura B2 é mostrado o balanço energético de uma unidade com turbina de contrapressão.

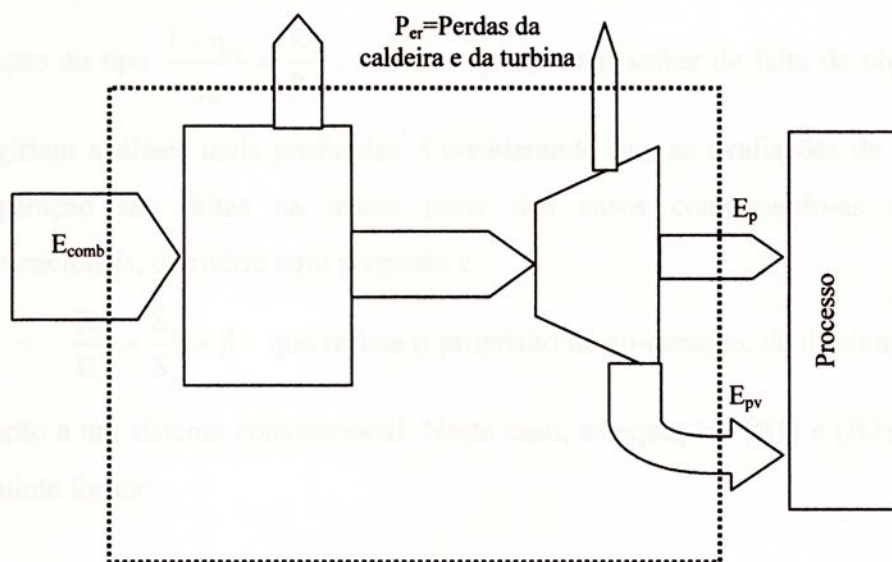


FIGURA B2 – Balanço energético de ciclo de co-geração com turbina a vapor

Ao serem examinadas as equações B1 e B2 conclui-se que o único custo afetado pelos balanços energéticos é o custo relativo aos combustíveis, se aceita uma certa independência entre E_p e E_{pv} , cuja influência deveria ser estudada num processo equilibrado, no qual pode ser estabelecida uma relação E_p/E_{pv} . Esse tema pode ser motivo de estudos posteriores. Da Figura B2 resulta que:

$$E_{\text{comb}} = E_p + E_{pv} - P_{er}$$

e definindo R_e como o custo a ser rateado para a energia elétrica e R_v para a térmica, em US\$/kWh, o balanço dos custos é

$$E_{\text{comb}} \cdot C_{\text{comb}} = E_p \cdot R_e + E_{pv} \cdot R_v \quad (\text{B5})$$

Neste rateio as perdas estão diluídas de forma proporcional e não 50% para cada utilidade. Para resolver a equação (B5) é necessária mais alguma informação, tal como uma relação entre R_e e R_v . Podem-se pensar critérios como a proporção entre E_p/E_{pv} ou pode-se considerar o rendimento da turbina para distribuir os custos, numa relação do tipo $\frac{1 - \eta_{tv}}{\eta_{tv}} = \frac{R_v}{R_e}$, critérios que podem sofrer de falta de objetividade e exigiriam análises mais profundas. Considerando que as avaliações de sistemas de co-geração são feitas na maior parte dos casos comparando-as com custos convencionais, o critério aqui proposto é

$\frac{R_v}{R_e} = \frac{S_v}{S_e} = \beta$ que reflete o propósito da co-geração, de diminuir custos em relação a um sistema convencional. Neste caso, as equações (B1) e (B2) assumem a seguinte forma:

$$C_{el} = \frac{f \cdot (K_c - K_{cr})}{E_p H} + R_e + CM_{tg} \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right] \quad (\text{B6})$$

$$C_v = \frac{f \cdot K_{cr}}{E_{pv} H} + R_v + CM_{cr} \left[\frac{\text{US\$}}{\text{kWh}} \right] \quad (\text{B7})$$

$$\text{com } R_e = \frac{E_{\text{comb}} C_{\text{comb}}}{E_p + \beta E_{pv}} \text{ e } R_v = \frac{E_{\text{comb}} C_{\text{comb}}}{E_{pv} + \frac{1}{\beta} E_p}$$

Por último, no caso de haver excedente elétrico passível de venda, o valor da venda deve ser considerado nos balanços econômicos, seja abatendo dos valores

calculados pelas equações B1, B2 e B6, B7 ou acrescentando-o ao ganho em relação ao sistema convencional. As equações B8 a B10 descrevem o ganho ou economia anual segundo esta última idéia, sendo para o ganho por conceito de energia elétrica

$$GP_{el} = E_r H (P_{el} - C_{el}) \quad (B8)$$

$$GP_{el} = E_r H \cdot (P_{el} - C_{el}) + (E_p - E_r) \cdot H \cdot (PV_{el} - C_{el}) \quad (B9)$$

a primeira sem venda de excedente e a segunda com venda de excedente. Para o ganho por conceito de vapor a equação é:

$$GP_v = E_r H \cdot (C_{vc} - C_v) \quad (B10)$$

em que

$$C_{vc} = \frac{f \cdot K_{cc}}{E_{pv} H} + \frac{C_{\text{óleo}}}{\eta_{cc}} + CM_{cc} \quad (B12)$$

A soma dos valores obtidos com as equações (B8) e (B10) ou (B9) e (B10) fornecem o benefício anual da unidade. Para outros tipos de configurações, como por exemplo excedente de vapor, as equações anteriores devem ser revistas. Existem casos complexos, nos quais é preferível utilizar as fórmulas (3.16) e (3.17) ou uma abordagem como a indicada por Horlock (1987), no início deste anexo, ou seja, na forma mais simples, quanto é gasto por ano de uma forma menos quanto é gasto da outra. Isto evita erros que podem acontecer ao se tentar discretizar demais os custos. No caso de venda de excedente pode ser necessário estabelecer um sistema de rateio, não tanto para uma avaliação específica que pode ser feita de forma global, mas para estabelecer modelos que permitam simular diversos cenários.

De tudo o que se afirmou, conclui-se que se:

custo com co-geração – vendas de excedentes < custo convencional

a alternativa valerá a pena, dependendo de aspectos financeiros e de tempo de retorno, que em ocasiões divergem dos cálculos simplificados mostrados neste trabalho.

ANEXO C BALANÇO ENERGÉTICO DE COMPRESSOR REAL

Nas Figuras C.1 e C.2 são mostrados o sistema e o ciclo da turbina a gás, e na Tabela C1 os dados fornecidos em catálogo, pelo fabricante.

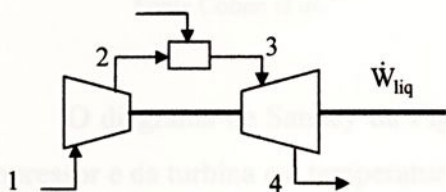


Figura C.1- Sistema turbina/compressor

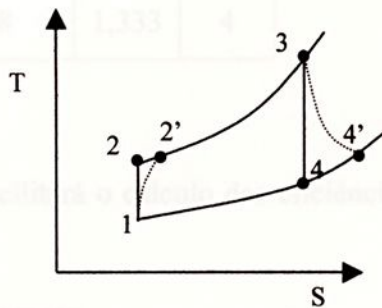


Figura C.2 – Ciclo de turbina a gás

TABELA C.1 – Dados básicos de turbina real

Marca	Modelo	Potência útil (kW)	H.R (BTU/kWh)	$\dot{m}$ (kg/s)	Razão de compressão	T_{gases} (K)
ABB	GT5	2650	12540	15,19	12	718

No cálculo que segue foram feitas as seguintes simplificações:

A eficiência da transmissão entre turbina e compressor e da câmara de combustão é 100%.

Não há perdas de calor para o ambiente e os calores específicos do ar e dos gases de combustão são constantes como mostrados na Tabela C.2.

TABELA C.2 – Calor específico do ar e do gás

Fluído	C_p (kJ/kg.K)	γ	$\frac{\gamma}{\gamma-1}$
ar	1,005	1,4	3,5
gás	1,148	1,333	4

Fonte Cohen *et al.*¹¹

O diagrama de Sankey da Figura C.3 facilitará o cálculo das eficiências do compressor e da turbina e a temperatura T_3 .

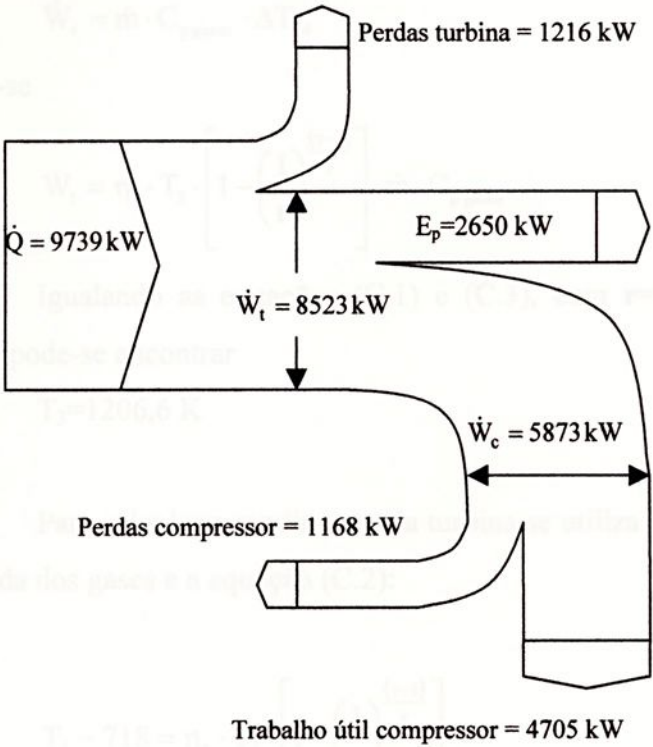


FIGURA C.3 – Diagrama de Sankey de turbina real

A seqüência do cálculo é a seguinte:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{3412}{\text{H.R.}} = \frac{3414}{12540} = 0,2721$$

$$\dot{Q} = \frac{E_p}{\eta_{\text{ciclo}}} = \frac{2650}{0,2721} = 9739 [\text{kW}]$$

$$\dot{W}_t = \eta_t \cdot 9739 [\text{kW}] \quad (\text{C.1})$$

e também, utilizando as equações

$$\Delta T_{34} = \eta_t \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \quad (\text{C.2})$$

e

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot C_{p \text{ gases}} \cdot \Delta T_{34}$$

obtem-se

$$\dot{W}_t = \eta_t \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \cdot \dot{m} \cdot C_{p \text{ gases}} \quad (\text{C.3})$$

Igualando as equações (C.1) e (C.3), com $r=12$ e γ correspondente aos gases, pode-se encontrar

$$T_3 = 1206,6 \text{ K}$$

Para calcular o rendimento da turbina se utiliza a informação da temperatura de saída dos gases e a equação (C.2):

$$T_3 - 718 = \eta_t \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right]$$

encontrando que

$$\eta_t = 0,8752$$

$$\dot{W}_t = 9739 \cdot 0,8752 = 8523 [\text{kW}]$$

e

$$\dot{W}_c = \dot{W}_t - E_p = 8523 - 2650 = 5873 [\text{kW}]$$

e combinando

$$\Delta T_{12} = \frac{T_1}{\eta_c} \cdot \left[r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right] \text{ com}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot C_{par} \cdot \Delta T_{12}$$

e utilizando o γ correspondente ao ar encontra-se

$$\eta_c = 0,8011$$

Estes valores serão considerados como os correspondentes ao ponto de operação de projeto para a elaboração da Tabela 2.3.

$$m_{ar} = \frac{F_{comb}}{51,385} = \frac{13,942}{51,385} = 0,26975 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$m_{ar} = 15,19 - 0,26975 = 14,92 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

a razão ar/combustível resulta ser 50,05.

A relação teórica para a combustão de metano, principal constituinte do gás natural é 17,23 (Van Wylen, 1997), e considerando 21% em peso de oxigênio no ar, é obtido um valor de 12,8% de O_2 nos gases. Ao considerar 23% de O_2 na composição do ar este valor passa a ser 14,8% e os valores de queima máxima calculados pela equação (D1) passam a ser 27.847,8 e 30.529,3 [kW] respectivamente, valores bem superiores ao utilizado pelas necessidades da fábrica, 4.782,19 [kW], segundo Tabela 5.7.

ANEXO D CÁLCULO DA MÁXIMA QUEIMA SUPLEMENTAR

O cálculo da máxima potência térmica suplementar ou adicional que pode ser aplicada numa caldeira de recuperação pode ser feito pela fórmula (Horlock, 1987)

$$\dot{F} = 135,8 \cdot \dot{m}_{\text{gases}} (\%O_2 \text{ nos gases}) [\text{kW}] \quad (\text{D1})$$

sendo necessário calcular o percentual de O_2 disponível para a combustão, nos gases de escape da turbina. Aproximando a densidade do gás natural para $0,66 \text{ kg/m}^3$, com o PCI de 8447 kcal/kg pode-se calcular que o PCI é 53.585 kJ/kg . Para o caso da alternativa TG10 do Caso 2, da seção 5.1, a vazão de combustível é

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{E_{\text{comb}}}{53.585} = \frac{15.942}{53.585} = 0,2975 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

e

$$\dot{m}_{\text{ar}} = 15,19 - 0,2975 = 14,89 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

a razão ar/combustível resulta ser 50,05.

A relação teórica para a combustão de metano, principal constituinte do gás natural é 17,23 (Van Wylen, 1997), e considerando 21% em peso do oxigênio no ar, é obtido um valor de 13,5% de O_2 nos gases. Ao considerar 23% de O_2 na composição do ar este valor passa a ser 14,8% e os valores de queima máxima calculados pela equação (D1) passam a ser 27.847,8 e 30.529,5 [kW] respectivamente, valores bem superiores ao utilizado pelas necessidades da fábrica, 4.782,19 [kW], segundo Tabela 5.7.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGENCIA DE APLICAÇÃO DE ENERGIA. *Manual do Co-gerador*.
<http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/caldei.htm>.15/3/99
- AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). *Nota de Esclarecimento do Valor Normativo*. (Complemento à Resolução Nº 233 de 29 de julho de 1999). 1999.
- AGÊNCIA PARA APLICAÇÃO DE ENERGIA. *Auto-avaliação dos pontos de desperdício de energia elétrica na industria*. São Paulo.1986. 43p.
- BALESTIERI, J. A. P.. *Co-geração*. Faculdade de Engenharia, Unesp (Campus de Guaratiguetá), Brochura. 1999. 152p.
- BATHIE, W. W. *Fundamentals of Gas Turbines*. 1ª. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1984. 358p.
- BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 1ª. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1980. 758p.
- BEJAN, A. *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*. 1ª. New York: John Wiley & Sons, Inc..1982. 248p.
- BJÖRK, C. O. *Industrial Load Management – Theory, Practice and Simulations*. 1ª. Amsterdam: Elsevier, 1989. 328p.
- BURGHARDT, M. D., HARBACH, J. A. *Engineering Thermodynamics*.4ª. New York: HarperCollins College Publishers, 1993. 879p.
- COHEN, H., ROGERS, G. F. C., SARAVANAMUTTOO, H. L. H. *Gas Turbine Theory*. 3ª. Singapura: Longman Singapore Publishers (Pte) Ltd.,1987.414p.
- EL-WAKIL, M. M. *Powerplant Technology*. 1ª. Singapore: McGraw-Hill, Inc., 1984. 861p.
- FAIRES, V. M. *Termodinámica*. 1ª. México, D. F.: Impresora y Litográfica Azteca, S. A.. ,1967. 807p.
- GAFFERT, G. A. *Centrales de Vapor*. 2ª. Buenos Aires: Editorial Reverté, S. A., 1975. 602p.
- GARCIA, R., BERNARDES, H. J. *Manual de Utilização de Óleos Ultraviscosos*. 1ª . Belo Horizonte: 1990. 131p.

- GTW - Gas Turbine World Handbook. 1997.
- HIRSCHFELD, H. *Engenharia Econômica e Análise de Custos*. 5ª. São Paulo: Editora Atlas S. A., 1992. 465p.
- HORLOCK, J. H. *Cogeneration: Combined Heat and Power. Thermodynamics and Economics*. 1ª. Oxford: Pergamon Press, 1987. 210p.
- HORLOCK, J. H. *Combined Power Plants*. 1ª. Oxford: Pergamon Press Ltd., 1992. 288p.
- HU, S. D. *Cogeneration*. 1ª. Reston: Reston Publishing Company, Inc., 1986. 428p.
- KEHLHOFER, R. *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 1ª. Tulsa: PennWell Publishing Company, 1991. 387p.
- LINNHOFF, B. Pinch Technology for the Synthesis of Optimal Heat and Power Systems. *Journal of Energy Resources Technology*, v. 111, p.137-147, 1989
- LINNHOFF, B., AHMAD, S. Supertargeting: Optimum Synthesis of Energy Management Systems. *Journal of Energy Resources Technology*, v. 111, p.121-30, 1989
- LINNHOFF, B., TURNER, J. Heat-Recovery Networks: New Insights yield big Savings. *Chemical Engineering*, november 2, p.56-70, 1981
- LYLE, O. *The Efficient Use of Steam*. 9ª. London: Her Majesty's Stationery Office, 1968. 912p.
- MATAIX, C. *Turbomáquinas térmicas*. 1ª. Madrid: Editorial Dossat S.A., 1973. 1032p.
- MONTGOMERY, D. C. *Introduction to Statistical Quality Control*. 2ª. Singapura: John Wiley & Sons, Inc., 1991. 674p.
- MORAN, M. J., SCIUBBA, E. Exergy Analysis: Principles and Practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v. 116, p.285-290, 1994.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 3ª. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1996. 859p.
- MORSE, F. T. *Power Plant Engineering and Design*. 2ª. New York: D. Van Nostrand Company, Inc., 1942. 703p.

- PERRY, R. H., CHILTON, C. H. *Chemical Engineers' Handbook*. 5^a. Tokyo: McGraw-Hill. 1973.
- SANTO, D. B., GALLO, W. Estudos de caso de co-geração com motores de combustão interna em um hospital universitário. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, III, 1997, Campos de Jordão. *Anais*.Guaratinguetá..p.214-19.
- TEIXEIRA, F. N., NOGUEIRA, L. A., MARTINS, A. R. Um estudo do impacto do esquema tarifário da concessionária sobre a seleção de acionadores para sistemas de co-geração. In:CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 7, 1998, Rio de Janeiro. *Anais*...Rio de Janeiro: ABCM, 1998. p.376-80
- TJOE, T. N., LINNHOFF, B. Using Pinch Technology for Process Retrofit. *Chemical Engineering*, april 28, p.47-60, 1986
- TUNA, C. E., SILVEIRA, J. L. Um método de análise termoeconomica para otimização de sistemas de produção combinada de calor e potência. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, III, 1997, Campos de Jordão. *Anais*.Guaratinguetá..p.162-7.
- UNITED KINGDOM COMMITTEE ON THE PROPERTIES OF STEAM. *UK Steam Tables in SI Units 1970*. 1^a. London: Edward Arnold (Publishers) Ltd., London, 1970
- UTGIKAR, P. S., DUBEY, S. P., PRASADA, R. P. J. Thermoeconomic analysis of a gas turbine cogeneration plant – a case study. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part A*, v. 209, p.45-54, 1995.
- VAN WYLEN, G., SONNTAG ,R., BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 4^a. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1997. 591p.
- WALTER, A. C. DA SILVA, BAJAY, S. V. Barreiras à difusão da geração descentralizada no setor elétrico brasileira. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, III, 1997, Campos de Jordão. *Anais*.Guaratinguetá..p.52-5.
- WITTE, L. C., SCHMIDT, P. S., BROWN, D. R. *Industrial Energy Management and Utilization*. 1^a. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. 666p.

WITZANI, M., PECHTL, P. Modeling og (Cogeneration) Power Plants on Time-Dependent Power Demands of the Consumer. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v.118, p.353-358, 1996



