

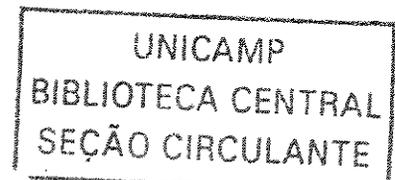
TESE DEFENDIDA POR Ricardo Wilson  
Aguiar da Cruz E APROVADA PELO  
COMISSÃO JULGADORA EM 02/03/04.  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PLANEJAMENTO DE**  
**SISTEMAS ENERGÉTICOS**

**Avaliação da Introdução de Cogeração no**  
**Sistema Isolado do Interior do**  
**Estado do Amazonas**

Autor: **Ricardo Wilson Aguiar da Cruz**  
Orientadora: Prof<sup>a</sup> Dra Sílvia Azucena Nebra  
Co-Orientadora: Prof<sup>a</sup> Dra Elizabeth Ferreira Cartaxo

13/04

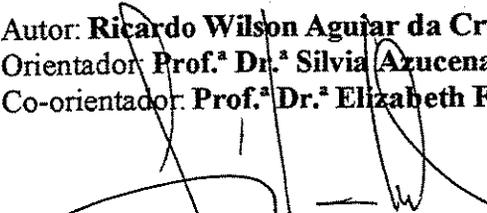


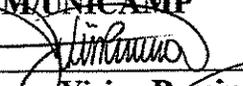
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PLANEJAMENTO DE  
SISTEMAS ENERGÉTICOS  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

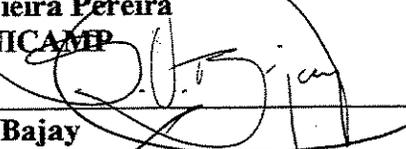
**TESE DE DOUTORADO**

**Avaliação da Introdução de Cogeração no  
Sistema Isolado do Interior do  
Estado do Amazonas**

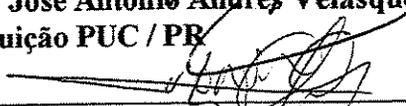
Autor: **Ricardo Wilson Aguiar da Cruz**  
Orientador: **Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Sílvia Azucena Nebra de Peres**  
Co-orientador: **Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Elizabeth Ferreira Cartaxo**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Sílvia Azucena Nebra de Perez, Presidente**  
Instituição **DE/FEM/UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira**  
Instituição **DE/FEM/UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Sérgio Valdir Bajay**  
Instituição **DE/FEM/UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. José Antonio Andrés Velasquez**  
Instituição **PUC / PR**

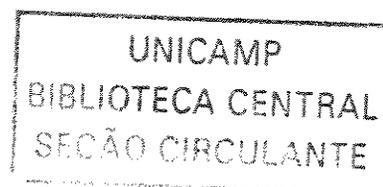
  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Hélio Neves Guerra**  
Instituição **UFAM - ANEEL**

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL  
SEÇÃO CIRCULANTE

Campinas, 02 de março de 2004

## **Dedicatória:**

À minha esposa, meus filhos, meus pais, meus sogros e ao povo do interior amazonense.



## Agradecimentos

Este trabalho tenta fazer jus à inestimável contribuição de muitas pessoas:

Ao Prof. Wilson Rodrigues da Cruz, meu pai, de quem, ousou dizer, herdei o hábito de duvidar e o gosto pelo conhecimento.

À Sr.<sup>a</sup> Maria do Carmo Aguiar da Cruz, minha mãe, pelo que legou-me de visão de mundo *pro amore*.

À Eng.<sup>a</sup> Virginia Figliuolo da Cruz, meu *alter ego*-esposa, pelo imenso suporte emocional e dialético.

À Adm.<sup>a</sup> Renata Figliuolo da Cruz e seus irmãos, André Figliuolo da Cruz e Paula Figliuolo da Cruz, meus queridos filhos, pela paciência demonstrada com os tormentos acadêmicos.

À Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Silvia Nebra, mui cara orientadora, pela vitória na empreitada do ensino de Termoeconomia a tão longa distância, ousadia que gerou o benefício adicional da amizade estendida à sua família.

À Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Elizabeth Ferreira Cartaxo, pelo privilégio da amizade e das sábias palavras que desanuviaram as horas amargas.

Ao colega Prof. Waldir Sabino Junior, da FUCAPI, pelo assessoramento em informática.

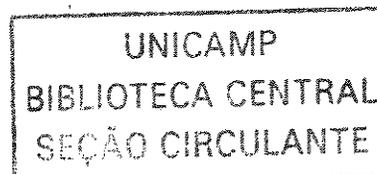
À Fundação Centro de Análise, Pesquisa e Inovação Tecnológica – FUCAPI, pelo suporte institucional; e aos amigos surgidos em tão agradável ambiente.

Ao Instituto de Tecnologia da Amazônia – UTAM, agora Escola Superior de Tecnologia – EST da Universidade Estadual do Amazonas - UEA, pela liberação das atividades docentes.

Aos colegas Marcelo Modesto Silva, Lourenço Gobira Alves e ao Prof. Dr. Arnaldo C. Walter, sem cuja ajuda a distância teria cerceado o presente desfecho.

Aos colegas Juan Harold Sosa Arnao e Raúl Gonzáles Palomino pela prestimosa ajuda com os trâmites para a últimação da minha defesa.

Ao Prof. José Tomaz Pereira, pelos diálogos que estabelecemos e os momentos de sabedoria mineira.



*Mais vale um pássaro voando que  
dois na mão*

## Resumo

CRUZ, Ricardo Wilson Aguiar da, *Avaliação da Introdução de Cogeração no Sistema Isolado do Interior do Estado do Amazonas*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 228 p. Tese (Doutorado)

Neste trabalho procurou-se apresentar um panorama da geração isolada de energia elétrica pelo Sistema CEAM, quanto às suas características técnicas e econômicas, e do mercado de conservação de pescado do interior do Estado do Amazonas, como bases para desenvolver um método que permita avaliações da introdução de cogeração nessas usinas, visando a produção de frio e gelo, como forma de elevação da lucratividade. Para tanto é mostrado que uma usina autônoma produzindo apenas energia elétrica no cenário interiorano amazonense não tem como ser lucrativa no cenário atual. Foi utilizado como ferramentas básicas elementos da teoria dos motores de combustão interna sob carga variável, teoria das máquinas de refrigeração por absorção água-amônia e métodos termoeconômicos baseados na primeira e segunda lei da Termodinâmica. O quadro típico das usinas do interior é mostrado por dados coletados em visitas a cinco usinas, sendo duas delas de outros estados que não o Amazonas, mas que conservam características comuns com as usinas amazonenses. O mercado de pescado é discutido sobre dados bibliográficos. E, do cruzamento desses quadros, são inferidas características da interdependência entre refrigeração industrial e energia elétrica.

### *Palavras Chave*

Cogeração, Desempenho de Motores de Combustão Interna, Refrigeração por Absorção, Termoeconomia.

## **Abstract**

CRUZ, Ricardo Wilson Aguiar da, *Evaluation of the Introduction of Cogeneration to the Amazon State Isolated Power System*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 228 p. Tese (Doutorado)

This investigation shows a panorama of the isolated power generation of the Amazon State CEAM System regarding its technical and economic characteristics, as well as the problems of the refrigeration facilities of the fishing industry of inland the State, focusing to develop methods to evaluate the introduction of cogeneration in the generation system to the enhance its profitability. Meanwhile, it is shown that a autonomous power station can not expect to become profitable in the Amazonian nowadays scenario if it uniquely produces electric energy. To achieve this objective the main theoretical background were elements of the theory of internal combustion engines under variable charge, the theory of aquammonia absorption refrigeration devices, and methods belonging to thermoeconomics based on first law and second law of thermodynamics. A typical profile of the stations of the CEAM System is showed by collected data on five autonomous power stations among the Northern Brazilian autonomous power grid. The five power stations preserve common characteristics among them. The market of the fishing industry is showed by bibliography surveyed data. These data made possible to infer the profound relationship between refrigeration and electric energy.

### *Key Words*

Cogeneration, Internal Combustion Engines Performance, Absorption Refrigeration, Thermoeconomics

# Índice

<b>Dedicatória</b>	iii
<b>Agradecimentos</b>	iv
<b>Lista de Figuras</b>	xiii
<b>Lista de Tabelas</b>	xviii
<b>Nomenclatura</b>	xx
<b>1 Introdução</b>	1
<b>2 Estado da Arte das Tecnologias e Técnicas de Análise</b>	8
2.1 Introdução	8
2.2 Modelagem de Motores de Combustão Interna	8
2.2.1 O Processo de Combustão	9
2.2.2 Parâmetros de Desempenho	11
2.2.3 Combustíveis Convencionais e Alternativos	12
2.3 Dados Históricos dos Sistemas de Refrigeração por Absorção	14
2.3.1 Estado da Arte da Refrigeração por Absorção	15
2.4 Sistemas de Cogeração	17
2.4.1 Análise de Sistemas de Cogeração do Ponto de Vista da Primeira Lei	20
2.5 Dados Históricos de Análises Exergéticas de Sistemas Energéticos	21
2.5.1 Exergia e Meio Ambiente	22

2.5.2 Estado da Arte da Análise Termoeconômica	24
2.6 Questões de Planejamento Energético	30
<b>3 Características da Geração Isolada do Estado do Amazonas.</b>	
<b>Avaliação da Inserção da Cogeração Para Refrigeração</b>	34
3.1 Introdução	33
3.2 Dados de Carga Medidos do Sistema Isolado do Norte Brasileiro	36
3.2.1 Curvas de Carga da UTE Careiro-Castanho – Amazonas	39
3.2.2 Curvas de Carga da UTE Eirunepé – Amazonas	41
3.2.3 Curvas de Carga da UTE Manicoré – Amazonas	43
3.2.4 Curvas de Carga da UTE Tarauacá – Acre	45
3.2.5 Curvas de Carga da UTE Salvaterra – Pará	47
3.2.6 Análise Comparativa das Curvas de Carga	48
3.3 Dimensão do Setor de Refrigeração Industrial no Estado do Amazonas	50
3.4 Configuração do Setor Pesqueiro no Estado do Amazonas	53
3.5 Oportunidades Globais para a Inserção da Refrigeração por Absorção no Amazonas	54
3.6 Estimativa da Capacidade de Cogeração com Motores de Combustão Interna	59
3.6.1 Estimativa da Capacidade de Refrigeração por Absorção em Uma Usina Isolada	63
3.7 Comparação dos Resultados das Capacidades com os Potenciais de Refrigeração	66
3.8 Barreiras Impostas à Introdução da Cogeração no Sistema Isolado do Interior do Amazonas. Sugestões para um Marco Legal	67
<b>4 Desempenho de Motores de Combustão Interna sob Carga Discreta Variável</b>	70

4.1	Introdução	70
4.2	Parâmetros de Desempenho	71
4.3	Balances de Energia e de Massa do Motor	73
4.3.1	Produtos de Combustão	76
4.3.2	Energia do Combustível	79
4.3.3	Vazão de Produtos de Combustão	81
4.3.4	Potência Útil	83
4.3.5	Calor Perdido por Irradiação	84
4.3.6	Energia Cedida à Água de Refrigeração	85
4.3.7	Energia e Temperatura dos Gases de Exaustão e Energia Residual	86
4.4	Resultados de Uma Aplicação do Modelo de Simulação Discreta de Motores Diesel	87
<b>5</b>	<b>Aspectos Tecnológicos das Subunidades de Refrigeração por Absorção Água-amônia</b>	<b>92</b>
5.1	Introdução	89
5.2	Processos de um Ciclo de Absorção	92
5.3	Balances de Massa e Energia do Ciclo de Absorção	96
5.4	Processos na Coluna de Separação e Enriquecimento	98
5.5	Trocadores de Calor das Unidades de Absorção e Cogeração	103
5.5.1	Trocas Térmicas	103
5.5.2	Dessorvedor (DESS)	104
5.5.3	Condensador de Refluxo (CR)	105
5.5.4	Absorvedor de Amônia (ABS)	106
5.5.5	Trocadores Solução-Solução (TSS) e Amônia-Amônia (TAA)	104
5.5.6	Condensador (CD) e Pós-superaquecedor de Amônia (PS)	108

5.5.7 Evaporadores de Amônia (EVP)	110
5.5.8 Recuperador de Calor dos Produtos de Combustão do Motor (RCG)	113
5.6 Dados de Propriedades Assumidas Constantes	114
5.7 Resultados do Pré-dimensionamento das Subunidades de Refrigeração	115
<b>6 Análises de Primeira Lei, Segunda Lei e Termoeconômica de Sistemas de Cogeração</b>	119
6.1 Introdução	119
6.2 Índices de Avaliação de Primeira Lei	119
6.3 Análises de Segunda Lei da Termodinâmica	124
6.3.1 Definições Preliminares	124
6.3.2 Índices de Avaliação de Segunda Lei	124
6.3.3 Balanços de Exergia	126
6.4 Análise de Sistemas Pelo Método do Custo Exergético	130
6.4.1 Custos Exergoeconômicos	133
<b>7 Avaliações Termodinâmicas e Termoeconômicas de Uma Usina Isolada Cogorando Energia Elétrica e Calor</b>	136
7.1 Introdução	136
7.2 Custos de Usinas Isoladas Gerando Energia Elétrica sem Cogeração	137
7.2.1 Custo de Geração de Uma Usina-tipo	137
7.2.2 Custo Marginal da Carga da Usina	140
7.2.3 Análise de Resultados	141
7.3 Usinas Isoladas Operando em Cogeração	143
7.4 Concepção Física dos Sistemas e Dados Dimensionados	143
7.5 Características e Níveis de Desagregação dos Sistemas	145
7.6 Análises de Primeira Lei dos Sistemas de Cogeração	148

7.6.1 Eficiências de Primeira Lei da Termodinâmica	150
7.6.2 Análise dos Resultados	152
7.7 Análises de Segunda Lei	157
7.7.1 Discussão da Estrutura F-P-L Adotada	157
7.7.2 Eficiências de Segunda Lei da Termodinâmica	160
7.8 Análise Termoeconômica	162
7.8.1 Custos Exergéticos	162
7.8.2 Balanços de Custos Exergoeconômicos	168
7.8.3 Dados de Investimento	172
7.8.4 Discussão dos Resultados Obtidos	173
7.9 Análise Comparativa dos Cenários Tecnológicos de Cogeração	178
7.10 Rentabilidade nos Cenários de Cogeração	180
<b>8 Conclusões</b>	<b>185</b>
8.1 Resultados Obtidos	185
8.2 Conclusões e Sugestões Para Estudos Suplementares	194
<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>196</b>
<b>Apêndice A</b>	<b>214</b>
<b>Apêndice B</b>	<b>220</b>
<b>Apêndice C</b>	<b>223</b>
<b>Apêndice D</b>	<b>226</b>

## Lista de Figuras

1 Sistema de cogeração de eletricidade e refrigeração por absorção	3
2 Magnitude dos custos termoeconômicos fornecidos por diferentes metodologias	29
3 Marcas de motores que compõem o parque gerador da Região Norte	38
4 Curva de carga da máquina 01 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 350 [kW], 18 00 [rpm])	39
5 Curva de carga da máquina 02 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Cummins-Negrini/BR, 320 [kW], 18 00 [rpm])	39
6 Curva de carga da máquina 03 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 350 [kW], 18 00 [rpm])	40
7 Curva de carga da máquina 04 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Zichai/RPC, 1 [MW], 720 [rpm])	40
8 Curva de carga global da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico	41
9 Curva de carga da máquina 03 da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 1,1 [MW], 1 800 [rpm])	41
10 Curva de carga da máquina 04 da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 1,1 [MW], 1 800 [rpm])	42
11 Curva de carga da máquina 05 da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico (Zichai/RPC, 1 [MW], 720 [rpm])	42
12 Curva de carga global da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico	43

13 Curva de carga da máquina 01 da UTE Manicoré, AM, de um dia típico (MWM-Toshiba/BR, 536 [kW], 720 [rpm])	43
14 Curva de carga da máquina 04 da UTE Manicoré, AM, de um dia típico (GM-Rockwell/EUA, 940 [kW], 720 [rpm])	44
15 Curva de carga global da UTE Manicoré, AM, de um dia típico	44
16 Curva de carga da máquina 01 da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico (Caterpillar/BR, 725 [kW], 1 800 [rpm])	45
17 Curva de carga da máquina 03 da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico (GM-Eliott/EUA, 1 [MW], 720 [rpm])	45
18 Curva de carga da máquina 04 da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico (Cummins-Onan/ BR, 500 [kW], 1 800 [rpm])	46
19 Curva de carga global da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico	46
20 Curva de carga da máquina 01 da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico (Guascor/ES, 920 [kW], 1 800 [rpm])	47
21 Curva de carga da máquina 03 da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico (Guascor/ES, 665 [kW], 1 800 [rpm])	47
22 Curva de carga da máquina 01 da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico (Guascor/ES, 368 [kW], 1 800 [rpm])	48
23 Curva de carga global da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico	48
24 Distribuição das relações demanda total/ponta de carga das instalações frigoríficas do interior do Amazonas	52
25 Frações energéticas de motores Diesel supercarregados	62
26 Curva de carga e de capacidades frigoríficas da UTE Careiro-Castanho, AM	64
27 Curva de carga e de capacidades frigoríficas da UTE Eirunepé, AM	65
28 Curva de carga e de capacidades frigoríficas da UTE Manicoré, AM	65

29 Componentes do balanço de energia típico de um motor de combustão interna	75
30 Consumo específico e razão ar-combustível do motor Diesel selecionado, em regime de operação contínua, nas condições amazônicas	89
31 Curvas simuladas do balanço de energia do motor Diesel selecionado	90
32 Curvas simuladas das frações percentuais de energia do motor Diesel selecionado	91
33 Curva da variação da temperatura dos gases na exaustão do motor Diesel selecionado	91
34 Fluxograma típico de uma máquina de refrigeração por absorção água-amônia	93
35 Fluxos no interior da coluna de retificação de dois estágios com várias bandejas	99
36 Trocador de calor de dessorção de amônia	105
37 Trocador de calor do condensador de refluxo	106
38 Trocador de calor do absorvedor de amônia	107
39 Trocadores de calor solução-solução e amônia-amônia	108
40 Trocadores de calor do condensador e pós-superaquecedor	110
41 Resfriador de ar (evaporador)	112
42 Resfriador de líquido (evaporador inundado)	112
43 Trocador de calor do recuperador de calor dos gases de combustão	113
44 Fluxograma da subunidade de absorção água-amônia RAA-1 (q = 100 [%])	117
45 Fluxograma da subunidade de absorção água-amônia RAA-1 (q = 100 [%])	118

46 Subunidades autônomas de referência do sistema de cogeração	122
47 Estrutura produtiva dos fluxos de massa e de exergia de uma planta	128
48 Subunidades com apenas uma entrada e uma saída	134
49 Curvas de custos de geração, custo marginal e elasticidade da carga	142
50 Sistema de cogeração usando calor dos gases e da água de refrigeração do motor	145
51 Diagrama estrutural dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração sob desagregação mínima	146
52 Diagrama estrutural do sistema vapor/água de cogeração sob desagregação máxima	147
53 Diagrama estrutural do sistema gás/água de cogeração sob desagregação máxima	147
54 Coeficientes de primeira lei das subunidades do sistema vapor/água de cogeração	155
55 Coeficientes de primeira lei das subunidades do sistema gás/água de cogeração	155
56 Sensibilidade do IPE e da eficiência artificial a variações das eficiências de referência	156
57 Eficiências racionais e irreversibilidades relativas do sistema vapor/água de cogeração	161
58 Eficiências racionais e irreversibilidades relativas do sistema gás/água de cogeração	162
59 Custos exergéticos unitários dos fluxos do sistema vapor/água de cogeração	165
60 Custos exergéticos unitários dos fluxos do sistema gás/água de cogeração	165
61 Custos exergéticos dos fluxos do sistema vapor/água de cogeração	166

62 Custos exergéticos dos fluxos do sistema gás/água de cogeração	167
63 Custos exergéticos de insumos, ou produtos, de ambos os sistemas de cogeração	168
64 Custos exergoeconômicos unitários dos três produtos do sistema vapor/água	176
65 Custos exergoeconômicos unitários dos três produtos do sistema gás/água	176
66 Custos exergoeconômicos totais de insumos e produtos do sistema vapor/água	177
67 Custos exergoeconômicos totais de insumos e produtos do sistema gás/água	177
68 Curvas de receita total e custo total do sistema vapor/água	183
69 Curvas de receita total e custo total do sistema gás/água	183
70 Mapa geopolítico do Estado do Amazonas	214
71 Mapa geopolítico da Amazônia Legal Brasileira	219
72 Padrão de tubo de aço aletado para serpentina MADEF®	227

## **Lista de Tabelas**

1 Métodos simples de alocação de custos de cogeração	30
2 Características de algumas usinas geradoras da Amazônia	37
3 Principais características das curvas de carga globais das usinas selecionadas	50
4 Infraestrutura de conservação de alimentos do Estado do Amazonas (2000)	51
5 Estimativa da produção pesqueira do Estado do Amazonas	54
6a Balanço consolidado e potencial de refrigeração por absorção das usinas do Sistema CEAM no ano fiscal de 1999	57
6b Balanço consolidado e potencial de refrigeração por absorção das usinas do Sistema CEAM no ano fiscal de 1999	58
6c Balanço consolidado e potencial de refrigeração por absorção das usinas do Sistema CEAM no ano fiscal de 1999	59
7 Valores comparativos entre os sistemas existentes, os potenciais e as capacidades estimadas, de refrigeração e eletricidade, de alguns municípios do Amazonas	67
8 Dados técnicos do motor Diesel selecionado e seu combustível	88
9 Propriedade dos fluidos em algumas estações do ciclo água-amônia	115
10 Resultados pré-dimensionados das subunidades RAA-1 e RAA-2	116

11 Características gerais das três principais tecnologias de cogeração	125
12 Frações molares dos gases de referência na atmosfera de Szargut	129
13 Dados econômicos do grupo-gerador utilizado	140
14 Dados dos fluidos de trabalho do sistema de cogeração	144
15 Balanços de primeira lei dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração	148
16 Eficiências de primeira lei constantes com a carga do grupo-gerador	153
17 Conjunto parcial de equações adicionais dos sistemas de cogeração	158
18 Estrutura F-P-L dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração	160
19 Índices de segunda lei dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração	160
20 Custos exerгéticos, exergias e custos unitários dos fluxos dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração	164
21 Custos exerгéticos de insumos ou produtos	167
22 Conjunto de equações adicionais dos sistemas de cogeração	170
23 Custo de implantação de subunidades de cogeração	173
24 Custos exergoeconômicos e unitários de insumos e produtos das subunidades	174
25 Relações entre custos unitários dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração	175
26 Comparações entre custos unitários dos produtos de cogeração na carga 75 [%]	180
27 Massas de gelo nos pontos de nivelamento dos sistemas de cogeração	184

28a Microrregiões do Estado do Amazonas	215
28b Microrregiões do Estado do Amazonas	216
28c Microrregiões do Estado do Amazonas	217
28d Microrregiões do Estado do Amazonas	218
29 Valores dos coeficientes da regressão de $R$ da norma ISO 3046/1	225
30 Serpentina de tubos de aço padrão MADEF® DN 1 pol. – 2,5 aleta/pol.	226

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$a$ – fator de tipagem do motor na equação de $R$ da norma ISO 3046/1	[adim.]
$a$ – densidade de área de tubos para serpentinas amônia-ar	$[(m^2/fila)/m^2 \text{ face}]$
$a$ – matriz dos primeiros membros das proposições de custo	[adim.]
$a_c$ – matriz dos primeiros membros das proposições de custo na condição monetarizada	[adim.]
$A$ – área de troca térmica	$[m^2]$
$A$ – matriz de incidência de Leontieff	[adim.]
$[A]$ – matriz de incidência ampliada com as proposições de custo	[adim.]
AC – relação ar-combustível	[adim.]
$b$ – exergia específica mássica	[kJ/kg]
$\tilde{b}$ – exergia específica molar	[kJ/mol]
$\dot{B}$ – taxa temporal de exergia (exergia de fluxo)	[kW]
$\dot{B}^*$ – taxa temporal de custo exerético	[kW]
$\dot{B}$ – vetor-coluna de fluxos de exergia	[kW]
$\dot{B}^*$ – vetor-coluna de fluxos de custos exeréticos	[kW]
$c, c$ – custo unitário de natureza não-exerética ou energética	[US\$/TRh]
$c$ – custo exerético ou energoeconômico unitário; calor específico de produtos refrigerados em câmaras frigoríficas	[US\$/kW]; [kcal/kg.K]
$c$ – matriz de custos exerético unitários	[US\$/kW]
$C$ – custo de natureza atemporal não-exerética ou energética; custo em base energética	[US\$]; [US\$/kWh]
$\dot{C}$ – taxa temporal de custo (natureza qualquer)	[US\$/s]
$\dot{C}$ – vetor-coluna de fluxos de custos exerético	[US\$/s]

CD	– taxa de carregamento diário de câmaras de refrigeração	[kg/dia]
$C_e$	– consumo específico de combustível	[kg/kJ] = [kJ/kW.s]
COP	– coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração (relação entre o efeito frigorífico e a energia para obtê-lo)	[adim.]
CT	– carga térmica da infraestrutura de conservação do Estado do Amazonas (câmaras, túneis e fábricas de gelo)	[TR]
$\dot{D}$	– demanda de potência; taxa temporal de exergia destruída em uma subunidade	[kW] (ambos)
DMLT	– diferença média logarítmica de temperatura	[K]
$e$	– coeficiente de elasticidade	[%/%]
E	– energia	[kWh]
$\dot{E}$	– taxa temporal de energia	[kW]
$f$	– fração do balanço energético do motor	[adim.]
$f_w$	– termos do polinômio da correlação da ASHRAE para o COP ( $w = 0, 1, 2$ e $3$ )	[C <sup>v</sup> ] ( $v = 0, -1, 1$ e $2$ )
$f$	– fração de custo atemporal não-exergoeconômico; fator de acréscimo	[adim.] (ambos)
F	– insumos (geral); fator de infiltração de ar em câ- maras de refrigeração; fator by-pass de serpentinas	[nd]; [kcal/m <sup>3</sup> ]; [adim.]
$F$	– número de filas de tubos em serpentinas amônia-ar	[adim.]
$\dot{F}$	– taxa temporal de insumos de um subsistema	[kW]
$\vec{F}$	– vetor-coluna de fluxos de insumos	[kW]
FA	– fator de amortização de capital	[adim.]
FK	– fator de capitalização	[adim.]
FRP	– fator de atualização das recuperações periódicas	[adim.]
FUE	– fator de utilização de energia	[adim.]
$h$	– entalpia específica mássica	[kJ/kg]
$\tilde{h}$	– entalpia específica molar	[kJ/kmol]
H	– entalpia; pé-direito interno de câmaras de refrigeração	[kJ]; [m]
H/C	– razão de molaridades hidrogênio-carbono (combustível)	[adim.]
$i$	– taxa de desconto anual	[%]
$\dot{I}$	– taxa temporal de geração de irreversibilidades	[kW]
IPE	– índice de poupança de combustível	[adim.]
$k$	– custo exergético unitário	[kW/kW]
$k$	– número total de equações exergéticas ( $k = p$ )	[adim.]
$\mathbf{k}$	– matriz de custos exergéticos unitários	[kW/kW]
K	– constante de equilíbrio ideal	[adim.]
K	– coeficiente de transmissão de calor de paredes de câmaras	[kW/m <sup>2</sup> .K]
$\dot{L}$	– vazão mássica de solução líquida; taxa temporal de perdas	[kg/s]; [kW]
$\dot{m}$	– vazão mássica	[kg/s]

$m$ – número total de subunidades de uma planta térmica; térmica; expoente da relação de pressões da equação de $R$ da norma ISO 3046/1	[adim.] (todos)
$M$ – massa molecular	[kg/kmol]
$\dot{M}$ – vazão em massa (de gelo)	[kg/h]
$n$ – quantidade molar estequiométrica (ar)	[kmol]
$n$ – expoente da fórmula de depressão em estações de um circuito hidráulico	[adim.]
$\bar{n}$ – número total de fluxos de entrada de uma subunidade; expoente da relação de temperaturas da equação de $R$ (norma ISO 3046/1)	[adim.] (todos)
$N$ – frequência de rotação do eixo de manivelas do motor	[rpm]
$N$ – quantidade molar total (molaridade)	[kmol]
$N$ – molaridade total; número de bandejas	[kmol]; [adim.]
$p$ – pressão; número de restaurações periódicas do grupo-gerador; preço de um insumo	[kPa]; [adim.]; [US\$/kg]
$p$ – número total de fluxos de uma planta (entrada mais saída)	[adim.]
$t$ – número total de fluxos de saída de uma subunidade	[adim.]
$P$ – produtos (sentido geral)	[nd]
$\dot{P}$ – taxa temporal de produtos de um subsistema	[kW]
$\dot{\mathbf{P}}$ – vetor-coluna de fluxos de produtos	[kW]
PCI – poder calorífico inferior do combustível	[kJ/kg]
$q$ – carga de operação do motor	[%]
$\dot{Q}$ – taxa temporal de calor; capacidade frigorífica	[kW]; [TR]
$r$ – razão de refluxo	[adim.]
$R$ – receita total	[US\$]
$\dot{R}$ – vazão de refluxo	[kg/s]
$\tilde{R}$ – constante universal dos gases em base molar (8,314)	[kJ/kmol.K]
$R$ – relação pressão-temperatura da norma ISO 3046/1	[adim.]
RCP – relação ou razão calor-potência	[adim.]
$s$ – entalpia específica mássica	[kJ/kg.K]
$t$ – intervalo de tempo, tarifa (energia elétrica)	[ano], [US\$/kWh]
$t$ – expoente da relação de pressões da equação de $R$ da norma ISO 3046/1	[adim.]
$T$ – temperatura	[K]
$U$ – coeficiente global médio de transmissão de calor de serpentinas amônia-ar	[kW/m <sup>2</sup> .K]
$\bar{v}$ – velocidade média	[m/s]
$V$ – volume (interno de câmaras frigoríficas)	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$ – vazão volumétrica; vazão de vapor de amônia	[m <sup>3</sup> /s]; [kg/s]
$w$ – vetor dos segundos membros das proposições de custo exergético	[adim.]

$w_z$	– vetor dos segundos membros das proposições de custo na condição monetarizada	[adim.]
$\dot{W}$	– potência mecânica ou elétrica	[kW]
$x, y$	– frações de amônia líquida e de amônia vapor de soluções no interior da coluna; frações volumétricas (ou molares) de $O_2$ e $N_2$ no ar úmido	[kg/kg]; [kmol/kmol]
$X$	– fração mássica de amônia em soluções água-amônia fora da coluna (líquida ou vapor); concentração mássica de um gás ideal em uma mistura gasosa	[kg/kg] (ambos)
$Y$	– concentração molar de um gás ideal em uma mistura gasosa	[kmol/kmol]
$(Y)$	– vetor-coluna de valorização exergética externa	[kW]
$z$	– fração volumétrica (ou molar) de $H_2O$ no ar úmido	[kmol/kmol]
$Z$	– frações mássicas de água em soluções água-amônia (líquida ou vapor); custo de investimento	[adim.]; [US\$]
$\dot{Z}$	– taxa temporal de investimento	[US\$/s]
$\dot{Z}$	– vetor-coluna de fluxos de investimento	[US\$/s]
$(Z)$	– vetor-coluna de valorização exergoeconômica externa	[US\$/s]
$0$	– vetor-coluna zero	[adim.]

### *Letras Gregas e Góticas*

$\alpha$	– fração de potência e de consumo específico da norma ISO 3046/1; volatilidade relativa; fator de demanda de um sistema de cogeração; expoente da fórmula de Alcock et al.	[adim.] (todos)
$\beta$	– fator de oferta de um sistema de cogeração	[adim.]
$\varepsilon$	– relação estequiométrica ar-combustível na base molar; relação entalpia-exergia; eficiência de aletas em serpentinas amônia-ar	[adim.] (todos)
$\phi$	– razão ar-combustível	[adim.]
$\gamma$	– fator de conversão entre unidades de refrigeração; fração volumétrica de $O_2$ no ar	[kW/TR]; [adim.]
$\eta$	– eficiência em geral	[adim.]
$\phi$	– umidade relativa	[%]
$\kappa$	– constantes de regressões para propriedades termofísicas	[nd]
$\lambda$	– fração da água externa (rio) de refrigeração do condensador do motor	[adim.]
$\mu$	– viscosidade absoluta	[Pa.s]
$v$	– quantidades molares de produtos de uma reação química	[kmol/kmol]

$\rho$ – massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$ – intervalo de tempo	[h/ano]
$\xi$ – coeficiente da fórmula de Alcock et al.	[kW/(kg/s) <sup><math>\alpha</math></sup> ] ( $\alpha$ como acima)
$\zeta$ – irreversibilidade relativa	[adim.]
$\Delta$ – indica variação finita de uma grandeza	[nd]
$\varsigma$ – fração calor-energia do combustível de motores Diesel	[adim.]
$\partial$ – indica uma operação de diferenciação	[adim.]

### ***Superescritos***

E, B, Q – caracteres energético, exergético e calórico	—
fís., quím. – caracteres físico e químico	—
j – contador de fluxos (para as espécies da atmosfera de Szargut)	—
n – contador de estações ou trechos a montante ou jusante de uma estação qualquer, para estimação da pressão nessa estação	—
t – indicação de operação de transposição de um vetor ou matriz	—
o – relativo às condições de referência de uma substância	—
* – caráter de custo exergético	—
, – designa as frações molares de O <sub>2</sub> e N <sub>2</sub> no ar seco; designa uma variante de um termo qualquer	—

### ***Subscritos***

aa – ao ano (relativo a uma taxa de desconto)	—
a, b – índices da regressão exponencial da viscosidade de soluções	—
$\alpha, b$ – atomicidades de hidrocarbonetos	—
A – relativo à amortização	—
ABS – relativo ao absorvedor de amônia	—
AM – nas condições ambientais amazônicas	—
ág. – relativo à água	—
al. – relativo a aletas	—
ar – relativo ao ar atmosférico	—
ar,ad. – relativo ao ar na admissão do motor	—
art. – natureza artificial	—
atm. – natureza atmosférica	—
b – natureza barométrica	—
bp – relativo ao fator de <i>by-pass</i>	—
BC – relativo à bomba de circulação de água	—
BS – relativo à bomba de solução	—
BR – relativo à bomba de refrigeração	—
câm. – relativo à câmara de refrigeração	—
cd – nas condições de condensação	—
coger. – natureza de cogeração	—
comb. – relativo ao combustível	—

C – relativo a Carnot	—
CD – relativo ao condensador	—
$C_e$ – relativo ao consumo específico	—
CE – relativo à correção do custo variável de geração por eventualidades	—
CR – relativo ao condensador de refluxo	—
d – natureza de deslocamento	—
dess. – relativo à dessorção	—
DESS – relativo ao dessorvedor	—
$e$ – contador não ordinal dos produtos de combustão	—
$e, s$ – contadores de entradas e saídas	—
el. – relativo à eletricidade	—
elé. – caráter elétrico	—
el. ger. – relativo à eletricidade gerada	—
en. – natureza energética	—
entra., sai. – relativo às estações entrada e saída	—
enriq. – natureza de enriquecimento	—
esteq. – natureza estequiométrica	—
evp. – relativo à evaporação	—
exaus. – relativo à exaustão	—
ext. – natureza externa	—
ext. à câm. – referente à relação entre o meio externo e o meio interno de uma câmara	—
EE – relativo ao produto energia elétrica	—
EVP – relativo ao evaporador de amônia	—
f – natureza de formação; natureza fixo; relativo a número de filas	—
frio – relativo ao produto frio (armazenagem frigorificada)	—
F – relativo aos insumos	—
FF – natureza de fluido frio	—
FQ – natureza de fluido quente	—
$g$ – contador não ordinal dos reagentes na combustão	—
gas. – relativo ao estado gasoso	—
ger. – relativo à geração	—
gelo – relativo ao produto gelo	—
GG – relativo ao grupo-gerador	—
$H_2O$ – relativo à água	—
$i, j, k$ – contadores ordinais	—
ins. ext. – relativo aos insumos de origem externa à planta	—
inf. – natureza de infiltração	—
int. – natureza interna	—
irrad. – relativo à irradiação	—
IS – relativo aos itens de investimento secundário	—
ISO – nas condições padrão da norma ISO	—
$l/m$ – contador de diferenças entre dois fluxos exergéticos quaisquer	—

local – relativo às condições locais de referência	—
lubr. – relativo ao lubrificante	—
m – natureza mecânica; ordem da última bandeja de separação	—
mg – natureza marginal	—
mont., jus. – relativo às posições de montante e jusante	—
n – ordem da última bandeja de enriquecimento	—
NH <sub>3</sub> – relativo à amônia	—
N.x – relativo ao fluxo de neguentropia x qualquer	—
od – relativo ao combustível óleo diesel	—
O&M – natureza de operação e manutenção	—
par. – relativo à parede externa de serpentinas de evaporação	—
pc – relativo aos produtos de combustão	—
pe – natureza de potência elétrica	—
po – relativo ao ponto de orvalho	—
prod. – relativo ao produto a refrigerar em uma câmara	—
prod.à câm. – referente à relação entre o produto e o meio interno de uma câmara	—
pós-resf. – relativo ao pós-resfriador de ar de alimentação do motor	—
P – relativo a produtos; relativo a potência	—
P <sub>GG</sub> – relativo ao produto do grupo-gerador	—
P <sub>RCG</sub> – relativo ao produto do recuperador de calor dos gases	—
PR – produtos de uma reação de combustão	—
PS – relativo ao pós-superaquecedor	—
q – relativo a pontos de carga discreta do grupo-gerador	—
Q – relativo ao calor	—
ref. – natureza referencial	—
refr. – relativo à refrigeração	—
rej. – relativo aos rejeitos	—
rio – relativo à água de refrigeração para o sistema de cogeração, proveniente de uma fonte externa (e.g. água de um rio)	—
RAA-1 – relativo à subunidade RAA-1	—
RAA-2 – relativo à subunidade RAA-2	—
RCG – relativo ao recuperador de calor dos gases	—
RG – reagentes de uma reação de combustão	—
RP – relativo às recuperações periódicas	—
salm. – relativo à salmoura	—
sat. – natureza saturada	—
sep. – relativo à separação	—
sl – natureza sólido-líquido	—
sol. – natureza de solução	—
térm. – caráter térmico	—
tot. – natureza de totalidade	—
T – relativo à temperatura; natureza total (receita e custo)	—
TAA – relativo ao trocador amônia-amônia	—

TSS – relativo ao trocador solução-solução	—
útil – relativo à potência mecânica ao freio	—
v – natureza variável	—
vp – natureza de vapor	—
V1 – relativo ao trocador virtual 1	—
V2 – relativo ao trocador virtual 2	—
W – relativo ao trabalho	—
x, y, z – contadores não ordinais	—
q – designa a carga discreta na qual se tem um termo qualquer	—
Z – natureza de investimentos fixos	—
o – relativo às condições ambientais de referência de temperatura e pressão	—
oo – relativo às espécies químicas componentes da atmosfera-padrão, nas condições de temperatura e pressão de referência	—

### ***Abreviações e Símbolos Particularizados***

[adim.] – adimensional	—
compr. – comprimento do trocador de calor	—
[nd] – não definido	—
≡ utilizado com o significado de <i>definição</i> e de <i>correspondência</i>	—

### ***Siglas***

ABNT – sigla da Associação Brasileira de Normas Técnicas	—
ABS – absorvedor água-amônia	—
AC – sigla oficial do Estado do Acre	—
AIPAM – sigla da Associação das Indústrias de Pescado Sifado do Amazonas	—
AM – sigla oficial do Estado do Amazonas	—
ANEEL – sigla da Agência Nacional de Energia Elétrica	—
ASHRAE – sigla da <i>American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning</i>	—
BC1 – bomba de pressurização do recuperador de calor dos gases (RCG)	—
BC2 – bomba de circulação da água de refrigeração do motor	—
BR – bomba da água externa de refrigeração dos condensadores; sigla da República Federativa do Brasil	—
BS1 – bomba de solução água-amônia da subunidade RAA-1	—
BS2 – bomba de solução água-amônia da subunidade RAA-2	—
CD – condensador de vapor de amônia (trocador de calor onde a máquina de refrigeração rejeita para o exterior o calor retirado do meio refrigerado)	—
CEAM – sigla da Companhia Energética do Amazonas S. A.	—
CGAM – iniciais de Valero, Tsatsaronis, Frangopoulos e Spakovski	—

COL – coluna de separação e enriquecimento	—
CR – condensador de refluxo	—
DESS – dessorvedor de solução água-amônia	—
ELETRONORTE – sigla de Centrais Elétricas do Norte do Brasil S. A.	—
EVP – evaporador de amônia (trocaador que retira o calor do meio a ser refrigerado)	—
F-P-L – insumos, produtos e perdas ( <i>Fuels-Products-Losts</i> )	—
GG – grupo-gerador	—
INFRAERO – sigla da Empresa Brasileira de Infraestrutura Aeronáutica S. A.	—
ISO – terminologia de norma da <i>International Standard Organization</i> (sigla ISO)	—
JANAF – sigla da entidade norte-americana <i>Joint Army-Navy-Air Force</i>	—
MCI – motor(es) de combustão interna	—
NBR – terminologia de norma brasileira ABNT	—
PI, ..., P4 – proposições da Teoria do Custo Exergético e da Teoria Estrutural Termoeconômica	—
PA – sigla oficial do Estado do Pará	—
PETROBRÁS – sigla da Petróleo Brasileiro S.A.	—
PS – trocador de calor pós-superaquecedor de amônia	—
R – refluxo, ou traços de água que saem junto com o vapor de amônia, do estágio superior (enriquecimento) da coluna (COL); e são condensados no condensador de refluxo (CR)	—
RAA-1 – subunidade de refrigeração por absorção água-amônia cujo fluido de aquecimento do dessorvedor (DESS) é vapor saturado	—
RAA-2 – subunidade de refrigeração por absorção água-amônia cujo fluido de aquecimento do dessorvedor (DESS) é água quente	—
RCG – trocador de calor recuperador de energia dos gases	—
RPC – sigla da República Popular da China	—
SUFRAMA – sigla da Superintendência da Zona Franca de Manaus	—
TAA – trocador de calor amônia-amônia	—
TCE – Teoria do Custo Exergético	—
TR, TRh – tonelada de refrigeração; tonelada-hora de refrigeração (1 TR ou TRh $\equiv$ 3,517 kW ou kWh)	—
TSS – trocador de calor solução-solução	—
UTE – usina termoelétrica	—
V1 – condensador virtual 1, de condensação de amônia (recurso usado na modelagem do condensador de amônia CD)	—
V2 – condensador virtual 2, de resfriamento de amônia condensada (recurso usado na modelagem do condensador de amônia CD)	—
VE – válvula de expansão (produz forte queda de pressão na amônia líquida, vaporizando-a, com isso reduzindo a sua temperatura)	—
VRP – válvula redutora de pressão (sem função expansora, visa apenas equalizar a pressão de um fluido com a do local que o receberá)	—

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PLANEJAMENTO DE  
SISTEMAS ENERGÉTICOS  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

# **Avaliação da Introdução de Cogeração no Sistema Isolado do Interior do Estado do Amazonas**

Autor: **Ricardo Wilson Aguiar da Cruz**

Orientadora: **Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Silvia Azucena Nebra**

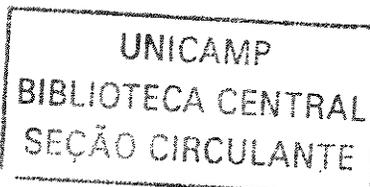
Co-orientadora: **Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Elizabeth Ferreira Cartaxo**

Curso: **Doutorado**

Área de Concentração: **Planejamento de Sistemas Energéticos**

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

Campinas, 2 de março de 2004  
SP – Brasil



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

C889a Cruz, Ricardo Wilson Aguiar da  
Avaliação da introdução de cogeração no sistema  
isolado do interior do Estado do Amazonas / Ricardo  
Wilson Aguiar da Cruz.--Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientadores: Sílvia Azucena Nebra ; Elizabeth  
Ferreira Cartaxo.

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

1. Cogeração. 2. Motores de combustão interna. 3.  
Termoeconomia. 4. Refrigeração. I. Nebra, Sílvia  
Azucena. II. Cartaxo, Elizabeth Ferreira. III.  
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. IV. Título.

## Capítulo 1

### Introdução

A justificativa do tema de estudo deste trabalho – a cogeração no contexto do sistema termelétrico isolado do interior do Estado do Amazonas – está na importância que a energia elétrica adquire no cenário geopolítico brasileiro da Amazônia Ocidental. A carência de energia elétrica na Região, que resulta em baixa qualidade de vida, passa indelévelmente pela questão da filosofia que definiu o sistema de geração, quanto ao fornecimento contínuo e confiável. A concessão pelo serviço no Estado pertenceu durante quarenta anos à Companhia Energética do Amazonas S.A. – CEAM, até sua venda à Manaus Energia S. A., subsidiária da empresa federal Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A. – ELETRONORTE, utilizando unidades dieselétricas isoladas (Cartaxo, Nebra e Cruz, 2001). Mas o atendimento – parcial em muitas cidades, e a qualidade do serviço, são precários há todo esse tempo.

Vários são os motivos que têm sido apontados para esse quadro, motivos que vão do gerencial ao técnico, todos influenciando na performance econômico-financeira do sistema, a saber:

- No âmbito logístico, por exemplo, destaca-se sua extrema dependência ao óleo diesel, frequentemente sujeito a problemas de entrega nas comunidades mais distantes, pese o Amazonas dispor de uma refinaria de porte médio da PETROBRÁS;
- Nesse ínterim, as reservas de gás natural da região de Urucu, sudoeste do Estado, ainda não dispõem de estrutura de fornecimento que permita a mudança do perfil energético do sistema. Sem definição dessa estrutura, não há definição do preço de fornecimento do insumo para as centrais do interior.

A pequena economicidade da geração elétrica no Amazonas tem relação com a baixa renda do interior, fruto do subdesenvolvimento persistente da imensidão territorial do 1,5 milhão de km<sup>2</sup> do Estado, maior que meio continente europeu, mas com densidade demográfica inferior a 1 [hab./km<sup>2</sup>]. No que pese existir na capital, Manaus, um pólo *incentivado* de indústrias tecnologicamente intensivas, que deu ao Amazonas o título de maior contribuinte superavitário em tributos com a União de todo o Norte e Nordeste (Noronha, 1996), a despeito do mito preconceituoso de que esse pólo é um paraíso de renúncia fiscal, as atividades econômicas do interior amazônico não avançaram além das culturas extrativistas de subsistência.

O subdesenvolvimento da geração elétrica do interior do Amazonas causa reflexos nas atividades econômicas energo-intensivas. Por exemplo, a piscicultura, que, além de ser feita de forma predatória, é sujeita a elevadas perdas por má conservação. Em geral, há poucos entrepostos frigoríficos no interior contribuindo para isso. A consequência é o eterno estado de represamento das potencialidades econômicas do interior, desde o segmento primário ao de serviços, realidade que se estende a toda a Amazônia.

A evolução, visando a quebra dessa lógica, está na mudança do paradigma de que a energia elétrica deve ser a única atividade-fim das usinas do interior. É mister que essa mudança se dê no sentido de se visualizar as usinas aproveitando ao máximo o potencial do combustível fóssil, na produção de energia térmica, além da eletricidade. Isso é propiciado pela cogeração.

Tal é o enfoque deste trabalho, que metodologicamente avalia eficiências e performance econômica dos sistemas atuais e de uma proposta de cogeração, por, respectivamente, técnicas de primeira e segunda lei da Termodinâmica <sup>1</sup> e Termoeconomia. <sup>2</sup> É analisado o aproveitamento dos rejeitos térmicos dos motores das unidades dieselétricas isoladas. Essas perdas térmicas, contidas na água de refrigeração e nos gases dos motores de combustão interna em geral, são fontes de energia para unidades de refrigeração por absorção água-amônia. Entrepostos frigoríficos refrigerados por absorção podem ser explorados por um mecanismo institucional interessante, como o das cooperativas, o que pode ser incentivado por um adequado Marco Legal e Regulatório. Os

---

<sup>1</sup> Conceitos e formulações das eficiências de primeira e segunda lei são dados no Capítulo 6.

objetivos específicos focam a procura de justificativas termodinâmicas e termoeconômicas para a cogeração, tais que possam nortear estudos de planejamento energético para sua implementação.

De sorte a substanciar as argumentações da tese, foram feitas medições de consumo específico em unidades selecionadas na região, e disso, um estudo comparativo dos custos atuais do sistema tendo a energia elétrica como o único produto. Estes custos foram considerados figuras de mérito para efeitos comparativos com as análises termoeconômicas. Na direção tecnológica, esta tese propõe e analisa sistemas da Figura 1, para o aproveitamento dos rejeitos térmicos dos gases de escape para produção de *refrigeração para conservação de produtos perecíveis* a 238,15 [K] (-35 C), na subunidade RAA-1, e da energia rejeitada à água de refrigeração do motor para *produção de gelo* a 268,15 [K] (-5 C), na subunidade RAA-2. No que tange ao aproveitamento dos gases, são previstas duas variantes: gerando vapor intermediário – representado na Figura 1, e o uso direto dos gases, como fontes térmicas da unidade – não representado nesta figura.

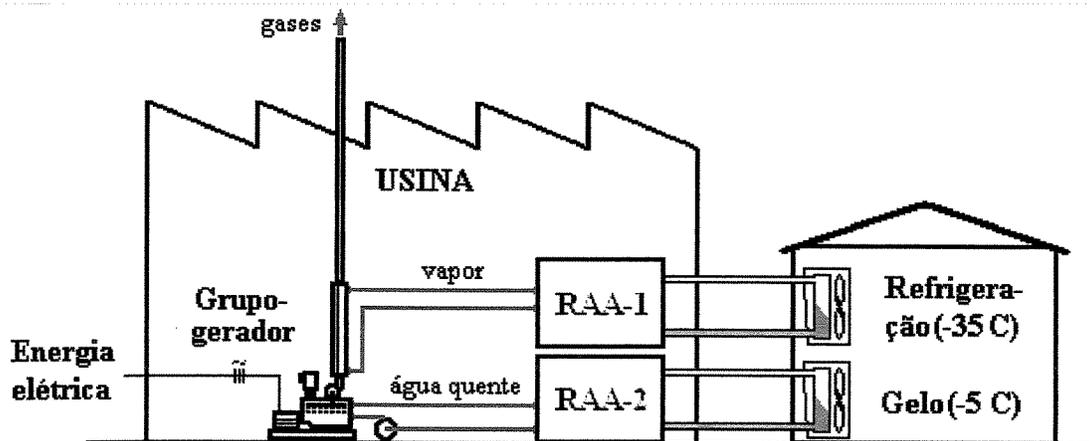


Figura 1. Sistema de cogeração de eletricidade e refrigeração por absorção.

Tradicionalmente, os estudos para implantação de uma planta termelétrica são feitos separando metodologicamente os aspectos físicos dos aspectos econômico-financeiros. Na análise física, na metodologia tradicional tem sido suficiente a primeira lei da Termodinâmica para de-

---

<sup>2</sup> Termoeconomia é um método de análise de sistemas térmicos que procura reunir em um único corpo teórico conceitos da segunda lei da Termodinâmica, Microeconomia e Engenharia Econômica. O Capítulo 6 apresenta a formulação necessária para uma análise termoeconômica.

terminação do produto energético da planta. Obtido o produto energético do sistema, quer mecânico, quer térmico, podem-se acessar valores monetários. A Termoeconomia permite avançar a discussão, principalmente quando o sistema fornece, além de um produto eletromecânico, um produto térmico, combinando as óticas da primeira com a segunda lei.

A chave disso está no princípio da qualidade das formas de energia, quando olhadas sob o ponto de vista da conversibilidade. Em geral, energias eletromecânicas convertem-se totalmente em outra forma, daí dizer-se que têm qualidade igual a 1. A qualidade das energias térmicas, porém, é sempre menor do que isto. Nesse sentido, pode-se afirmar, sem incorrer em erro, que uma unidade de energia mecânica “vale mais” do que uma unidade de calor.

Ao introduzir-se o conceito de qualidade no jogo energético, surge naturalmente a idéia da criação de uma entidade que traga equivalência a todas as formas de energia. A essa entidade se denominou exergia, definida como o máximo trabalho que um sistema pode realizar através de uma transformação termodinâmica reversível interagindo somente com o meio ambiente.<sup>3</sup> Exergia não só permite traduzir diferentes formas de energia numa base comum, mas também quantificar recursos seqüestrados do meio ambiente para manter ativos os processos tecnológicos, em volume crescente com a demanda das sociedades humanas modernas.

Esta idéia é de tal força filosófica que, hoje, se pode afirmar que a energia é uma entidade que encerra uma *disputa* maniqueísta entre seus dois componentes: exergia – a parte aproveitável como trabalho; e uma parte que responde pelas perdas irreversíveis inerentes, naturais, às transformações – denominadas de *anergia*. Assim, energias eletromecânicas têm teoricamente anergia zero, ou muito próximo disso no mundo real, enquanto as energias térmicas têm anergia assumindo valores altos, como é o caso dos rejeitos de energia dos motores de combustão interna, que alcançam 65 % da energia do combustível que os alimenta. Isto não é novo ao imaginário humano, porquanto é a idéia por trás da conversão fiduciária entre as moedas dos países, quando da criação do padrão-ouro, no séc. XIX, e do padrão-dólar, após a Segunda Guerra. Ou seja, um

---

<sup>3</sup> O meio ambiente é, do ponto de vista da Termodinâmica, um sorvedouro de calor e energia mecânica. O trabalho considerado na definição de exergia pode ser fruto de interações mecânicas e/ou químicas com o meio ambiente.

meio circulante tem uma “qualidade” medida pelo seu valor frente a esses padrões. Disso surgiram as taxas de paridade entre as moedas.<sup>4</sup>

Como método, a Termoeconomia é recente, datando de 1962 os primeiros trabalhos dos pesquisadores Tribus e Evans com esta técnica (Cerqueira, 1999). A justificativa do uso de Termoeconomia é que esta é uma técnica que foi desenvolvida focalizando meios de desagregar um sistema energético e extrair resultados físico-financeiros do sistema. A Termoeconomia, além de poder lidar com mais de um produto de gêneros diferentes, mas equivalentes em base exergetica, permite respostas “ponto-a-ponto” de produtos exergeticos e eficiências exergeticas de cada componente do sistema físico. Isso não implica dizer que o método termoeconômico não possa ser aplicado a sistemas em base energética, porém, nesse caso há perda de informação relativa à qualidade.

No Capítulo 2 desta tese apresenta-se a pesquisa bibliográfica sobre os quatro pilares do trabalho, a saber, motores de combustão interna, refrigeração por absorção água-amônia, análises de primeira e segunda lei da Termodinâmica e elementos de Termoeconomia.

O Capítulo 3 apresenta o foco do problema em escala estadual: a dimensão do sistema isolado do interior do Amazonas e o conseqüente potencial de cogeração para refrigeração. A aplicação da refrigeração como produto secundário do sistema isolado amazonense é justificada para conservação da produção pesqueira do Estado, não só pela importância que esse setor possui na absorção de mão de obra, mas também pelo seu papel histórico na economia local. Com isso, esta tese mostra como pode subsidiar decisões tecnológicas no âmbito do planejamento energético. As argumentações deste capítulo se baseiam em levantamentos efetuados em algumas localidades da região Norte do País, cujas características são comuns ao sistema isolado do interior do Estado do Amazonas; e em uma pesquisa de dados sobre a estrutura do setor pesqueiro amazonense. A dimensão do mercado de refrigeração é feita de um ponto de vista qualitativo, lançando-se mão de grandes números de balanços de energia de motores de combustão interna e sistemas de refrigeração, sem qualquer relacionamento com questões operacionais desses sistemas.

---

<sup>4</sup> Embora dependente de um *ambiente de referência*, a qualidade da energia, enquanto corolário da segunda lei da Termodinâmica tem caráter determinístico. Por outro lado, em ciência econômica, a qualidade de um bem (ou *fator de produção*) é considerada um atributo inerente às trocas e governada por forças sociais e políticas não-determinísticas (ora heurísticas, ora estocásticas).

No Capítulo 4 se desenvolve uma modelagem aplicável aos motores de combustão interna operando sob diferentes cargas discretas. O objetivo é uma formulação que permita usar parâmetros de performance de motores e dados técnicos de fabricantes, para quantificar os rejeitos de energia visando a cogeração em uma usina isoladamente. Os balanços de energia, que no Capítulo 3 têm um tratamento estatístico e genérico, aqui são abordados pela teoria dos motores de combustão interna com foco em projetos. Em geral, informações de balanços térmicos de motores são minimamente disponibilizadas por fabricantes no Brasil, onde a cogeração ainda é insipiente. Na oportunidade, são apresentadas as duas concepções de sistemas de cogeração, cuja rápida citação é feita na Figura 1. Como consequência secundária das análises deste capítulo, são avaliadas as limitações da recuperação dos rejeitos térmicos do motor Diesel de um grupo-gerador comercial, usado como exemplo de aplicação da modelagem desenvolvida.

A modelagem dos sistemas de refrigeração por absorção é o assunto do Capítulo 5. Em particular, são apresentadas as hipóteses assumidas no contexto dos argumentos da tese, à luz do estado da arte dessa tecnologia. Com este capítulo, se completa o ferramental tecnológico necessário para consecução do projeto de cogeração de uma usina.

Toda a argumentação analítica de desempenho dos sistemas é o assunto do Capítulo 6. As análises se subdividem em avaliações termodinâmicas de primeira e segunda lei, em termos dos fluxos externos e internos dos sistemas, agrupados em insumos, produtos e perdas. São determinados custos exergeticos e exergoeconômicos, como forma de avaliação de desempenho econômico, no que é usado um grupo-gerador cujo motor Diesel é analisado no Capítulo 4.

No Capítulo 7 são feitas avaliações de sistemas autônomos produzindo apenas energia elétrica e dos sistemas de cogeração propostos pelos métodos apresentados no Capítulo 6. A intenção é obter valores de referência para as análises e futuros projetos dos sistemas de cogeração, e também, contribuindo, assim, para a formulação de uma referência metodológica para as geradoras de energia elétrica no Amazonas e em toda a região norte. A modelagem usada nas avaliações deste capítulo contempla elementos de engenharia econômica e informações do mercado de grupos-geradores locais, que contribuem para a formação de custos de investimento.

As conclusões e sugestões para futuros estudos de complementaridade da tese são o assunto do último capítulo do trabalho, o Capítulo 8.

Algumas informações acessórias dos métodos utilizados na tese aparecem nos apêndices. No Apêndice A são dadas informações gerais sobre alguns municípios da região amazônica e, em especial, do Estado do Amazonas. O Apêndice B apresenta uma metodologia expedita de cálculo de cargas térmicas de câmaras frigoríficas, utilizado nas estimações do Capítulo 5. No Apêndice C, é fornecido o método da norma ISO 3046/1 para correção da potência e o consumo específico de motores, utilizado nos Capítulos 4 e 7. Finalmente, no Apêndice D se tem informações sobre serpentinas de evaporadores água-amônia próprios para resfriamento de ar, por isso também chamadas no meio técnico de resfriadores de ar. O Apêndice D também apresenta uma regressão para a viscosidade de soluções água-amônia.

## Capítulo 2

### Estado da Arte das Tecnologias e Técnicas de Análise

#### 2.1 Introdução

Esta tese empreendeu extensa pesquisa bibliográfica acerca dos seguintes tópicos:

- Modelagem de desempenho dos motores alternativos estacionários de combustão interna, privilegiando o óleo diesel, uma vez que é o combustível ora em uso na Amazônia. Podem ser considerados facilmente combustíveis oriundos de biomassa, dos tipos *óleos vegetais*, *gás natural*, *biogás*, etc., que, em geral são usados nos motores de ignição por compressão e por centelha;
- Modelagem do comportamento de uma unidade de refrigeração por absorção de amônia, levando em conta a variação da carga do grupo-gerador com o qual constitui uma unidade de cogeração; e
- Balanços exergéticos e exergoeconômicos, procurando determinar os vários custos da instalação.

#### 2.2 Modelagem de Motores de Combustão Interna

Taylor (1988), Obert (1970) e Lichty (1951), autores de livros clássicos de teoria de MCI, analisam motores de combustão interna usando o ciclo ar-combustível que, apesar de datar dos anos de 1930, continua em uso. Mesmo metodologias mais avançadas ainda usam essa abordagem, devido a sua simplicidade. Metodologicamente, esses autores usam gráficos de combustão

completa do octano sob equilíbrio químico, para várias frações residuais de gases na mistura ar-combustível.

Livros atuais, de autores como Ferguson (1986), Campbell (1985), Benson e Whitehouse (1979a, 1979b) e Stone (1999), trabalham os cálculos de combustão levando em conta tantos produtos quantos desejados, por exemplo, por um programa como o da NASA para equilíbrio químico, utilizando as tabelas JANAF de propriedades termoquímicas.

Alegre (1993) e Ramos (1989) classificam os modelos atuais de simulação de motores de combustão interna do ponto de vista do volume de informações que permitem acessar, denominando-os de modelos *zero*, *quase*, *uni* e *multidimensionais*. Segundo estes autores, modelos zero-dimensionais – que geralmente utilizam o ciclo ar-combustível, são os de maior simplicidade, porque assumem constante a composição dos fluidos de trabalho do motor (*gases não-queimados e queimados*). Modelos quase-dimensionais são mais trabalhosos, desde que levam em conta a geometria da câmara de combustão e a fenomenologia da propagação da chama nesse ambiente. Os modelos unidimensionais, que são usados com modelagens mais profundas dos motores de combustão interna, trabalham com as equações de conservação de momento linear e de massa, além da energia, solucionando-as segundo um eixo preferencial do cilindro, axial ou radial. Os modelos multidimensionais surgiram para suprir a deficiência dos modelos anteriores – de não permitirem definir que composição dos produtos de combustão ocorre numa determinada situação de carga e rotação. Atualmente, segundo Ramos (1989), as pesquisas avançam no sentido do uso de modelos multidimensionais estocásticos.

### 2.2.1 O Processo de Combustão

O livro de Heywood (1988) é fonte rica de informações sobre a cinética da combustão em motores de combustão interna. O autor indica que em um ciclo ocorre o que ele denomina *congelamento* de espécies químicas e suas concentrações, próximo do fim do curso de expansão. É isso o que explica a presença de alguns gases indesejados no escape, dos tipos NO, NO<sub>2</sub> (genericamente designados por NO<sub>x</sub>), CO e HC. Segundo o autor, este mecanismo pode ser explicado, considerando que os produtos de combustão variam desde uma composição de queima total - H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> (sob excesso de ar), até uma composição contendo vários outros produtos, a saber, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>, H, O, OH, NO<sub>x</sub>, CH, CH<sub>4</sub>, etc., processo que depende de

temperatura crescente e de pressão e quantidades de ar decrescentes. Os fatores temperatura e quantidade de ar são os de maior influência no processo. Dessa forma, aquelas espécies que se formam por dissociação primeiro são as que subsistem nas menores temperaturas reinantes na exaustão. Apesar da complexidade dos fenômenos, Heywood (1988) expõe que, do ponto de vista energético, o fenômeno da dissociação não é significativo, podendo-se abordar a combustão pelos seus produtos básicos.

Gallo (1989, 1990) estudou a influência da umidade presente no ar para formação de vários produtos dissociados na queima da gasolina, sob a temperatura padrão de 298 [K] (25 C), destacando que os resultados reportados na literatura, em geral, se referem ao ar seco. Nesses estudos, o pesquisador verificou que variando a umidade relativa do ar entre 0 [%] e 100 [%], a fração molar de nitrogênio cai cerca de 3 % e a da água sobe em torno de 10 %, na composição dos produtos, praticamente constantes entre 800 [K] (527 C) e 2 800 [K] (2 527 C).

Mendis et al. (1993) e Bajay e Berni (1994) relatam pesquisas sobre emissões poluentes, sendo os principais os gases  $\text{NO}_x$ , THC (CH e  $\text{CH}_4$  total), CO e particulados (fuligem de carbono não oxidado). Segundo estes autores, os órgãos ambientais europeus e dos EUA têm estabelecido limites cada vez mais baixos para suas emissões. Mendis et al. (1993), em particular, explica que dentre os gases mais nocivos à saúde, o  $\text{NO}_2$  é formado na zona de combustão, mas é transitório, convertendo-se em NO durante a expansão (após a combustão), restando pouco no escapamento. Por esta razão, se necessário para avaliação de impactos ambientais, nos cálculos de combustão só se considera o NO. O NO volta a oxidar-se em  $\text{NO}_2$  na atmosfera.

Uma vertente das pesquisas de controle de emissões é como feito por Chmela e Kapus (1993), que reportam experimentos onde isso é conseguindo controlando a queima de gás natural, pelo desenho de câmaras de combustão que permitiram elevar a turbulência da mistura.

Engler et al. (1993) também conseguiram controlar a combustão, visando minimizar emissões, pelo uso simultâneo de mistura pobre e de um catalisador na exaustão que opera quebrando a ligação nitrogênio-oxigênio dos  $\text{NO}_x$ .

Também objetivando diminuir emissões, Chrisman e Freen (1995) trabalharam os parâmetros da combustão, com a adoção de pré-câmaras e o uso de misturas de gás natural e ar até 31% mais pobres que o usual, obtendo reduções substanciais de  $\text{NO}_x$ .

O livro de Pulkrabek (1997) fornece bons argumentos teóricos, para afirmar que no processo de combustão os produtos formados por dissociação em equilíbrio químico nas altas temperaturas de chama têm pequena concentração, o que justifica poderem ser assumidas simplificações no processo de combustão – para efeito de balanço energético: primeiro, simplificações no número de produtos (apenas  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$  e  $\text{O}_2$ ); e segundo, dada a alta eficiência de queima nos motores Diesel e nos motores a gás, pode-se desprezar a fração de combustível que não oxida completamente. No caso do Diesel, essa fração gera a emissão de fuligem típica desses motores, durante seus transitórios de carga.

### 2.2.2 Parâmetros de Desempenho

Postrzednik e Zmudka (2000) assinalam que nos estudos em que o desempenho dos motores de combustão interna tem caráter industrial, em regime permanente; portanto, não necessariamente relacionado ao seu ciclo-motor, os parâmetros de desempenho (ou *performance*) são uma ferramenta de vital importância, na medida em que fornecem dados básicos dos motores, medidos em dinamômetros. Ademais, mesmo nas simulações dos ciclos, estes parâmetros fornecem informações que auxiliam os modelos teóricos. Nesse sentido, os parâmetros de desempenho mais importantes são o consumo específico, a eficiência de conversão do combustível (ou de primeira lei), a eficiência volumétrica, a pressão média efetiva, a velocidade média do pistão, a relação diâmetro/curso do pistão, e a relação de compressão.

O trabalho de Podevin et al. (2000) mostra um atributo adicional dos parâmetros de desempenho adimensionalizados por razões entre eles, o que permite interpolar valores de um deles numa distribuição discreta ou contínua de dados de desempenho, o que é muito útil no ensaio e na parametrização de motores.

Dados compilados pela ASHRAE (2000) mostram que a parcela da energia do combustível, em um motor de combustão interna, perdida na água de refrigeração, nos produtos de combustão

e no óleo lubrificante e a energia perdida como radiação pelas paredes, decrescem com a carga, enquanto a fração convertida em potência tem comportamento inverso.

Pesquisas de Lemoult et al. (1992), com um grupo-gerador acionado por um motor a gás de 210 [kW], utilizando uma mistura pobre de gás natural e ar, mostraram o mesmo comportamento decrescente descrito no trabalho da ASHRAE (2000), para as emissões de  $\text{NO}_x$ , CO e THC em função da relação combustível/ar ou do avanço da centelha do motor variando com a carga.

### 2.2.3 Combustíveis Convencionais e Alternativos

No sistema isolado do Estado do Amazonas, o óleo diesel é o único combustível convencional em uso. Há perspectivas para que o gás natural conquiste larga parcela desse consumo, na Capital (Jornal A Crítica, 2001, 2002a). Porém, o uso do gás no sistema da Companhia Energética do Amazonas S. A. – CEAM, do interior do Estado, ainda não foi anunciada pela empresa, quanto a se haverá troca de motores, ou se o gás será usado consorciado ao óleo diesel.

Ventura (1990) mostra dados da Mercedes-Benz do Brasil que provam a importância da manutenção, pela regulagem periódica dos motores Diesel, para manutenção de baixos índices de emissões. Esse resultado é obtido pela procura de um termo de compromisso entre adiantamento e atraso, para o ponto de injeção de óleo diesel. O adiantamento reduz os índices de CO e de HC particulado, enquanto o atraso reduz  $\text{NO}_x$ . Não obstante, os experimentos da Mercedes Benz também mostram que a má qualidade do combustível pode alterar esses resultados.<sup>1</sup>

Um estudo sobre o uso de combustíveis convencionais e alternativos em centrais de cogeração feito por Peixoto e Balestieri (1994), mostra que restrições legais aos limites de emissões podem gerar restrições físicas à potência gerada, fator que deve ser considerado em avaliações econômicas em cenários onde seja usado combustíveis fósseis derivados do petróleo – tais como o óleo diesel com vários teores de enxofre.

Wideskog e Hortans (1998), Alla et al. (1999) e Flowers et al. (1999) relatam resultados de pesquisas envolvendo o uso de biogases, derivados da digestão de matéria orgânica em aterros

---

<sup>1</sup> Em particular, contaminações e adulterações de combustíveis e lubrificantes são frequentes na Amazônia, devido às dificuldades logísticas de abastecimento. A CEAM sabe, empiricamente, que esse efeito é tanto maior quanto mais distante a localidade. Porém, não são conhecidos trabalhos que quantifiquem a sua influência na economicidade.

sanitários, biodigestores, etc. Todas mostram menores índices de emissões nos motores de ignição por centelha a gasolina, comparado com os motores que usam gás natural (ignição por centelha) e óleo diesel (ignição por compressão).

Segundo Mohr (1998), em cogeração na Europa, a maior vantagem do uso de biogases e dos gases residuais de processos industriais – ou gases de baixo poder calorífico, reside nos seus custos, menores do que o do gás natural fornecido por uma rede de dutos de distribuição, afora o fato de que isso evita seu descarte para o meio ambiente. Gases residuais têm uma vasta gama de constituintes, mas sempre com a presença de CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub> e CO. O autor enfoca em seu trabalho o caso específico do uso desses gases em conjunto com o óleo diesel, no chamado sistema *dual*, em motores Diesel de baixa rotação, opção que permite mínimos dispêndios de capital com as poucas adaptações necessárias dos sistemas de apoio.

Kuwahara et al. (1999) avaliaram qualitativamente o potencial de produção de biogás em aterros sanitários em algumas capitais brasileiras. Como defendido pelos autores, o País tem as condições de umidade, temperatura e pressão propícias para a aceleração do processo ao longo do dia. Essas condições crescem e se mantêm altas, em boa parte do período ensolarado, em praticamente todo o território brasileiro.

Gomes (1981) reporta que uma das primeiras plantas implantadas para processamento de gás de aterro no Brasil foi o projeto da Companhia de Gás de São Paulo – COMGÁS. Há época, esse projeto tinha fins demonstrativos, visando incentivar a difusão da idéia no País. O gás produzido na planta-piloto servia à frota de veículos leves da empresa.

Como exposto por Mueller (1995), em geral, a qualidade do gás produzido em diferentes aterros varia com a composição da matéria orgânica e também com as condições de umidade, temperatura e pressão. A qualidade do gás de um aterro também varia diariamente, devido às mudanças dessas condições. Segundo o autor, o valor do poder calorífico inferior dos biogases é cerca de metade do gás natural.

De acordo com Almeida et al. (1994), em geral, as propriedades físico-químicas e de transporte dos óleos vegetais *in natura* são próximas das propriedades do óleo diesel, exceto a visco-

sidade e a volatilidade, mas a troca do óleo diesel por óleos vegetais *in natura* não altera significativamente a potência e o torque nas mesmas rotações de comparação no uso estacionário.

Segundo Pioch et al. (2000), óleos vegetais *in natura* têm massa molecular superior ao óleo diesel. Isto significa que os óleos vegetais não são voláteis, em si uma dificuldade para seu uso, mesmo em motores Diesel, onde boa vaporização do combustível é importante, para manutenção de baixos índices de hidrocarbonetos particulados e baixos consumos específicos.

Um trabalho de Soares et al. (2000) relata seus experimentos de 350 horas com um grupo-dieselétrico de injeção direta e 55 [kW]. Os ensaios usaram óleo de dendê com *número de cetano* igual a 42, poder calorífico superior de 39 500 [kJ/kg], densidade próxima à do óleo diesel e viscosidade decrescente com a temperatura. Em baixa temperatura, foi necessário pré-aquecer o óleo de dendê para sua boa pulverização nos injetores.

Segundo o trabalho de Silva (2001), os óleos vegetais têm características físico-químicas próximas entre si. O autor explica que podem ser usados no estado *in natura* (bruto), misturados com 80 % a 70 % de óleo diesel em volume, ou transformados em biodiesel por transesterificação ou por craqueamento catalítico.

### **2.3 Dados Históricos dos Sistemas de Refrigeração por Absorção**

Costa (1976) relata que sistemas de refrigeração por absorção são mais antigos que os sistemas por compressão de vapor, tendo o princípio sido descoberto em 1777.

O trabalho de Cortez et al. (1997) explica que a cronologia do desenvolvimento da tecnologia começa com experimentos práticos da década de 1820, atribuídos ao francês Ferdinand Carré. Entre 1859 e 1862, foram registradas várias patentes de variações do sistema de Carré, mas em 1880 surgiu o sistema de compressão de vapor de Linde, nos EUA, que, devido ao baixo preço da energia elétrica de origem fóssil que inundava o Ocidente, tornou a absorção um sistema usado somente em localidades com indisponibilidade de eletricidade. Não obstante, os desenvolvimentos do sistema se mantiveram para refrigeração industrial, o que consagrou a tecnologia alemã Platten-Munters, até hoje usada adotando o par água-amônia.

No Brasil, Silveira et al. (1997) opinam que a absorção ainda não tem uso intensivo devido, em grande parte, ao baixo preço da energia elétrica de fonte hidrelétrica.

Segundo Milanés (1998), no Brasil há um fabricante de máquinas de água-amônia, a MADEF S.A. no Estado do Rio Grande do Sul, com capacidade técnica para construir unidades de pequeno e grande porte.

Mühle (1998) reporta informações técnicas de dez instalações fabricadas pela MADEF S.A. com tecnologia da empresa alemã BORSIG. A maioria dessas instalações é da região Sul, mas uma, datando do ano de 1971, se localizava em Manaus, AM e pertencia à empresa FRIOPESCA LTDA. A instalação amazonense foi montada em uma balsa flutuante, com a finalidade de fabricar gelo em barras e em escamas, para atendimento do mercado de barcos pesqueiros que partiam de Manaus para o interior. A fonte de energia térmica era o óleo pesado derivado de petróleo.

Uma contribuição para a difusão da idéia da absorção com amônia na Amazônia é a compilação de trabalhos de vários pesquisadores da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, coordenado por Cortez (1998). Este livro aborda também a tecnologia de refrigeração por compressão mecânica da amônia, os aspectos da análise dos processos de absorção de amônia e descreve experimentos com absorção junto a uma instalação no Hospital das Clínicas da UNICAMP.

Perez, Cortez e Zukowski (1998) defendem maior utilização da amônia em sistemas de refrigeração nos países em desenvolvimento, hoje às voltas com grandes problemas de carência de frio industrial de qualidade. Os autores expõem que, no que pese a toxicidade da amônia aos seres vivos, essa substância é absorvida pelo meio ambiente, enquanto os fluidos frigoríficos do tipo cloro-fluor-carbono não o são. Os autores sugerem, como diretriz básica para incentivo ao uso da amônia, a criação de um marco legal para a refrigeração no País.

### **2.3.1 Estado da Arte da Refrigeração por Absorção**

De acordo com Dorgan et al. (1995), existem basicamente dois sistemas de absorção de uso comercial: (i) Sistema de absorção à base do par brometo de lítio e água, dentre todos, o de maior aplicação e próprio para o condicionamento de ar; (ii) Sistema de absorção à base do par água e amônia, que tem aplicação na refrigeração industrial. Equipamentos de brometo de lítio-água são

produzidos em série, enquanto os sistemas água-amônia são projetados para as condições particulares de temperatura de evaporação que deverão atender.

Sresnewsky (1975) estudou os ciclos de absorção água-amônia e brometo de lítio-água no Brasil, cujos resultados apresentou em sua dissertação de mestrado. Este trabalho tem relevância histórica na medida em que a autora analisou várias fontes térmicas (rejeitos térmicos de motores, queima de biomassa e energia solar), numa época em que os *choques do petróleo* favoreciam as fontes alternativas.

Um dos raros livros brasileiros a abordar didaticamente o cálculo de sistemas de absorção é o livro de Costa (1976), que detalha exemplos com água-amônia e brometo de lítio-água. Segundo o autor, os sistemas água-amônia são mais simples de operar do que os sistemas brometo de lítio-água, dada a tendência ao surgimento de pontos de cristalização nos últimos.

Em sua dissertação de mestrado e em artigo posterior, Figueiredo (1980, 1985) desenvolveu uma modelagem para cálculo de projeto de um sistema de absorção água-amônia cuja fonte térmica é energia solar. O autor também simulou o sistema em regime estacionário e transitório, levando em conta as variações horárias da insolação.

Chua et al. (1996) mostram que o aumento da eficiência em *chillers* de absorção de brometo de lítio se deve à redução na entropia gerada nas transferências de calor e massa do *gerador* e do *absorvedor*, quando adotado dois estágios de dessorção. O maior número de efeitos propiciados pelos estágios tende a diminuir as diferenças de temperatura nas trocas. E, no sistema água-amônia, altas temperaturas de fonte quente conjugada a múltiplos estágios de evaporação em série permitem obter tantas temperaturas de evaporação quantos sejam o número de estágios.

Silverio (2000) contribuiu para o entendimento dos processos dinâmicos de uma instalação de absorção com sua tese de doutoramento, onde analisa a instalação de produção de gelo em escamas do Hospital das Clínicas da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Essa instalação tem 24 [kW] de capacidade de refrigeração, obtidos usando 48 [kW] de vapor a 383 [K] (110 C). O sistema tem comportamento transitório, o que foi completamente modelado por Silverio (2000).

Reis e Silveira (2001) fornecem dados de um sistema cogador de frio de pequeno porte, consistindo de uma máquina de absorção água-amônia acionada diretamente pelos gases de exaustão de um motor de ignição por centelha marca GM de 1 [litro] e 44 [kW] de potência (originalmente veicular), gerando 17,4 [kW] (5 TR) de frio. Reportam que foi necessário restringir a temperatura dos gases a 470 [K] (197 C) para que o sistema operasse sem problemas de manutenção. Este trabalho é uma rara referência da concepção de aproveitamento direto da energia dos gases residuais de um motor para refrigeração por absorção com o par água-amônia.

## 2.4 Sistemas de Cogeração

Marco (1990), em uma obra didática co-patrocinada pela empresa espanhola ENAGAS, aborda vários aspectos técnicos das tecnologias de cogeração, com ênfase na sua incorporação a ciclos combinados. Nesse sentido, discute os critérios importantes que devem ser considerados na especificação do *pinch-point*<sup>2</sup> da caldeira de recuperação. No tocante aos motores de combustão interna, o autor enfatiza o uso do rejeito de calor pela água de refrigeração, seguido do aproveitamento do calor dos gases de combustão, sistema que permite ao fluido recuperador alcançar temperaturas da ordem de 394,15 [K] (121 C).

Hufford (1992), baseado em experimento, recomenda que a temperatura dos gases esteja acima de 533,15 [K] (260 C), se são desejadas temperaturas de evaporação abaixo de 273,15 [K] (0 C) nos sistemas de absorção água-amônia.

Um artigo didático e objetivo sobre a refrigeração por absorção em cogeração foi elaborado por Navarro (1995), onde o autor procurou tornar fáceis para arquitetos as equações do sistema água-amônia e os parâmetros de performance de turbinas a gás, em avaliações de sistemas de refrigeração para conforto ambiental. Os parâmetros são fornecidos pelo autor na forma de índices de capacidade frigorífica *versus* área climatizada por faixa de energia recuperada.

Tozer et al. (1995) realizaram comparações de seis sistemas de refrigeração por absorção com brometo de lítio-água por cogeração, envolvendo combinações entre três tipos de motoriza-

---

<sup>2</sup> Este termo designa a diferença entre a temperatura dos gases cuja energia térmica se deseja recuperar e a temperatura do vapor gerado com essa energia. Regra geral, conforme Marco (1990), menor essa diferença, maior a quantidade de energia recuperada na geração do vapor. É, portanto, um indicador de otimização técnica da operação.

ções (turbina a gás, turbina a vapor e motores de combustão interna) e de *chillers*<sup>3</sup> (simples e duplo efeito, acionamento por vapor, água quente ou gases de combustão direta). As avaliações se desenvolveram sob o prisma do tempo de retorno dos investimentos – apontando maior atratividade para o sistema motorizado por motores de combustão interna. Como é admitida pelos autores, essa conclusão deriva do menor custo de investimento dos grupos-geradores com motores de combustão interna, em detrimento das outras opções.

Mostafavi e Agnew (1996) empreenderam uma análise termodinâmica simplificada da combinação de uma unidade de absorção – sem se ater a alguma tecnologia em particular – com um motor Diesel, visando dois usos: (i) Resfriar o ar de admissão e melhorar a eficácia do *inter-cooler*<sup>4</sup> do turbo-compressor, desse modo, conferindo maior eficiência volumétrica ao motor. (ii) E com a sobra de capacidade de refrigeração, atender uma carga de ar condicionado. Como resultado das análises, os autores mostram que o sistema é capaz de atender ambas as demandas se a razão de pressões de carregamento no turbo-compressor for menor ou igual a 1,5. Acima disso, há que se optar por apenas um entre esses dois usos da refrigeração.

Orlando (1996) classifica os fluidos de aquecimento de sistemas de absorção que recuperam calor de motores de combustão interna, do ponto de vista de suas aplicações, em: (i) Vapor de média pressão (5,5 a 11 bar) – usado em sistemas de duplo efeito, característicos de sistemas brometo de lítio-água; (ii) Vapor de baixa pressão (menos de 2 bar) – comumente usado em sistemas de simples efeito brometo de lítio-água e em sistemas água-amônia com temperatura de evaporação abaixo de 263 [K] (-10 C); (iii) Gases de combustão isolados, usados em sistemas de pequeno e médio porte. Quanto aos motores, o autor cita que não é prático recuperar o calor que irradiam pelas paredes externas e pelo lubrificante, exceto se para o aquecimento de água e o aquecimento de ambientes, em países de clima frio.

Um trabalho dos pesquisadores Baxter e Caton (1997) fornece dados práticos que permitem estimar a produção de vapor de baixa pressão em cogeração com motores de combustão interna. Segundo estes, a água de refrigeração recebe de 0,5 a 0,8 [ $\text{kWh}_{\text{térm.}}/\text{kWh}_{\text{elé.}}$ ] ao passar, primeiro, pela jaqueta do motor, e depois, por um trocador de simples fluxo cruzado disposto no tubo de

---

<sup>3</sup> Equipamento que produz grande vazão de água gelada. Normalmente é usado em sistemas de ar condicionado.

<sup>4</sup> Trocador que retira o calor decorrente da compressão do ar pelo turbo-compressor, antes de sua entrada no motor.

exaustão, onde alcança sua temperatura final. A quantidade recuperável de calor depende da menor temperatura que os gases podem ter na saída da chaminé. Para o gás natural, os autores alcançaram a temperatura mínima de 363 [K] (90 C).

Lozano Serrano (1998) indica em seu livro que, para cogeração, as máximas temperaturas obtidas no aproveitamento de rejeitos de calor dos motores de combustão interna limitam a menor temperatura de refrigeração possível. No sistema brometo de lítio-água, altas temperaturas permitem dois estágios de dessorção, em série ou em paralelo (duplo efeito), o que incrementa a eficiência desses sistemas.

Bruno et al. (1999) estudaram algumas combinações entre sistemas cogeneradores de frio e sistemas convencionais por compressão, em uma instalação petroquímica da companhia Bayer na Espanha. Segundo os autores, em grandes plantas cogeneradoras de refrigeração, a configuração do sistema depende do uso pretendido para o frio, da quantidade de calor recuperável da máquina térmica e de combinações possíveis entre o sistema de cogeração e o sistema convencional de refrigeração por compressão de vapor. Neste trabalho, os autores dão ênfase à investigação da melhor opção energoeconômica entre um sistema água-amônia com duas temperaturas de evaporação e um sistema constituído por *chillers* convencionais a compressão de vapor. Os autores verificaram que o sistema de absorção só era interessante nos dias em que a demanda de vapor para o processo industrial da planta era baixa.

Em um estudo usando abordagem de primeira lei, Razvan et al. (2000) abordam a questão da adequação entre carga elétrica e demanda térmica em um sistema de cogeração com grupos dieselétricos. Os autores avaliaram os grupos-geradores atendendo a cargas entre 50 % e 100 %, e a caldeira de recuperação operando entre 0 % a 100 % de sua capacidade. Para tanto, foi necessário impor simplificações no estudo, assumindo que as tarifas de eletricidade dentro e fora da ponta de consumo variam em faixas estreitas de valores. Razvan et al. (2000) conseguiram um modelo simples, que pode ser usado em estudos que consideram curtos períodos discretos do dia.

Espírito Santo (2001) analisa sistemas de cogeração pela primeira lei da Termodinâmica, concentrando-se em recuperação de rejeitos térmicos de turbinas a gás em ciclos combinados. Usando a modelagem desenvolvida, o autor simulou dois casos de cogeração. O primeiro, foi um sistema proposto para o Hospital das Clínicas da UNICAMP, consistindo da geração de eletricidade

dade por um grupo-gerador com turbina a gás, e vapor de serviço numa caldeira de recuperação. O autor também avaliou os resultados econômico-financeiros desse projeto, confrontando os valores presentes dos investimentos com suas taxas internas de retorno; e os tempos de retorno com o custo do gás natural. O segundo estudo foi de um ciclo combinado, em que os gases da turbina a gás cogeram vapor numa caldeira de recuperação para uma turbina de contrapressão. Neste estudo, a única intenção do autor foi testar os códigos computacionais que escreveu para simulação da planta.

#### **2.4.1 Análise de Sistemas de Cogeração do Ponto de Vista da Primeira Lei**

Conforme Nebra (2002), sistemas termodinâmicos com um único produto são mais fáceis de analisar do que os sistemas de cogeração, onde se tem dois ou mais produtos de naturezas qualitativas tão díspares como calor e trabalho. A autora expõe que análises de sistemas de cogeração pela primeira lei da Termodinâmica utilizam apenas balanços globais de energia, envolvendo calor, trabalho e energia aportada pelo combustível, não descendo aos detalhes dos fluxos internos dos sistemas, o que é normalmente feito nas análises pela segunda lei.

O livro de Horlock (1987) indica alguns importantes índices de primeira lei para avaliação de sistemas de cogeração, em geral, levando em conta balanços globais. Os principais índices do autor são a razão calor-potência (RCP), que serve para caracterizar qual energia é mandatária na planta; o fator de utilização de energia (FUE), que é a própria eficiência global da planta; o índice de poupança de combustível (IPC); e a eficiência mecânica artificial. Estes dois últimos são índices que comparam a performance da planta com parâmetros de eficiência referenciais.

No Brasil, a Agência Nacional de energia Elétrica - ANEEL (2000), propôs em audiência pública um índice para o credenciamento de cogeneradores, cuja determinação exige o levantamento dos perfis de carga elétrica e térmica a priori. Desse modo, a instalação já deve ter sido implantada, ou deve ser projetada com base em instalações semelhantes. O índice ANEEL tem caráter estatístico, sendo definido em termos da potência eletromecânica média anual gerada, da carga térmica média anual gerada e do consumo de combustível médio anual.

De acordo com Huang (1996), nos EUA o *Public Utility Regulatory Policy Act* (PURPA) define um índice semelhante ao índice brasileiro da ANEEL, à diferença que esse tem enfoque

econômico e é definido a partir dos preços de mercado do calor e do trabalho nos mercados norte-americanos.

Numa análise de primeira lei, Kalina e Skorek (2000) simularam e otimizaram pequenas plantas de cogeração com grupos-geradores motorizados por motores alternativos a gás e turbinas a gás, na Polônia. Para tanto, o valor presente líquido do projeto (VPL) foi o parâmetro de otimização escolhido. Nas análises, os autores avaliam um grupo-gerador em conjunto ora com uma caldeira, ora com duas caldeiras de recuperação em paralelo, com e sem importação de eletricidade da rede. Em todos os casos, as simulações são feitas em base horária. Com essa abordagem, Kalina e Skorek (2000) concluíram que o custo da eletricidade é crucial para a economicidade do sistema, quer do ponto de vista do VPL, quer do regime operacional da planta.

## 2.5 Dados Históricos de Análises Exergéticas de Sistemas Energéticos

O livro de Alekseev (1986) levanta interessantemente a questão do porquê da humanidade preferir análises de primeira lei, em detrimento das verdades contidas na segunda lei da Termodinâmica.<sup>5</sup> A abordagem energética ainda é a mais usada tecnicamente. Desde o advento da propriedade exergia, é cada vez mais claro sua racionalidade nas avaliações de desempenho. A análise exergética permite determinar as irreversibilidades internas e externas de cada subsistema de uma instalação, algo que a primeira lei não permite.

Brodianskii (1997) relata que a análise exergética iniciou na segunda metade do século XX, não obstante sua gênese se achar na primeira metade desse século, quando, em 1932, Joseph H. Keenan sugeriu o uso da propriedade *disponibilidade termodinâmica*, como ainda hoje a exergia é chamada nos EUA, para o rateio de custos entre o calor e a eletricidade produzidos em plantas de cogeração. Conforme este autor, Keenan mostrou que a exergia contida nos produtos refletia melhor a relação custo/valor (ou custo/benefício) da eletricidade quando cogorada, e também, que o benefício que esta proporciona independe se é cogorada ou gerada numa planta em que seja o único produto, já que o calor é um subproduto (produto cujo benefício é secundário).

---

<sup>5</sup> Parte dessa realidade se deve ao temor que a realidade entrópica encerra, ou seja, que a degradação energética significa a morte, realidade sobre a qual a civilização ocidental foi construída, mas evitando pensar (Alekseev, 1986).

Segundo Kotas et al. (1995), o termo exergia só apareceu em 1956, cunhado por Z. Rant, que o aplicou à análise de plantas químicas, visando criar uniformidade na nomenclatura da análise de segunda lei. Nessa época eram usados vários termos para tais análises: “energia utilizável”, “capacidade de trabalho”, “capacidade técnica de trabalho” e “energia disponível”.

Frangopoulos (1983) relata a contribuição histórica de Evans, ao definir a propriedade *essergia*,<sup>6</sup> da qual a exergia é um caso particular, a partir de argumentos de Teoria da Informação e de Termodinâmica Estatística. De acordo com Frangopoulos (1983), Evans mostrou que a entidade *informação*, mensurável em *bits*, leva diretamente ao conceito de entropia – ou *desinformação*,<sup>7</sup> cujas raízes remontam a Gibbs, Boltzmann e Planck.

### 2.5.1 Exergia e Meio Ambiente

Wall (1990) propõe o uso da exergia em balanços de contabilidade de energia nacionais, em detrimento da energia, como forma de contabilização não apenas dos recursos consumidos com fins especificamente energéticos, mas de todo e qualquer recurso natural. Wall (1990) discute a diferença de qualidade das várias formas de energia e postula que o ganho com esta abordagem em escala mundial seria a racionalização do uso dos recursos naturais.

Gong e Wall (1997) discutem as interações entre os processos industriais, os sistemas micro e macroeconômicos societários e o meio ambiente, utilizando nisso uma base exérgica para os insumos e os produtos energéticos, para justificar a tese de que “impostos ambientais” devem ser imputados às interações que deplecionam recursos naturais.

Creys e Carey (1997) defendem o uso da exergia como ferramenta para o método Contabilidade Exérgica Estendida (CEE), voltada para a internalização de custos ambientais de instalações industriais, portanto, no nível microeconômico. Em CEE, é alargado o volume de controle dos balanços de uma máquina ou uma planta industrial para além de suas vizinhanças imediatas, de forma a incorporar ao balanço de exergia de cada unidade o mínimo trabalho reversível necessário para levar os fluxos de saída em geral (físico-químicos, capital e trabalho) ao equilíbrio

---

<sup>6</sup> Do inglês *essergy* - derivada das palavras *essential energy*.

<sup>7</sup> Reciprocamente, informação é *neguentropia*, o contrário da entropia, conceito que hoje é usado por alguns pesquisadores como forma de internalização de irreversibilidades externas de sistemas energéticos, e.g. emissões.

termodinâmico com o ambiente onde estas se encontram, no estado que os autores definem como estado local (*ground state*).<sup>8</sup>

Sciubba (1999) também trabalha o uso de CEE. Nisso, chama de custo energético da operação de limpeza (*energetic cost of clean-up operation*) a parcela de exergia dispendida para levar um efluente processual ao equilíbrio termodinâmico com o ambiente (ou seja, “neutralizá-lo”). O autor discute rapidamente as vantagens da abordagem exérgica, em contraponto às abordagens Emergia (*Embodied Energy – Emergy*; Odum, 1997) e Análise de Tempo de Vida (*Life Cycle Analysis – LCA*;<sup>9</sup> Frankl e Gamberale, 1998), no que tange à capacidade de separar as energias por suas qualidades. Esta capacidade, explica o autor, é imediata na exergia, e nem tanto nas abordagens emergéticas e de LCA.

Szargut (1998) confere um caráter macro-econômico à questão da depleção dos recursos exérgicos não-renováveis consumidos, considerando, adicionalmente, que recursos humanos e de capital se inserem nesta idéia geral. Ao custo da interação de um produto com o ambiente, Szargut (1998) chama de custo ecológico, relacionado aos demais custos que, em geral, derivam de suas exergias e de coeficientes técnicos de caráter contábil. As abordagens de Szargut (1998) seguem seu modelo de ambiente de referência, hoje um dos mais usados para análises que envolvam emissões gasosas.

Valero (1998) analisa proximidades e discrepâncias entre sua metodologia de atribuição de custos exérgicos a sistemas energéticos e as outras metodologias de análise energético-ambientais, como o consumo cumulativo de Szargut (1998), LCA e a metodologia emergética. Valero (1998) critica a incapacidade da exergia de conferir um *valor pleno* às coisas, ou seja, o valor dos recursos naturais transcende a questão meramente energética.<sup>10</sup> O autor também argui que a exergia não consegue sentir que as degradações alteram a quantidade de recurso natural usado para manter inalterada a eficiência de produção. Neste trabalho, Valero (1998) expõe as diretrizes gerais da metodologia *custo exergoecológico* que visa determinar, além da exergia total

---

<sup>8</sup> Um estado local transcende um *ambiente de referência padrão* para definição de um estado estritamente exérgico, cujos componentes só guardam restrições físico-químicas de temperatura, pressão e concentração.

<sup>9</sup> É oportuno acrescentar que também é possível a aplicação do método de Análise de Ciclo de Vida em base exérgica (*ELCA*), como feito por Tsatsaronis (1998).

<sup>10</sup> Valor é um conceito dependente, na acepção *smithiana*, da *mão invisível do mercado*. Também Marx via os recursos naturais por esta ótica antropocêntrica, como um fator de produção à disposição do homem (Giansanti, 1999).

envolvida em todas as fases de manipulação do recurso até o seu equilíbrio com o ambiente (em todo o seu ciclo de vida), também a exergia necessária para fazer retornar o resíduo ao recurso natural como se encontrava originalmente na natureza.

Rosen e Dincer (1999) analisam características da exergia em conjunto com uma norma ambiental local, no contexto de dois coeficientes já propostos por outros pesquisadores, o custo de remoção de poluentes (CRA) – definido como a exergia utilizada por um equipamento de limpeza instalado na unidade emissora e o custo de poluição ambiental (CPA) – por definição, o custo da correção do impacto negativo do poluente no meio ambiente. O CPA depende tanto da definição do ambiente de referência como das normas ambientais da região. Os autores discutem os modelos de ambiente existentes, decidindo-se pelo modelo de Szargut (1988), que é do tipo “ambiente geral contendo substâncias de referência”. Os autores analisam um caso de emissão de gases pela queima de três combustíveis fósseis – carvão, *fuel-oil* e gás natural, usando a norma ambiental de regulação de emissões da Cidade de Ontário, Canadá. Deste estudo, concluem que o CRA depende da eficiência do equipamento, enquanto o CPA cresce com a exergia emitida.

Uma recente contribuição para a discussão de um ambiente de referência foi dada por Muñoz e Michaelides (1999). Para tanto, os autores focaram uma crítica aos modelos existentes, notadamente ao de Szargut (1998), quanto aos valores elevados que fornece para a exergia da água. Em geral, porém, um ambiente de referência padrão ainda não está estabelecido, para o que os autores sugerem a realização de uma conferência internacional com esse objetivo.

### 2.5.2 Estado da Arte da Análise Termoeconômica

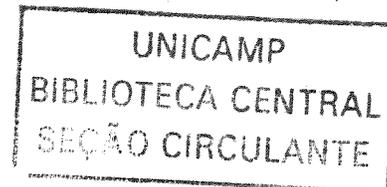
Gaggioli e El-Sayed (1989), dois dos autores que estabeleceram as bases da Termoeconomia, expõem a relação natural entrópico-ambiental da exergia com a preocupação de avaliar a economicidade de um sistema energético. Os autores postulam que são quatro os objetivos da Termoeconomia: (i) Custos efetivos dos produtos; (ii) Base racional para a definição de preços de produtos e/ou a avaliação de suas rentabilidades; (iii) Meios para o controle dos gastos com a produção (custos médios e marginais); (iv) Base para a tomada de decisões operacionais. Em geral, Gaggioli e El-Sayed (1989) expõem que já desde os primeiros trabalhos de Termoeconomia, custos marginais são avaliados por técnicas de Otimização Matemáticas para funções-objetivo não-lineares sujeitas a restrições.

Frangopoulos (1983) informa que os pesquisadores El-Sayed e Evans introduziram a determinação de custos marginais pelo método dos multiplicadores de Lagrange (MML). Nesse método, cada multiplicador equivale ao custo marginal da restrição à qual se refere. Como contribuição adicional, estes autores criaram o conceito de *isolamento termoeconômico*, pelo qual, idealmente, a otimização de um componente isolado leva à otimização de todo o sistema do qual faz parte. Este trabalho de Frangopoulos (1983) significou um grande passo na análise de sistemas energéticos complexos, ao introduzir a Análise Funcional Termoeconômica (AFT). Nessa análise, todos os fluxos são visualizados num diagrama derivado do esquema físico da planta – o *diagrama funcional*, o que mostra como os fluxos dos insumos contribuem para a formação dos produtos. O trabalho do autor tem o mérito de introduzir uma terminologia de grande poder de síntese.

Em dois trabalhos, Valero et al. (1986a, 1986b) contribuíram com a construção de um arcabouço metodizado para a determinação dos custos médios de um sistema energético, que denominaram de Teoria do Custo Exergético (TCE). Esses trabalhos tratam da questão dos critérios racionais para a definição do que são insumos ( $F$ ), produtos ( $P$ ), resíduos perdidos ( $R$ ) e exergias destruídas ( $D$ ). Em seus dois artigos, Valero et al. (1986a, 1986b) criaram uma coleção de proposições complementares de custo que permitem resolver uma das questões centrais da Termoeconomia, a saber, o desequilíbrio entre o número de fluxos internos e o número de entradas e saídas da planta.

A questão da base de valorização do custo exergoeconômico dos fluxos – energética ou exergética, foi tratada pelo trabalho de Muñoz e Valero (1990), que concluíram: (i) Se há apenas um produto, independe qual base é adotada; e (ii) Se há múltiplos produtos, o custo unitário em base exergética é maior que em base energética, diferença que diminui para os *produtos térmicos* conforme aumentam as suas exergias (ou temperaturas).

Trabalhando com o núcleo de Termoeconomia da Universidade de Zaragoza, Tozert et al. (1996) levaram as conclusões acima de Muñoz e Valero (1990) para um estudo de condicionamento de ar por absorção brometo de lítio-água em cogeração, de forma a obter os custos de refrigeração nas bases energética e exergética.



Uma aplicação da Análise Funcional Termoeconômica – AFT foi feita por Silveira e Horta Nogueira (1992), de modo a otimizar um sistema de cogeração usando uma turbina de condensação com duas extrações, em uma planta de celulose de 1 000 [t/dia]. Neste artigo os autores, basearam a análise em funções características obtidas por parametrização de dados técnicos de subsistemas disponíveis na literatura.

Um trabalho de Lozano et al. (1993) mostra que é possível partir da Teoria do Custo Exergético (TCE) para obter custos marginais de uma instalação, por uma técnica aproximativa de otimização, derivada de argumentos simplificadores sobre o problema de otimização global, com apoio no método dos multiplicadores de Lagrange. No trabalho, os autores fazem uma aplicação prática do método ao mesmo sistema termelétrico de vapor de quatro unidades de Frangopoulos (1983), também incorporando neguentropia para internalização de irreversibilidades.

Numa publicação mais recente, Lozano et al. (1996) trabalham a questão da otimização induzida por valores pré-estabelecidos de variáveis, o que denominaram de Teoria das Perturbações. Os autores destacam que este método é próprio para sistemas de grande complexidade. Neste caso, o objetivo maior do método é permitir a otimização local dos subsistemas, o que leva à otimização de todo o sistema.

Lozano e Valero (1993a, 1993b) apresentaram contribuições que levaram a Termoeconomia a considerar efeitos entrópicos no entorno. A primeira contribuição (1993a) é uma forma simples de internalização de irreversibilidades externas usando a TCE, que o autor co-formulou em 1986, consistindo de alocá-las ao último subsistema consumidor exergético da planta. É uma estratégia que pode penalizar excessivamente esse último subsistema, tornando-a uma abordagem utilizável em sistemas energéticos de pequena complexidade. E a segunda contribuição (1993b), configura um modo de acessar os custos exergoeconômicos (ou médios) diretamente a partir da definição dos termos da análise F-P-L, sem necessidade de usar os parâmetros de formação de equações de custos complementares da TCE. No trabalho 1993b, os autores internalizam as irreversibilidades externas – a destruição de exergia dos gases exauridos ao se resfriarem na atmosfera, pelo artifício da neguentropia “produzida” num dispositivo de exaustão virtual – uma chaminé fictícia, cuja única função é reduzir a exergia total dos gases na saída ao nível do ambiente de referência. Além disso, foi adotada a separação da exergia dos fluxos nos componente térmico e de pressão.

A primeira tentativa de comparação de resultados obtidos para os custos marginais, pelas diferentes metodologias de otimização termoeconômica desenvolvidas, deu-se em uma edição especial da Revista *Energy*, em que foi proposto o chamado Problema CGAM.<sup>11</sup> Este problema foi resolvido por quatro grupos de pesquisa termoeconômica capitaneados por Valero, Tsatsaronis, Frangopoulos e Spakovski (1994). O problema foi concebido para que os trabalhos enfocassem os mesmo modelos físicos, termodinâmicos e econômicos e a mesma função-objetivo.

Tsatsaronis e Pisa (1994) são autores de uma das soluções ao Problema CGAM (Valero, Tsatsaronis, Frangopoulos, Spakovski, 1994), na qual usam duas metodologias para custos médios e uma para otimização de custos. A primeira, chamada de Exergoeconomia, de autoria de Tsatsaronis, é semelhante à Teoria do Custo Exergético de Valero et al. (1986a, 1986b), inclusive quanto à proposição de equações complementares de custos, a despeito de não obedecer a uma metodização formal nisso – apenas à lógica do sistema. A segunda é uma metodologia de custo exergoeconômico unitário (ou médio), inspirada em um arranjo de escrituração contábil-financeira típico. Por seu turno, a técnica usada pelos autores para otimização exergoeconômica do custo total não utiliza o método dos multiplicadores de Lagrange, mas um processo de busca iterativa de valores ótimos para cada componente do sistema, processo que é orientado pela relação *diferença relativa de custo*, e pelo coeficiente *fator exergoeconômico*.

Valero et al. (1994) é outro dos quatro grupos que propuseram uma solução ao Problema CGAM (Valero, Tsatsaronis, Frangopoulos, Spakovski, 1994), por duas abordagens metodológicas. A primeira adota uma estratégia que estes autores denominaram Teoria do Custo Exergético Simbólica, onde insumos e produtos são relacionados pelas entidades *consumo exergético* – nos subsistemas, e *razão de reciclagem* – nas junções e uniões. E a segunda abordagem usa a metodologia denominada de Teoria Estrutural, que permite acessar tanto os custos médios como os custos marginais, pela mesma formulação.

Serra de Renobales (1994) desenvolve didaticamente a Teoria Estrutural (TE) em sua tese de doutoramento. TE é uma evolução iniciada com a proposta de unificação da Teoria do Custo

---

<sup>11</sup> Esta sigla é formada pelas iniciais dos nomes dos pesquisadores que propuseram o problema da otimização de uma unidade de cogeração com uma turbina a gás, no que utilizam seus respectivos métodos de otimização termoeconômica visando compará-los (vide a lista de nomenclatura da tese).

Exergético (TCE) com as teorias de otimização termoeconômicas de outros autores, institucionalizando um arcabouço teórico formal e estruturas que vinham sendo usadas como recurso informal, e.g. junções e bifurcações. Nesta evolução, o autor mostra que os aparentemente distintos propósitos da distribuição de custos médios aos componentes do sistema, objeto da TCE, e da obtenção de custos marginais, por meio da TE, são a mesma coisa, desde que obedecidas algumas premissas básicas, dentre as quais, a mais importante é a exigência de que as funções de produção dos subsistemas sejam de ordem 1 na variável explicativa.

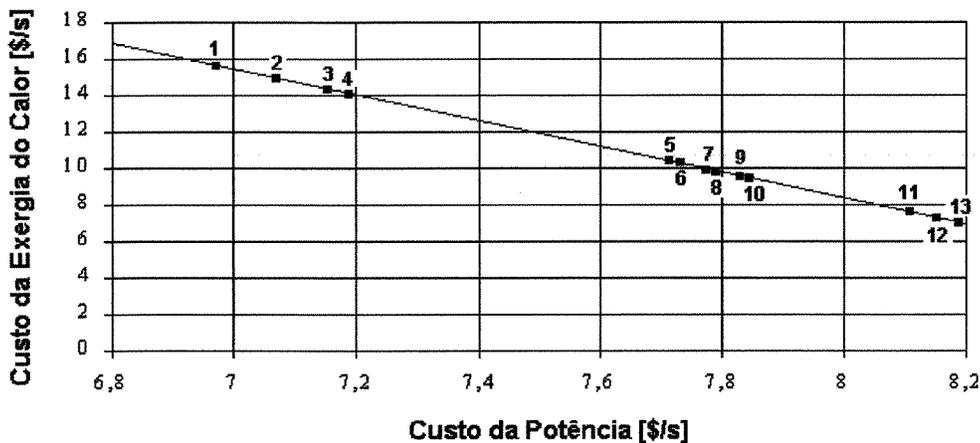
Valero et al. (1993), Serra et al. (1995) e Torres (1996) publicaram trabalhos onde ressaltam características importantes da Teoria Estrutural. Em geral, estes trabalhos têm como propósito difundir o método.

Enfocando questões de manutenção, Carvalho (1996) aplicou a Teoria do Custo Exergético a duas centrais termelétricas de 350 [MW] cada – uma de ciclo de vapor convencional e a outra de ciclo combinado, há época, planejadas para integrar o sistema de geração da Companhia Energética de São Paulo - CESP. O autor utilizou uma metodologia que consistiu em escrever as irreversibilidades dos subsistemas em suas duas origens, *endógenas* e *exógenas*.

O pesquisador Torres (1999) realizou análises de primeira e segunda lei e uma avaliação termoeconômica da cogeração na Unidade Termelétrica do Polo Petroquímico de Camaçari, BA, adotando a Teoria do Custo Exergético. Neste estudo, que usou dados de campo disponíveis, o autor pôde descer ao menor nível de desagregação entre componentes que estes permitiram. O autor ainda incorporou uma análise de sensibilidade dos custos dos produtos a variações do preço do combustível (resíduo asfáltico) e da carga do sistema, desde um até três turbogeradores em paralelo.

Em Cerqueira (1999) e Cerqueira e Nebra (1999) são comparadas as metodologias dos autores do Problema CGAM (Valero, Tsatsaronis, Frangopoulos e Spakovski, 1994). Os autores deram maior enfoque à Teoria do Custo Exergético (TCE) e à Análise Funcional Termoeconômica (AFT). No que tange à TCE, também foram consideradas suas vertentes, no que os autores dão ênfase à questão da desagregação da exergia nos seus componentes de temperatura e de pressão e na internalização das irreversibilidades externas. As análises enfocaram as combinações de custos da exergia do calor transferido na caldeira e do custo da potência produzida na turbina

(Figura 2). Segundo Cerqueira (1999), os custos fornecidos pelas metodologias com o mesmo tratamento das irreversibilidades externas são iguais.



- |  |  |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>1. TCE isoladamente</li> <li>2. TCE com exergia de temperatura AFT com irreversibilidade externa</li> <li>3. TCE com exergia de pressão</li> <li>4. Exergoeconomia</li> <li>5. TCE com irreversibilidade internalizada</li> <li>6. TCE com distribuição externa</li> <li>7. TCE com ex.temperat. e irrev.internal. AFT com irrev.internalizada</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>8. TCE com ex.tempera. e distrib.externa</li> <li>9. TCE com ex.pressão e irrev.internal.</li> <li>10. TCE com ex.pressão e distrib.externa</li> <li>11. TCE com neguentropia</li> <li>12. TCE com ex.temperat. e neguentropia</li> <li>13. TCE com ex.pressão e neguentropia</li> </ul> <p>TCE: Teoria do Custo Exergético<br/>AFT: Análise Funcional Termoeconômica</p> |
|--|--|

Figura 2. Magnitude dos custos termoeconômicos fornecidos por diferentes metodologias (Cerqueira, 1999).

Gomes (2001) fez uma análise exergética e termoeconômica em uma instalação termelétrica da Companhia Termelétrica do Planalto Paulista - TPP, em ciclo combinado com cogeração de vapor, composta de três grupos-geradores motorizados por turbina a gás de 171,7 [MW], cujos gases alimentam uma caldeira de recuperação. A análise sob carga elétrica constante usou a Teoria do Custo Exergético (TCE). O autor verificou que as maiores irreversibilidades ocorrem na câmara de combustão do gerador de vapor, no caso, 65 % do total. Gomes (2001) também fez uma análise de sensibilidade dos custos à carga da planta, concluindo que em cargas parciais aumentam tanto o custo da potência – os maiores aumentos, quanto o custo do vapor cogeração.

## 2.6 Questões de Planejamento Energético

Walter e Nogueira (1991) analisaram os métodos de alocação de custos em sistemas de cogeração. Neste artigo, os autores expõem o caso da aplicação dos quatro métodos da Tabela 1 em uma usina sucro-alcooleira hipotética (média de 400 t/h de cana), operando em *paridade térmica*.<sup>12</sup> Os métodos foram implementados sobre uma configuração física atual da usina, duas alternativas de expansão da cogeração, uma ampliação geral e a construção de uma unidade nova. Os autores concluíram que: (i) O método incremental carrega em muito a eletricidade; (ii) Se a capacidade de produção é usada de forma equiparada, os métodos (1), (2) e (3) fornecem resultados que tendem a se aproximar; (iv) O método exergetico valoriza a eletricidade. De tudo isso, Walter e Nogueira (1991) resumem que não há um método geral a adotar.

**Tabela 1. Métodos simples de alocação de custos de cogeração (Walter e Nogueira, 1991)**

Método	Produto principal	Critério de rateio
Exergetico	Não há	Equivalência exergetica entre eletricidade e calor
Stancescu-Badea	Não há	Combustível para os custos semifixos e variáveis; e uma análise de capacidade de produção para os fixos <sup>1</sup>
Eletricidade descontada	Calor	Combustível para o calor e a eletricidade (neste caso, combustível é o que corresponder a uma variação de entalpia na turbina)
Incremental	Não há	Próprio para ampliações. Os custos da ampliação são alocados ao produto que se pretende incrementar

Nota: <sup>1</sup> Todos os custos podem ser valorados em base energética ou exergetica.

A questão institucional e os principais aspectos econômicos da cogeração no Brasil foram o enfoque de um trabalho de Nogueira (1992), numa época em que se iniciavam as reformas do setor elétrico no País. Neste trabalho, o autor apresenta três estudos de caso – um *shopping center* no Rio de Janeiro, uma usina de açúcar e álcool em São Paulo e uma fábrica de celulose em Minas Gerais, como forma de mostrar a contribuição que a cogeração pode oferecer à oferta global de energia. O autor chama a atenção para a inexpressiva economicidade da cogeração em sistemas pequenos utilizando turbinas a gás aeroderivativas, em grande parte, devido às baixas tarifas

<sup>12</sup> Paridade térmica operacional de um sistema de cogeração significa que fornecer calor é mandatário, entre os dois produtos básicos de uma planta, a saber, calor e trabalho. A quantidade de trabalho fornecido, secundário neste caso, varia em detrimento da produção da quantidade de calor que atenda à demanda do cliente da planta de cogeração.

de eletricidade praticadas no Brasil. Além disso, Nogueira (1992) apresenta sugestões que poderiam contribuir para a criação de um marco legal favorável à cogeração no País.

Um artigo do pesquisador B. George (1997) relata dados coletados de um sistema híbrido isolado (ou *autônomo*, na terminologia deste autor) que combina um grupo dieselétrico e aerogeradores,<sup>13</sup> para atender uma demanda de 765 [kW] na ilha grega de Kynthnos. O autor enfatiza que locais isolados podem ser atendidos por sistemas híbridos formados por tecnologias de geração que aproveitem potencialidades locais. Os dados permitiram George (1997) concluir que o seu sistema só se justifica se o grupo-gerador operar na carga ótima, quando o seu consumo específico (relação entre o consumo de combustível e a potência gerada) é mínimo, o que, no caso, ocorria se as horas de pouco vento no local acontecessem durante a noite.

Em um artigo de reflexões, os pesquisadores Prabhu e Scheibel (1997) tecem a tese de que os sistemas autônomos são uma ótima solução econômica e ambiental para comunidades isoladas dos países em desenvolvimento, mormente se baseados em biomassa. A favor dos argumentos, Prabhu e Scheibel (1997) citam que *black-outs* nos sistemas interligados do Terceiro Mundo comumente levam a perdas de transmissão de até 30 % da potência gerada. Isso, em geral, força a que em muitas áreas o comércio e as residências utilizem pequenos grupos-geradores, baterias, etc., ineficientes, porém, do ponto de vista desses consumidores, mais confiáveis do que as redes. No geral, porém, isso traz prejuízos econômicos e ambientais, que os autores postulam podem ser evitados, se uma correta regulação tributária favorecer o uso de biomassa.

Cartaxo (2000) contribuiu para as discussões em torno dos sistemas isolados do Norte do Brasil, que só começaram a ganhar corpo acadêmico na última década. Sua tese de doutoramento trabalhou idéias nessa direção, a partir da avaliação dos impactos da implantação de um sistema híbrido formado por um grupo dieselétrico e painéis fotovoltaicos em Vila Campinas, distrito do Município de Manacapuru, localizada a 120 km noroeste de Manaus, Amazonas. A autora traçou a curva de carga da localidade, concluindo que a grande demanda local é do setor residencial. Durante o período diurno, a demanda é muito baixa e, às 18h00min, ocorre uma elevação quase instantânea da carga, permanecendo no patamar de 100 [%] até às 21h00min. A razão do baixo consumo diurno reside na inexistência de atividades econômicas além do setor primário de sub-

---

<sup>13</sup> Denominação específica de grupos-geradores nos quais o motor é um rotor eólico (*cata-vento*).

sistência na região. Cartaxo (2000) propõe que essa dicotomia seja sanada pelo incentivo ao uso da capacidade ociosa do sistema na geração de frio por compressão de vapor, para conservação de alimentos, desse modo elevando sua eficiência econômica. Não obstante o perfil existente, Cartaxo (2000) discute sua economicidade, em geral pequena, devida, principalmente, aos custos de investimento e de operação da tecnologia fotovoltaica, mas argumenta que essa pode ser melhorada, se os projetos envolverem organismos não-governamentais que tenham interesse na doação dos equipamentos, em troca do efeito-demonstração do seu uso.

Um trabalho de Ricardo Cruz (2000) também versa sobre os benefícios sócio-ambientais e, por extensão, econômicos, das pequenas comunidades interioranas. O trabalho propõe o uso de uma tecnologia simples de geração, consistindo de turbinas hidrocínéticas <sup>14</sup> flutuantes operando em paralelo para formar um sistema híbrido com a central autônoma local. Neste sistema, considera o autor, é possível internalizar benefícios, tais como, construção local dos sistemas, efeito aprendizado da construção das máquinas, impactos ambientais minimamente sensíveis e baixíssimos custos de manutenção. Uma idéia não explorada pelo autor é a possibilidade do aproveitamento dos gases do grupo-gerador do sistema híbrido para refrigeração.

A primeira tentativa de medir o potencial de cogeração no Estado do Amazonas foi feita por Alkmin (2000), cujo livro levanta dados energéticos da indústria da capital e do interior, localizando segmentos onde a cogeração é possível. Os potenciais foram determinados usando o método  $\alpha$ - $\beta$  generalizado, onde o coeficiente  $\beta$ , o inverso da razão calor/potência de Horlock (1977), trata o sistema de cogeração pelo lado da oferta; e  $\alpha$  é uma relação entre as demandas de eletricidade e calor do cliente da cogeração. Este método é também tratado por Horta e Santos (1987). Pelo coeficiente  $\alpha$ , Alkmin (2000) classifica os setores econômicos pelas médias deste parâmetro, verificados entre valores máximos e mínimos, como seguem: (i) Os campeões em consumo elétrico: plásticos (1,304), cimento (0,960) e duas rodas (0,893) – todos em Manaus; (ii) Os campeões em consumo de calor: madeireiro (0,076), químico (0,137) e alimentício (0,182) – com alguma penetração no interior do Estado. Já pela ótica de  $\beta$ , para o qual também se verificaram valores máximos e mínimos, os setores alimentos, bebidas, papel, têxtil, químico/petroquímico e madeireiro, empregando turbinas a vapor (mínimo 0,11/ máximo 0,35) são os campeões em geração

---

<sup>14</sup> São rotores que transformam a energia da correnteza de cursos d'água em energia mecânica. Em geral, as configurações desses rotores derivam dos rotores eólicos (*cata-ventos*).

térmica. Em contraponto, os valores de  $\beta$  dos setores em cujas tecnologias de cogeração predomina a produção elétrica, este índice situa-se entre 0,45/1,00 e 1,00/1,50.

Carla K. Nakao Cavaliero e Ennio Peres da Silva (2004) desenvolveram um trabalho onde traçam paralelos entre as filosofias institucionais dos principais países que promovem a introdução das fontes alternativas de geração (Alemanha – o mais vigoroso, Reino Unido e Estados Unidos) com o Brasil, representado pela Lei nº. 10.438/02, que criou o Programa de Estímulo às Fontes Alternativas de Energia – PROINFA. Esta lei busca incentivar o crescimento da participação na capacidade de geração total brasileira dos *Produtores Independentes de Energia*,<sup>15</sup> interligando-os ao sistema existente, na direção de três fontes alternativas: eólica, pequeno aproveitamento hidrelétrico (PCH) e biomassa. A meta de capacidade a ser agregada é de 3 300 [MW], que deverá se dividir equitativamente entre as três tecnologias alternativas. Os objetivos do PROINFA são, numa primeira fase, incentivar a instalação das unidades geradoras remunerando-as por um *valor econômico* próprio para cada uma das três tecnologias de fonte alternativa, repassando o custo proporcionalmente a todos os consumidores do sistema interligado; e, numa segunda fase, depois de atingido o limite dos 3 300 [MW] incorporados, o PROINFA pretende promover o ganho de competitividade das três tecnologias alternativas frente às tecnologias tradicionais, principalmente a hidrelétrica de grande porte que, por dados de 2001, contempla 82 % da capacidade total do Brasil, de 74,4 [GW]. Os autores destacam que uma característica convergente da legislação brasileira com a dos países citados é o princípio da obrigatoriedade que todos os consumidores têm de adquirir energia oriunda de fontes alternativas, pagando um preço maior por esta. Esta é a forma de forçar que essas tecnologias adquiram competitividade frente às tecnologias tradicionais.

---

<sup>15</sup> São empresas cuja finalidade exclusiva é gerar e vender energia elétrica a um agente intermediário de transmissão ou distribuição de energia elétrica, mas cujo controle acionário não pertence a qualquer dessas empresas, tampouco a alguma outra de geração.

## **Capítulo 3**

### **Características da Geração Isolada do Estado do Amazonas. Avaliação da Inserção da Cogeração Para Refrigeração**

#### **3.1 Introdução**

No atual cenário de operação, a Companhia Energética do Amazonas – CEAM produz apenas energia elétrica, devendo atender uma área geográfica imensa, da ordem de 1,5 milhão de km<sup>2</sup>, onde vivem 2 389 mil habitantes (Noronha, 1996). As dificuldades enfrentadas pela Companhia para atender seu mercado e, portanto, garantir a universalização do serviço, face ao quadro de grandes dificuldades impostas pela região amazônica, são extensivamente relatadas (Cartaxo, 2000; Cartaxo, Cruz e Nebra, 2001). Em geral, esses estudos indicam que a CEAM é uma empresa plena de indicadores operacionais e sócio-econômicos negativos, mas a análise disso transcende o escopo desta tese.

Atualmente, alguns pesquisadores no Amazonas especulam – tese a ser investigada – que a energia elétrica não suporta o desenvolvimento econômico do interior porque tem de má qualidade e pouca oferta, contribuindo para o seu esvaziamento e criando um movimento migratório das comunidades isoladas para as sedes municipais e destas para Manaus. Mesmo especulativo, reconhece-se que, hoje, a capital alberga perto de 48 % da população do Estado (SUFRAMA, 2002).

A economia do interior não tem vigor suficiente para gerar emprego e renda e, como consequência, a energia elétrica nesse cenário não se constitui como um insumo de produção. Assim sendo, a geração elétrica tem pouca justificativa econômica no interior do Amazonas, mas grande justificativa social, posto que é um direito do cidadão, enquanto bem público. A exploração sus-

tentada dos recursos naturais é um caminho que deve ser pensado para crescer justificativa econômica à energia elétrica. Nisso se insere a pesca, tradicionalmente coletora indiscriminada, que deve evoluir pelo aporte de tecnologias mais racionais do que as atuais, aí incluída a refrigeração.

Afora motivos de caráter logístico, quanto ao fornecimento de combustíveis, lubrificantes e peças de reposição, problemas locais são também responsáveis pela baixa qualidade da energia gerada na Amazônia. Via de regra, o parque gerador regional, do tipo dieselétrico, não opera em condições de otimalidade técnica. Mais especificamente, não raro, as unidades geradoras na região não alcançam 80 % da carga máxima de operação em regime contínuo. Esta afirmação é comprovada pelos dados que permeiam as discussões da primeira parte deste capítulo. Os levantamentos, empreendidos em usinas da região escolhidas pela importância de seu mercado de atendimento, mediram cargas geradas e consumos de combustível em paralelo às cargas, em sete centrais autônomas (ANEEL, 2001).

A segunda parte do capítulo apresenta um perfil da capacidade instalada da refrigeração comercial voltada para a conservação de produtos perecíveis e a conservação da produção pesqueira do interior do Amazonas. Esta estratégia tem a intenção de mostrar o potencial técnico que dispõem setores de enorme importância para a economia estadual, para os quais pode ser direcionada a idéia da introdução da cogeração nas usinas isoladas do interior.

Concluindo o capítulo, são desenvolvidas duas abordagens de estimação do potencial de refrigeração por cogeração do Sistema CEAM. A primeira, enfocando o nível da macroeconomia estadual, permite estimar o potencial estadual como um todo, usando dados consolidados de um ano fiscal do Sistema. Dessa forma, são geradas informações para estudos de planejamento de longo prazo. E a segunda abordagem configura-se como uma metodologia expedita no nível microeconômico, no sentido de que enfoca unidades individualmente, para estimação da capacidade de cogeração e de produção de frio de uma usina isolada, ou um pequeno conjunto de usinas, servindo como alternativa ao método acurado desenvolvido nos capítulos 4 a 7. A título de exemplo, o presente método é empregado nas duas unidades do Estado do Amazonas do conjunto de centrais das análises da primeira parte deste capítulo.

### 3.2 Dados de Carga Medidos do Sistema Isolado do Norte Brasileiro

Por iniciativa da Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL, pesquisadores da Universidade Federal do Amazonas – UFAM e Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP elaboraram extenso levantamento em dez usinas geradoras do sistema elétrico isolado da Região Norte do Brasil (ANEEL, 2001). O critério que levou à escolha das dez usinas, dentre o universo da região, foi o de que metade do número de usinas tivesse capacidade total acima de 1 [MW] nominal; e a outra metade, até 500 [kW] nominais. Já era do conhecimento prévio da ANEEL que esses dois grupos atendiam o maior número de cidades da região. O trabalho permitiu traçar um perfil da configuração do sistema isolado que atende a maior área geográfica do País, tendo como motivação a intenção da ANEEL de implementar em longo prazo mudanças na filosofia que o definiu. Os levantamentos ocorreram no primeiro semestre de 2001.

Para as discussões do presente capítulo, foram selecionadas do Relatório ANEEL (2001) as usinas em cujos parques geradores há no mínimo uma máquina de 1 [MW], desde que este tamanho unitário é o mais significativo para fins de cogeração. Da seleção, resultaram as cinco usinas da Tabela 2, nos estados do Amazonas, Acre e Pará. Os dados são relativos aos grupos-geradores individuais, e podem ser considerados espelhos de um dia típico.

A montagem de medição utilizada consistiu de um medidor de energia digital ligado ao gerador de cada grupo e de dois medidores de vazão de combustível (alimentação e retorno de óleo diesel), que forneciam medidas em paralelo ao medidor. Um programa digital residente no medidor de energia somou os dados de energia e vazão de combustível, acumulando-os em pacotes discretos para cada intervalo de quinze minutos, para um tempo de monitoramento contínuo definido pelo período de operação de cada máquina. Na Tabela 2, tem-se: os municípios; as máquinas existentes com seu ano de fabricação; as potências nominais e as respectivas potências médias geradas, no período de operação;<sup>1</sup> fatores de carga;<sup>2</sup> consumos específicos por grupo-gerador e da usina<sup>3</sup>; e as eficiências de conversão.<sup>4</sup> No Apêndice A há informações geográficas e sócio-econômicas sobre os municípios da Tabela 2.

---

<sup>1</sup> As potências médias foram determinadas a partir das curvas de carga (próximas seções) e levam em conta os períodos transitórios. Se desconsiderados os períodos transitórios, as potências médias se elevam.

<sup>2</sup> Relação entre a potência média de operação e a nominal. É o mesmo que a *carga* da definição (12), Capítulo 4.

<sup>3</sup> Média do consumo específico dos grupos, e estes, tendo-se a razão (9), Capítulo 4, aqui são dados por  $Ce/3\ 600$ .

**Tabela 2. Características de algumas usinas geradoras da Amazônia**

UTE	Grupo	Ano de fabricação	Potência [kW]		Fator de carga	Consumo específico médio [kg/kWh]		Eficiência média de conversão
			Nominal	Média diária gerada		Grupo-gerador	Usina	
Careiro-Castanho – AM	01	1992	350	176,00	0,50	0,314	0,320	0,285
	02	1988	240	50,00	0,21	0,689		0,130
	03	1992	350	180,00	0,51	0,307		0,291
	04 <sup>1</sup>	1997	1 000	569,00	0,57	0,293		0,305
	05 <sup>2</sup>	1999	288	–	–	–		–
Eirunepé – AM	03	1991	1 100	339,57	0,32	0,380	0,319	0,235
	04	1991	1 100	346,62	0,33	0,313		0,286
	05 <sup>1</sup>	1997	1 000	558,55	0,59	0,286		0,312
	06 <sup>3</sup>	1997	1 000	–	–	–		–
Manicoré – AM	01	–	536	156,00	0,29	0,748	0,343	0,120
	04 <sup>1</sup>	1997	1 000	698,00	0,70	0,253		0,353
Tarauacá – AC	01	1994	725	325,29	0,52	0,249	0,259	0,359
	03	1966	1 000	562,18	0,66	0,245		0,365
	04 <sup>1</sup>	1996	500	291,99	0,62	0,298		0,300
Salvaterra – PA	01 <sup>1</sup>	1998	920	512,00	0,58	0,278	0,253	0,322
	03	1998	665	401,00	0,63	0,232		0,385
	04	1998	368	225,00	0,69	0,235		0,381

Fonte: ANEEL (2001). Notas: <sup>1</sup> Máquina que opera na base da curva de carga. <sup>2-3</sup> Máquinas que operam intermitentemente (<sup>2</sup> Scannia/BR – 288 [kW], 1 800 [rpm]; <sup>3</sup> Zichai/RPC – 1 [MW], 720 [rpm])

A Tabela 2 destaca uma característica comum às usinas isoladas do Amazonas, qual seja, o alto consumo específico. Isso pode ser explicado pelo baixo fator de carga, ou seja, em geral, a potência instalada dos grupos é muito maior do que a potência média gerada. Coincidentemente, o sistema da Região Norte tem uma grande diversidade de fabricantes de motores no seu parque gerador (Figura 3), o que contribui para ampliar os problemas logísticos de manutenção. Acre e Pará sofreram interiorização populacional mais profunda do que o Amazonas e, portanto, têm maior malha rodoviária consolidada. Em vista disso, as concessionárias destes estados desmembraram em dois ou três os centros de gerenciamento de seus sistemas, o que não ocorreu no Amazonas (ANEEL, 2001). Todos os insumos necessários para o funcionamento das usinas do interior amazense dependem do almoxarifado localizado na capital.

<sup>4</sup> Relativo à energia no período medido, dado pela equação (10) Capítulo 4, com o PCI do óleo diesel 43 000 [kJ/kg].

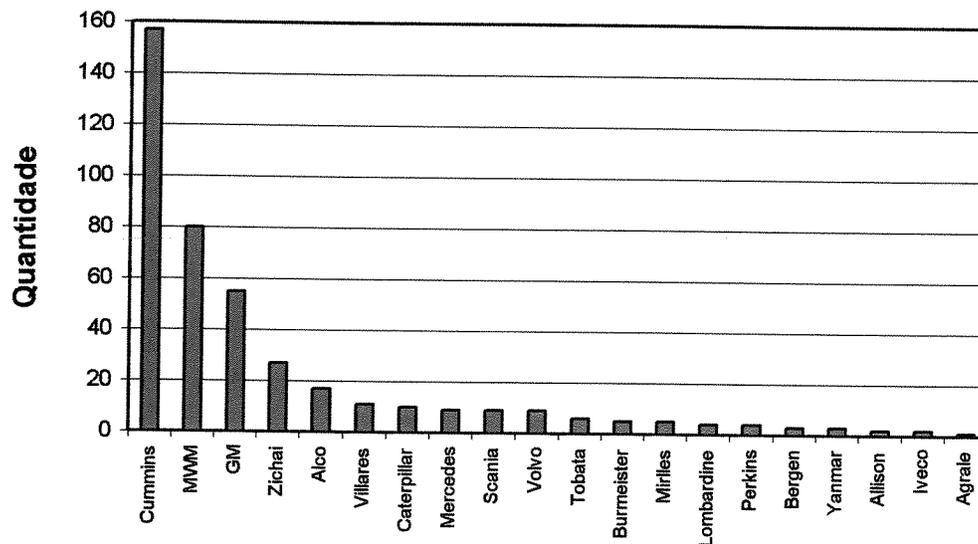


Figura 3. Marcas de motores que compõem o parque gerador da Região Norte (ANEEL, 2001).

Afora o fato de que os maiores números de eficiência de conversão da Tabela 2 são relativos às máquinas mais novas dos respectivos parques geradores, as visitas mostraram que essas centrais possuem programas de manutenção preventiva bem planejados, estoque de peças originais e pessoal com treinamento atualizado. No Acre e no Pará, o produtor independente opera em regime de terceirização, o que adiciona ainda ao rol de justificativas para o estabelecimento de boa imagem operacional dos sistemas, razões de *marketing* empresarial. Por outro lado, as usinas do sistema do Amazonas só sofrem manutenção quando param por quebras. Daí a existência de mais potência instalada ociosa perante a carga do sistema. Assim, as máquinas operam em regime de rodízio, mas sem critérios que procurem adequar o fator de carga ótimo do próximo grupo a operar com a carga do ponto de sincronismo. As únicas exceções são os grupos maiores, que trabalham sob relativa continuidade na base dos sistemas.

Nas Figuras 4 a 23 se têm as curvas de carga das máquinas e as curvas globais dos conjuntos de máquinas das usinas, em um dia típico de operação. Nessas curvas, os cortes assinalam saídas abruptas dos sistemas, devido a falhas diversas. As curvas globais foram geradas somando as curvas das máquinas. A expressão da carga é a potência gerada por cada grupo. Seus valores

foram obtidos pelo produto da média dos valores de energia medidos nos extremos dos intervalos de tempo de quinze minutos e este intervalo de tempo.

### 3.2.1 Curvas de Carga da UTE Careiro-Castanho – Amazonas

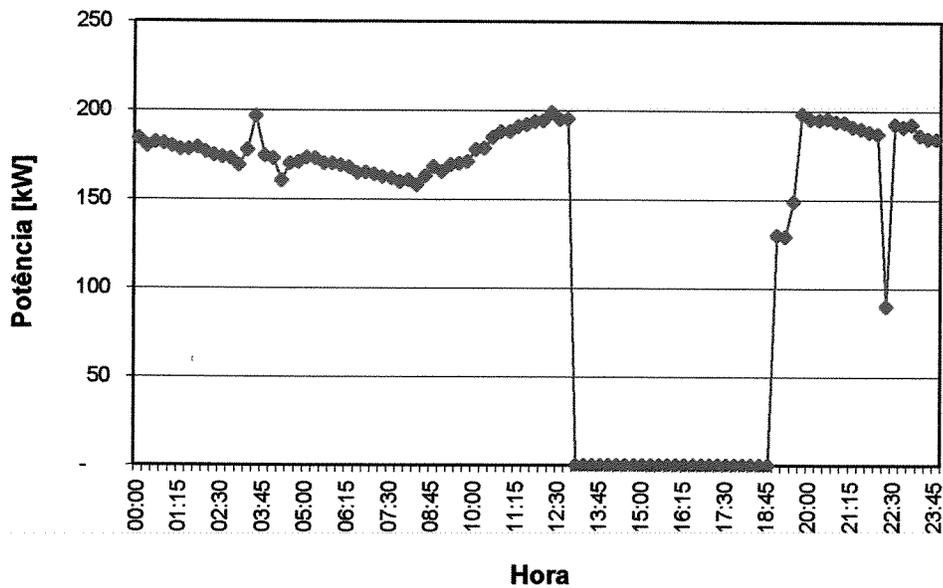


Figura 4. Curva de carga da máquina 01 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 350 [kW], 1 800 [rpm]).

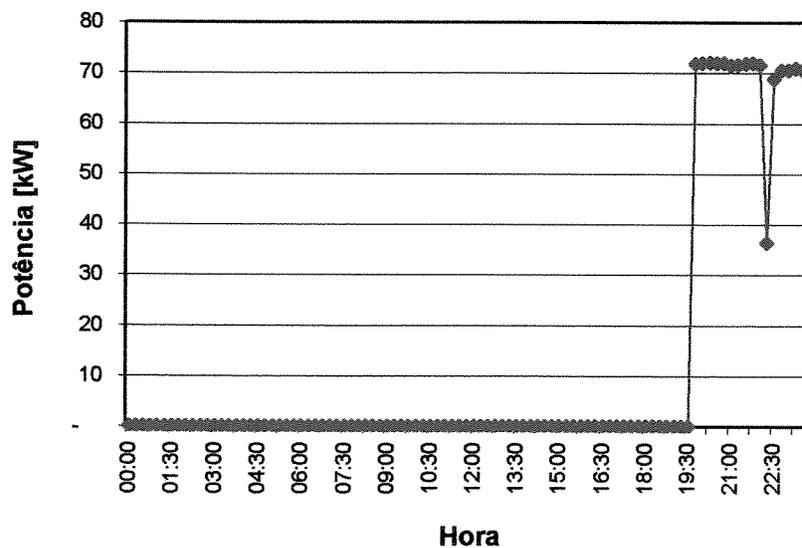


Figura 5. Curva de carga da máquina 02 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Cummins-Negrini/BR, 320 [kW], 1 800 [rpm]).

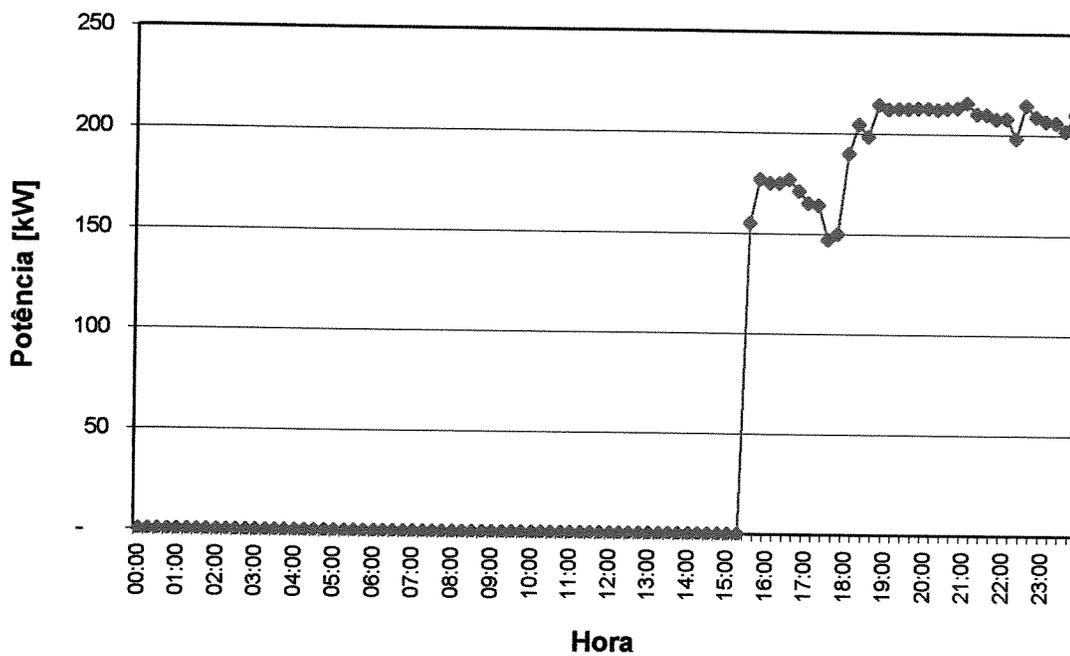


Figura 6. Curva de carga da máquina 03 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 350 [kW], 1 800 [rpm]).

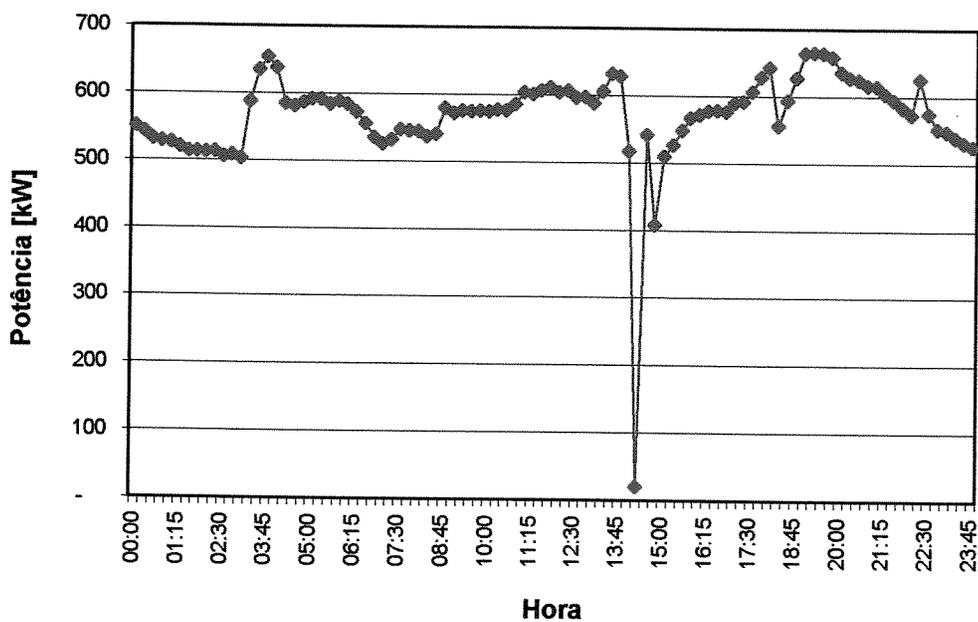


Figura 7. Curva de carga da máquina 04 da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico (Zichai/RPC, 1 [MW], 720 [rpm]).

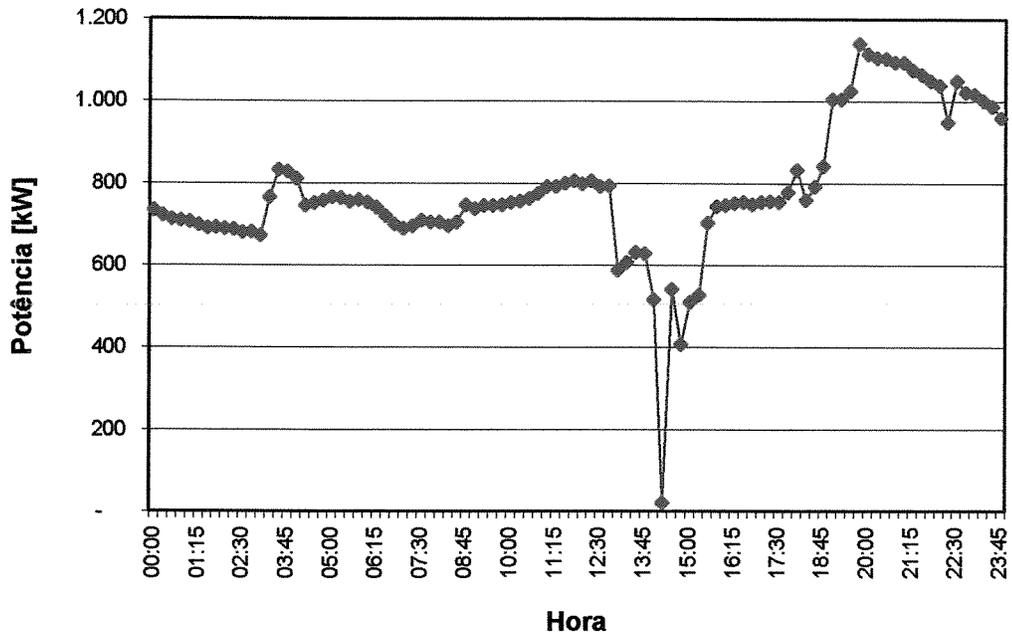


Figura 8. Curva de carga global da UTE Careiro-Castanho, AM, de um dia típico.

### 3.2.2 Curvas de Carga da UTE Eirunepé – Amazonas

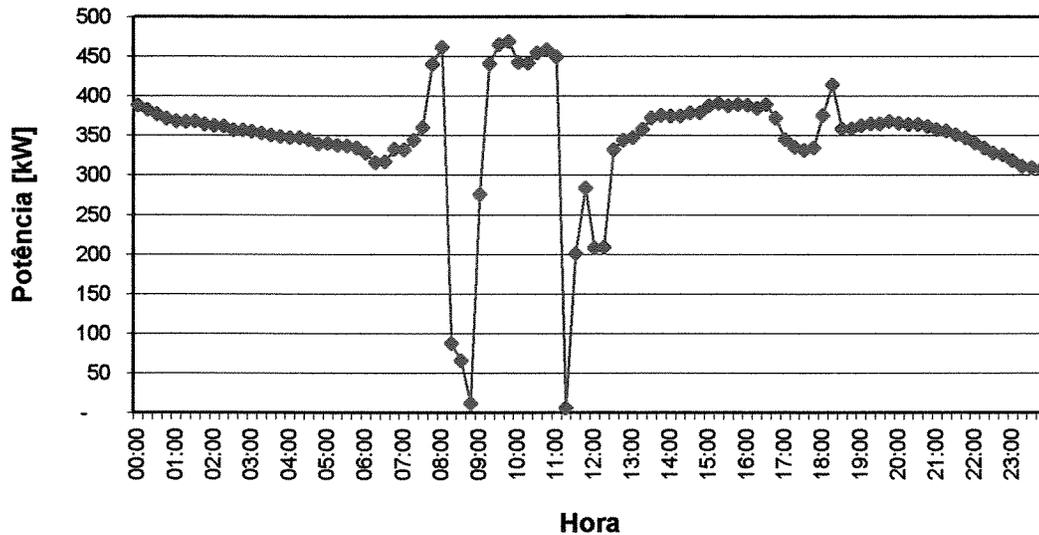


Figura 9. Curva de carga da máquina 03 da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 1,1 [MW], 1 800 [rpm]).

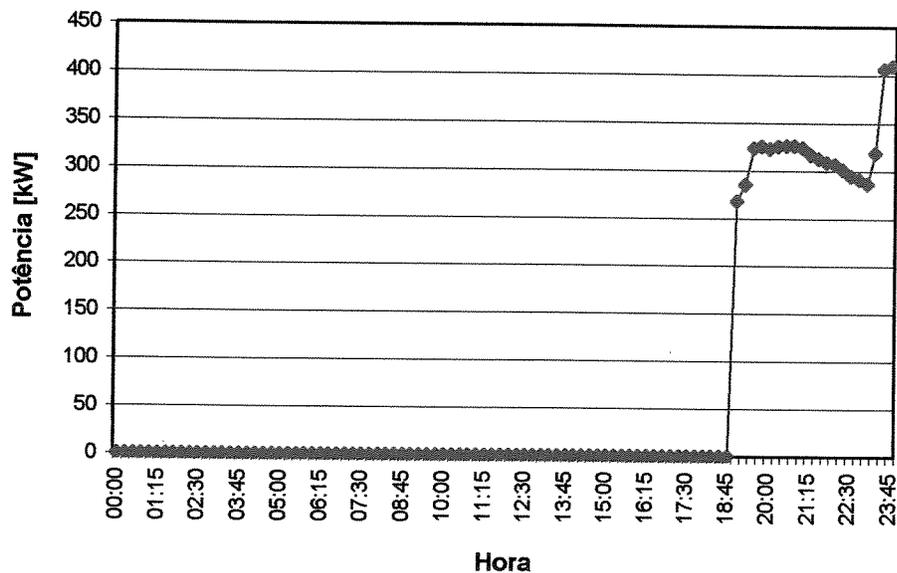


Figura 10. Curva de carga da máquina 04 da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 1,1 [MW], 1 800 [rpm]).

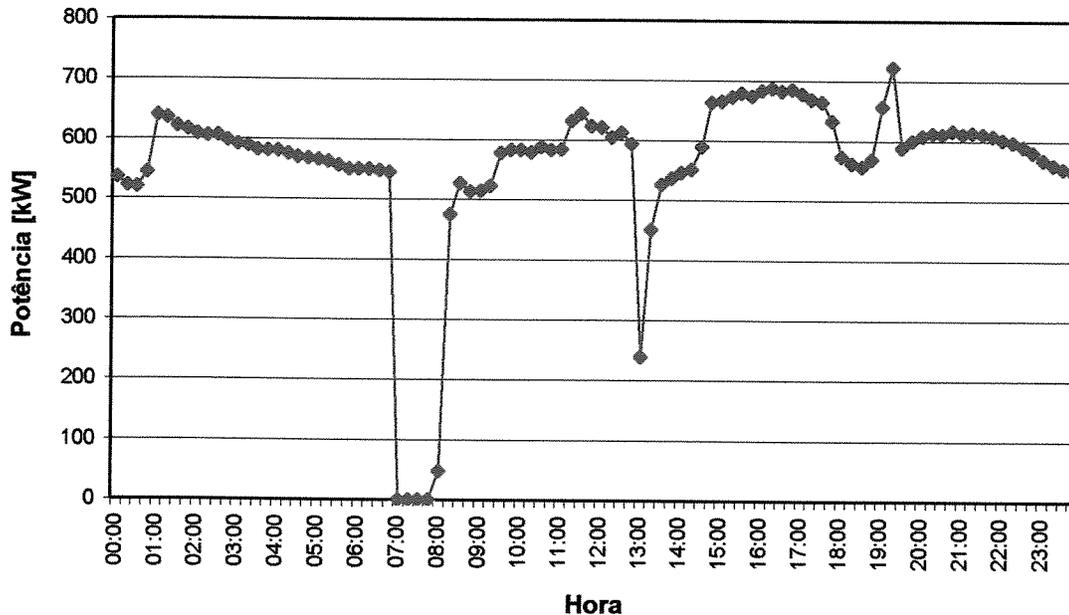


Figura 11. Curva de carga da máquina 05 da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico (Zichai/RPC, 1 [MW], 720 [rpm]).

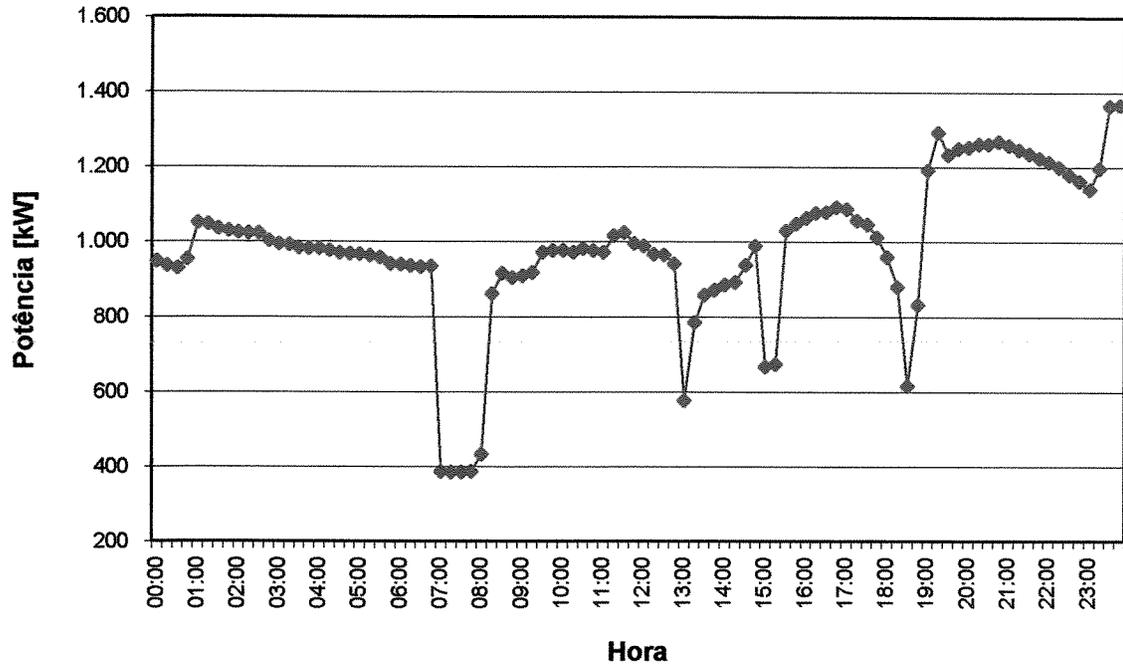


Figura 12. Curva de carga global da UTE Eirunepé, AM, de um dia típico.

### 3.2.3 Curvas de Carga da UTE Manicoré – Amazonas

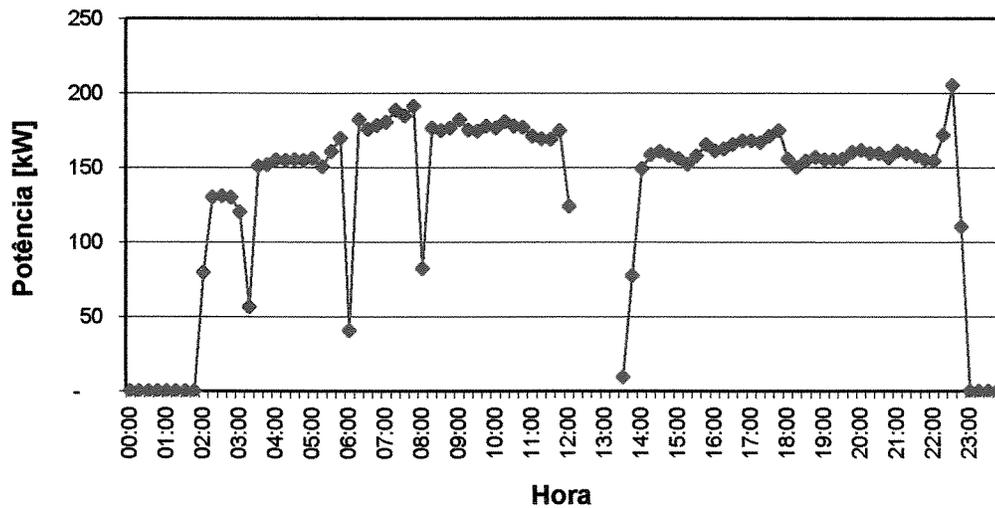


Figura 13. Curva de carga da máquina 01 da UTE Manicoré, AM, de um dia típico (MWM-Toshiba/BR, 536 [kW], 720 [rpm]).

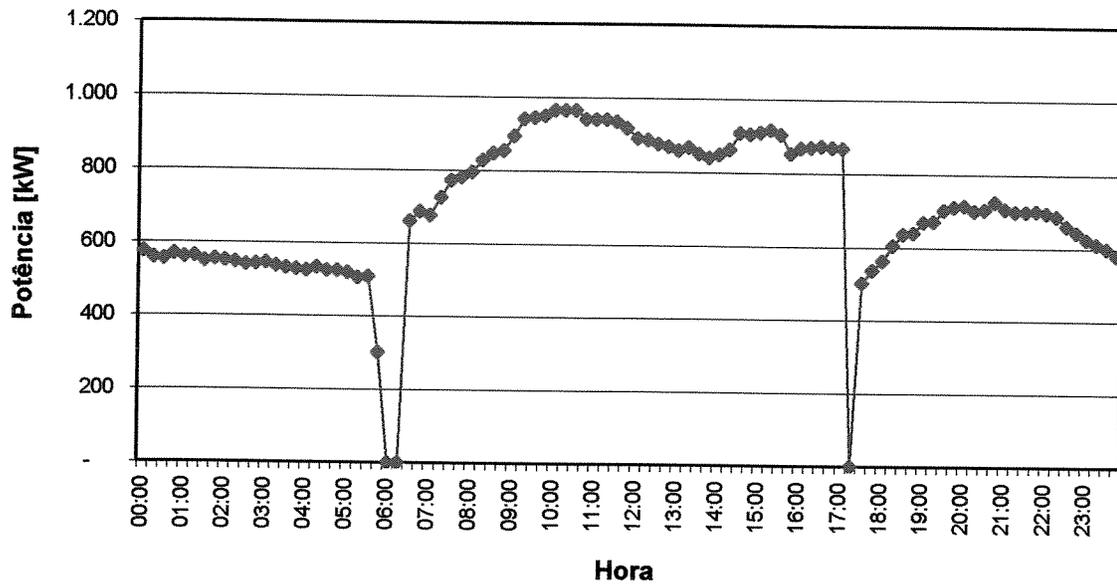


Figura 14. Curva de carga da máquina 04 da UTE Manicoré, AM, de um dia típico (GM-Rockwell/EUA, 940 [kW], 720 [rpm]).

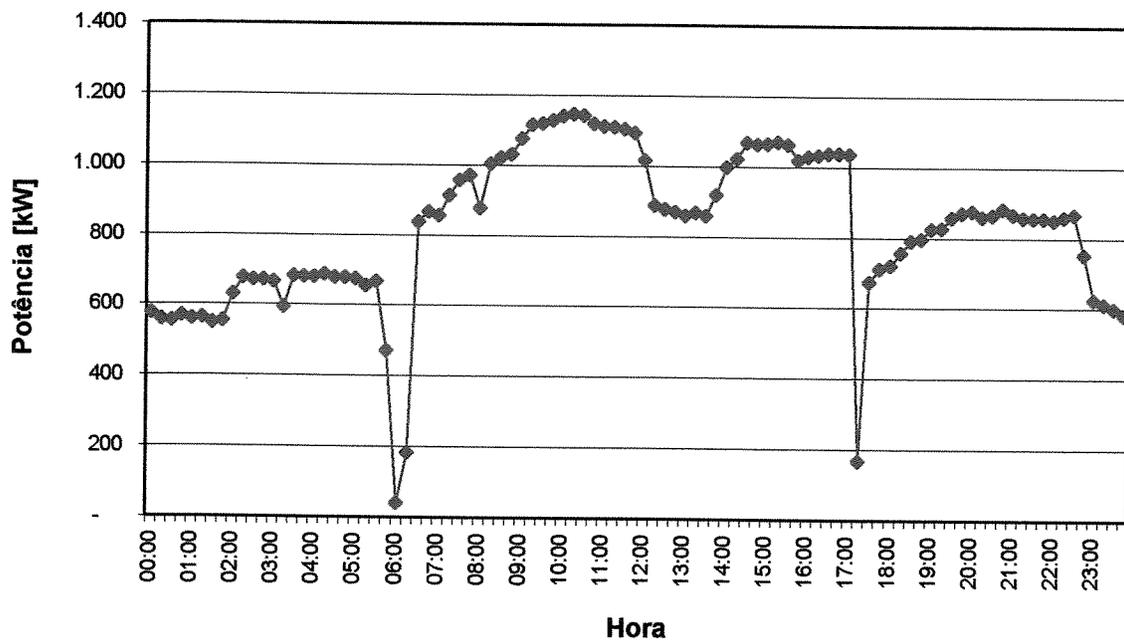


Figura 15. Curva de carga global da UTE Manicoré, AM, de um dia típico.

### 3.2.4 Curvas de Carga da UTE Tarauacá – Acre

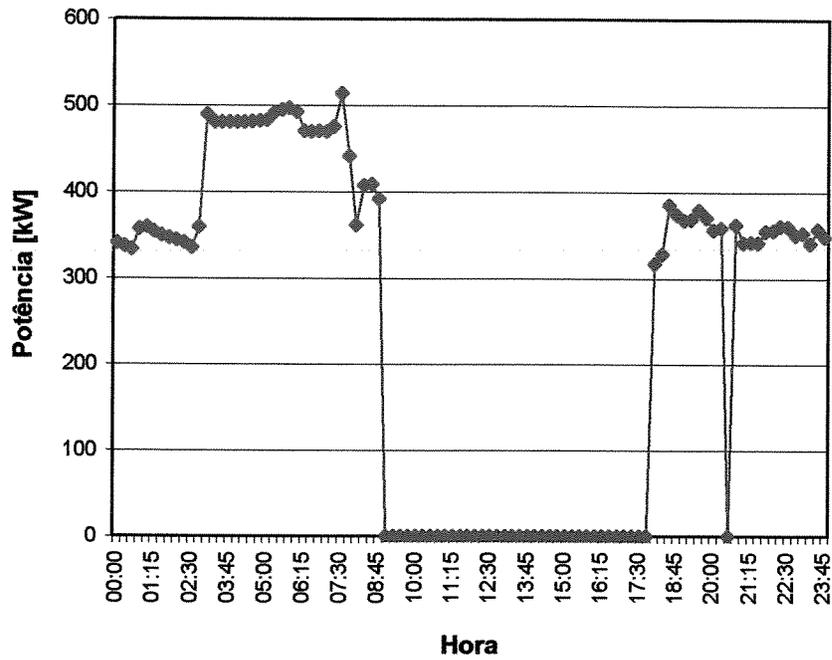


Figura 16. Curva de carga da máquina 01 da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico (Caterpillar/BR, 725 [kW], 1 800 [rpm]).

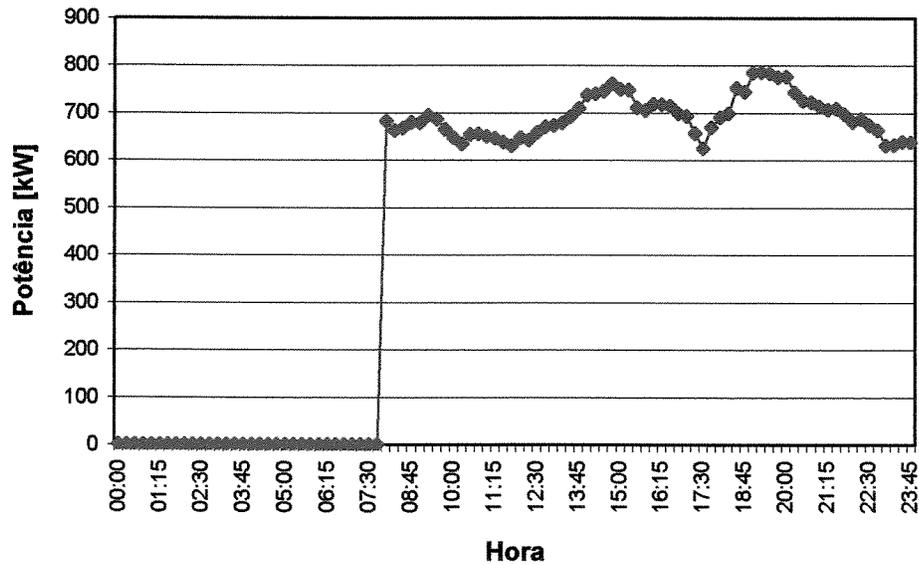


Figura 17. Curva de carga da máquina 03 da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico (GM-Eliott/EUA, 1 [MW], 720 [rpm]).

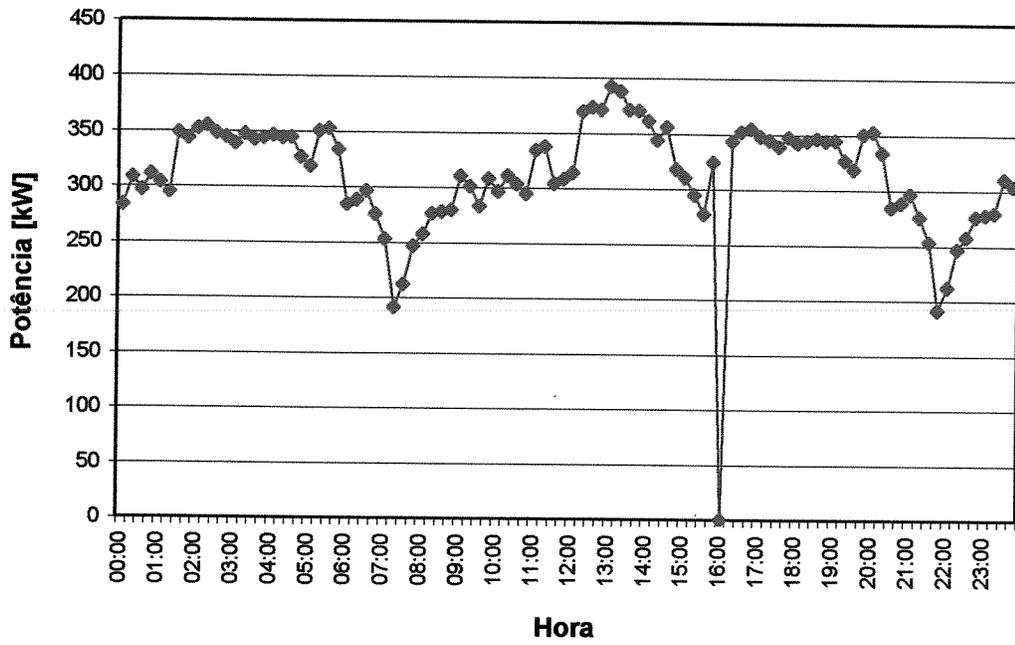


Figura 18. Curva de carga da máquina 04 da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico (Cummins-Onan/BR, 500 [kW], 1 800 [rpm]).

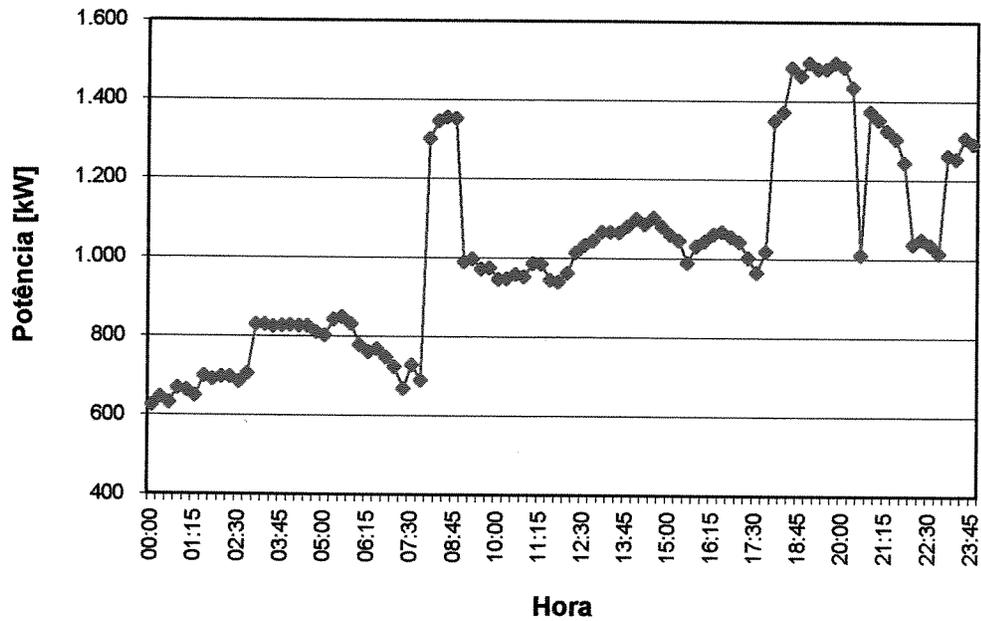


Figura 19. Curva de carga global da UTE Tarauacá, AC, de um dia típico.

### 3.2.5 Curvas de Carga da UTE Salvaterra – Pará

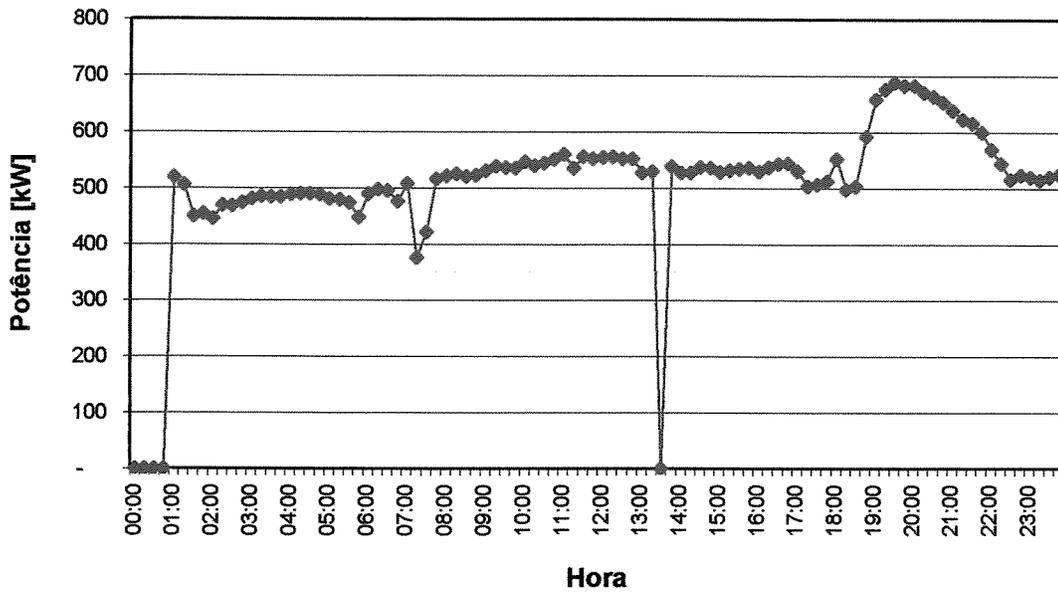


Figura 20. Curva de carga da máquina 01 da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico (Guascor/ES, 920 [kW], 1 800 [rpm]).

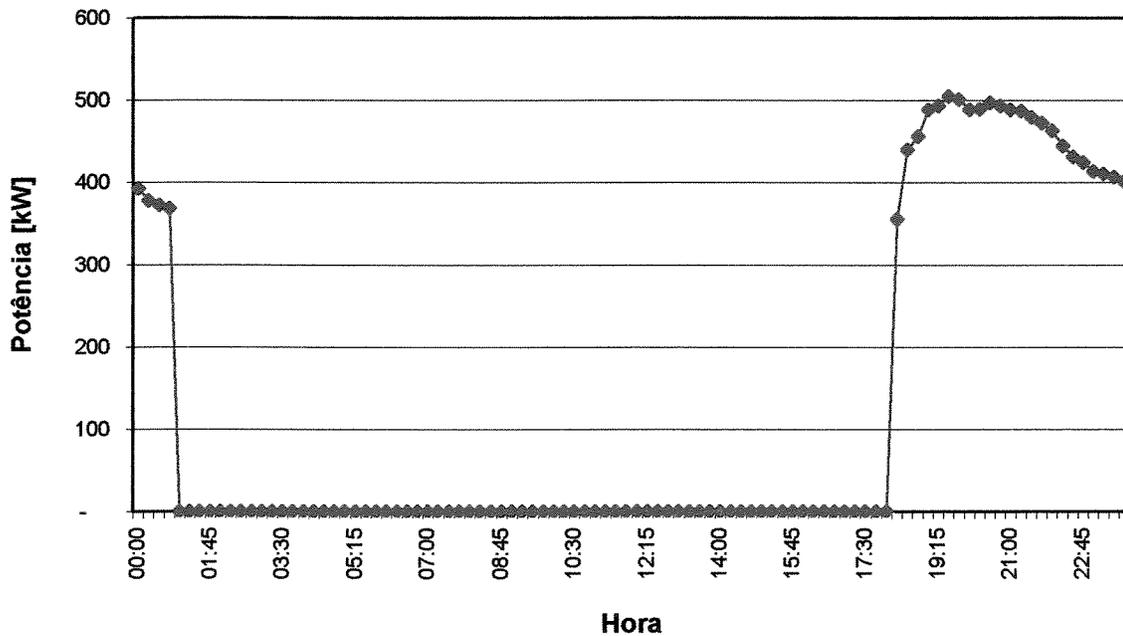


Figura 21. Curva de carga da máquina 03 da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico (Guascor/ES, 665 kW, 1 800 [rpm]).

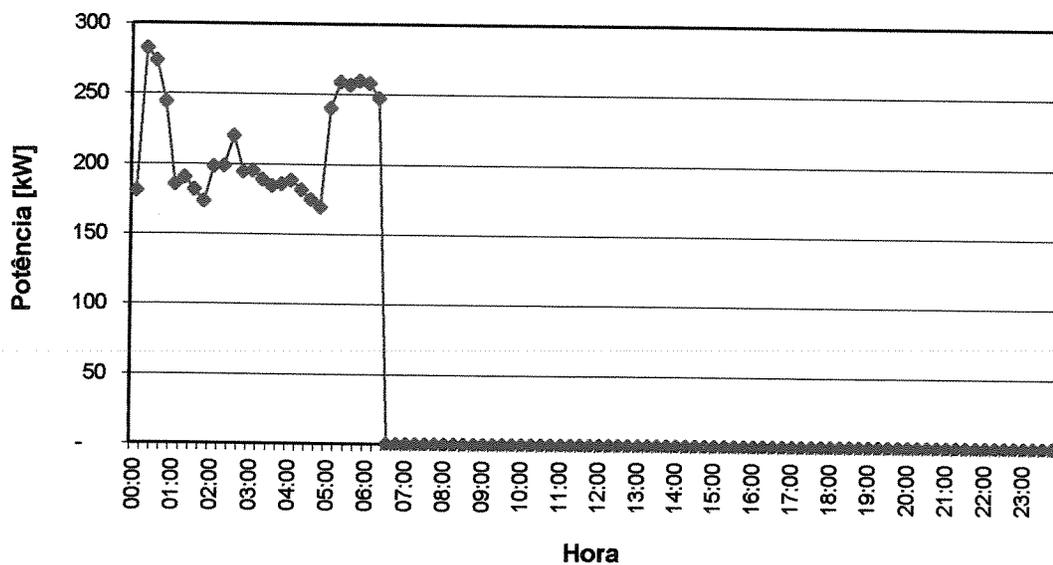


Figura 22. Curva de carga da máquina 04 da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico (Guascor/ES, 368 [kW], 1 800 [rpm]).

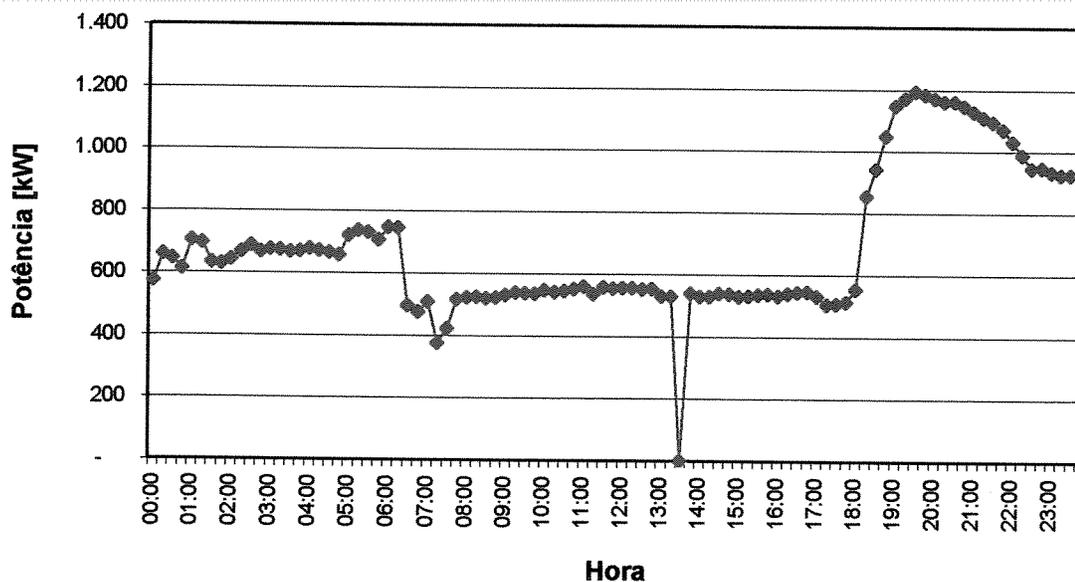


Figura 23. Curva de carga global da UTE Salvaterra, PA, de um dia típico.

### 3.2.6 Análise Comparativa das Curvas de Carga

As usinas da Tabela 2 atendem importantes pólos geográficos no interior amazônico: alto Rio Solimões (UTE Careiro-Castanho, AM), alto Rio Juruá (UTE Eirunepé, AM, e UTE Tarauacá,

AC), médio Rio Madeira (UTE Manicoré) e foz do Rio Amazonas (UTE Salvaterra, Ilha de Marajó, PA). São todas usinas situadas na calha ou no entorno do grande Rio Amazonas,<sup>5</sup> áreas que concentram a maior parcela da população amazônica (Figuras 70 e 71, Apêndice A). Assim é que as potências médias geradas por seus sistemas estão na faixa acima de 500 [kW].

O cotejamento entre si das curvas de carga globais das usinas permite algumas inferências técnicas de caráter macro. Para tanto a Tabela 3, que segue, expõe alguns números, extraídos das Figuras 4 a 23. Levou-se em conta que as potências médias geradas das cinco centrais são fundamentalmente da mesma ordem de grandeza, quando considerado que, diferentemente das potências médias geradas determinadas pelo critério dado na nota de rodapé nº. 1, aqui não se comparam os períodos transitórios.<sup>6</sup> As diferenças de fatores de carga entre as Tabelas 2 e 3 mostram que a questão da ineficiência operacional das centrais na Amazônia é ainda maior do que os fatores de carga da Tabela 2 permitem supor, porque aqui são descontados os períodos que não representam a operação contínua dos grupos. Particularmente, as usinas de Eirunepé, Tarauacá e Salvaterra, são das que apresentam fator de carga inferior que o menor dentre os fatores de seus grupos-geradores na Tabela 2. A operação sob fator de carga média inferior a 50 % é o grande motivo da baixa lucratividade das centrais amazônicas, conforme se pode concluir pelo estudo de custo de geração de uma central autônoma desenvolvido no Capítulo 7. A perdurar este quadro, não há como justificar uma futura extinção do subsídio à geração pela Conta de Consumo de Combustível (CCC).

No tocante à relação entre o formato das curvas de carga e o perfil de seus mercados consumidores, pode-se dizer que se assemelham, por possuírem uma ponta de carga noturna. A única exceção é Manicoré, com duas pontas, a maior delas de manhã. Esta ponta, porém, não é comum, mesmo neste município, porque foi ocasionada por problemas com o grupo 04 da usina (Figura 14), justamente a máquina que opera na base do sistema, como se destaca da Tabela 3.

---

<sup>5</sup> Para a geografia oficial brasileira, o Rio Amazonas nasce no encontro dos rios Solimões e Negro. Grande Rio Amazonas se refere ao rio internacional que nasce no sul do Peru.

<sup>6</sup> O que explica as diferenças entre os fatores de carga individuais dos grupos na Tabela 2 e os fatores de carga médios da Tabela 3.

**Tabela 3. Principais características das curvas de carga globais das usinas selecionadas**

UTE	Potência [kW]			Hora da ponta	Tipo de curva de carga
	Nominal	Média	Fator de carga médio		
Careiro-Castanho – AM	2 228	850	0,381	20h00min	Estável com ascensão somente na ponta de carga noturna
Eirunepé – AM	4 200	1 150	0,274	23h45min	Estável com ascensão somente na ponta de carga noturna
Manicoré – AM	1 536	800	0,521	10h00min 21h00min	Ascensão em duas pontas de carga (matutina e noturna)
Tarauacá – AC	2 225	810	0,364	20h00min	Continuamente ascendente até a ponta noturna
Salvaterra – PA	1 953	890	0,456	20h00min	Estável com ascensão somente na ponta de carga noturna

### 3.3. Dimensão do Setor de Refrigeração Industrial no Estado do Amazonas

Na Tabela 4 são relacionados os municípios do Amazonas que dispõem de instalações de armazenagem frigorificada e fábricas de gelo, com suas capacidades, em massa e carga térmica, todos utilizando a tecnologia de compressão de vapor.<sup>7</sup> A Tabela 4 também lista as pontas de carga dos mesmos municípios, visando comparações com as demandas de potência elétrica. As demandas são obtidas das cargas térmicas totais, ambas dispostas na última linha da tabela, por:

$$\dot{D}_{pe} = \gamma \left( \frac{\sum CT}{COP} \right) \quad (1)$$

Em (1), é assumido um coeficiente de performance (COP), definido pela equação (61), Capítulo 5, com o valor 3,5 (Neves, 2000); e  $\gamma = 3,517$  [kW/TR].

A Tabela 4 mostra a significância da capacidade de estocagem em massa dos municípios de Itacoatiara (310 km ao sul de Manaus) e Iranduba (83 km a oeste de Manaus). Juntos estes municípios têm capacidade em câmaras de estocagem correspondente a 62,6 % do total estadual (3 865 [t/dia]), enquanto Manaus só responde por 1,16 % do total.

**Tabela 4. Infraestrutura de conservação de alimentos do Estado do Amazonas (2000)**

Município	Ponta de Carga [kW]	Câmaras de espera			Câmaras de estocagem			Túneis de congelamento			Fábricas de gelo		
		n.º	Capacidade		n.º	Capacidade		n.º	Capacidade		n.º	Capacidade	
			Massa [t/dia]	CT <sup>1</sup> [TR]		Massa [t/dia]	CT <sup>1</sup> [TR]		Massa [t/dia]	CT <sup>1</sup> [TR]		Massa [t/dia]	CT <sup>2</sup> [TR]
Amaturá	410	—	—	—	1	20	16,4	1	2	1,2	1	6	7,1
Anori	685	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—
Apuí	975	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—
Autazes	1 230	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	6	7,1
Barcelos	710	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	2	2,4
Barreirinha	685	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	2	31,9
Benj. Constant	1 550	—	8	6,6	1	20	16,4	1	2	1,2	2	6,6	7,8
B.V. Ramos	460	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2	4	4,7
Boca do Acre	1 893	1	45	36,8	1	30	24,7	—	—	—	1	10	11,8
Borba	1 580	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2	1	1,2
Carauari	1 735	—	—	—	1	20	16,4	1	2	1,2	1	6	7,1
Car.-Castanho	1 309	—	—	—	1	20	16,4	1	2	1,2	1	6	7,1
Coari	3 906	1	15	12,3	2	80	65,6	2	5	3,0	3	9	10,6
Codajás	1 280	1	10	8,3	2	28	23,0	1	2	1,2	2	11	13,0
Eirunepé	1 635	—	—	—	1	19	15,7	—	—	—	1	6	7,1
Envira	510	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	6	7,1
Humaitá	3 426	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	6	7,1
Irlanduba	5 170	—	—	—	6	1 400	1 113,4	—	—	—	2	65	2,4
Itacoatiara	9 759	1	30	24,6	6	1 020	818,2	3	38	22,7	3	65	76,8
Lábrea	1 876	3	7	5,8	5	58	47,6	1	2	1,2	3	33	39,0
Manacapuru	8 107	2	40	32,7	6	843	679,0	4	61,5	36,7	2	121,6	143,7
Manaus	—	3	50	40,9	4	45	36,9	3	7,11	4,2	8	367	433,8
Manicoré	1 815	—	—	—	3	58	47,6	—	—	—	3	32	37,8
Maués	2 712	—	—	—	2	50	41,1	—	—	—	2	6	7,1
Nhamundá	580	—	—	—	1	20	16,4	1	2	1,2	1	6	7,1
Novo Airão	780	—	—	—	1	20	16,4	1	2	1,2	1	6	7,1
Parintins	8 186	2	30	24,6	3	66	54,1	2	77	45,9	4	69	81,6
P. Figueiredo	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	6	7,1
S.P. Olivença	845	—	—	—	1	20	16,4	1	2	1,2	1	6	7,1
Tabatinga	4 020	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	7	8,3
Tefé	5 318	4	47	38,4	3	28	23,0	—	—	—	4	13	15,4
Urucará	860	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	6	7,1
<b>Total</b>	<b>74 007</b>	<b>18</b>	<b>282</b>	<b>231</b>	<b>51</b>	<b>3 865</b>	<b>3 105</b>	<b>23</b>	<b>440</b>	<b>122</b>	<b>60</b>	<b>896</b>	<b>1 059</b>
<b>Demanda de potência [kW]</b>			<b>232</b>				<b>3 122</b>			<b>123</b>			<b>1 065</b>

Fontes: Instalações frigoríficas – SEBRAE/INPA (2000). Pontas de carga – DOT/DFC/CEAM (2000). Notas: <sup>1</sup> As cargas térmicas (CT) de câmaras de espera, câmaras de estocagem e túneis de congelamento (preparo de produtos para as câmaras) foram estimadas pela metodologia expedita exposta no Apêndice B. <sup>2</sup> As cargas térmicas (CT) das fábricas de gelo foram estimadas pelos fatores 1,182 [TR/(t/dia)] – que considera a entalpia (energia) de fusão do gelo (332,79 [kJ/kg]) e o fator 1,1 – face aos consumos secundários da instalação (Costa, 1982).

<sup>7</sup> Sistema de refrigeração baseado no emprego de um único fluido agindo como refrigerante e um compressor que produz o aumento de pressão necessário para produzir o efeito frigorífico desejado.

Um aspecto de interesse estatístico se depreende dos totais da última linha da Tabela 4. Ali aparece que, apesar de sua grande capacidade de armazenagem total, os segmentos câmara de espera e câmara de estocagem (4 147 [t/dia]) impõem pouca demanda elétrica (3,35 [MW]) à potência instalada de todo o Sistema CEAM, 100 [MW] (CEAM, 2000). Igualmente pequenas são as demandas dos segmentos túneis (0,12 [MW]) e fábricas de gelo (1,07 [MW]). Obviamente, estes valores só seriam significativos se o sistema amazonense fosse interligado. Mas há municípios em que individualmente a demanda total das instalações frigoríficas é proporcionalmente grande. Esta configuração pode ser visualizada na Figura 24, onde se têm relações entre a demanda elétrica total dos quatro segmentos frigoríficos e a ponta de carga das usinas das agências CEAM. Esta figura foi obtida das informações da Tabela 4, a menos dos municípios Anori e Apuí, cujas instalações frigoríficas estavam paralisadas há época do levantamento daqueles dados, e Manaus e Presidente Figueiredo, que não integram o Sistema CEAM.

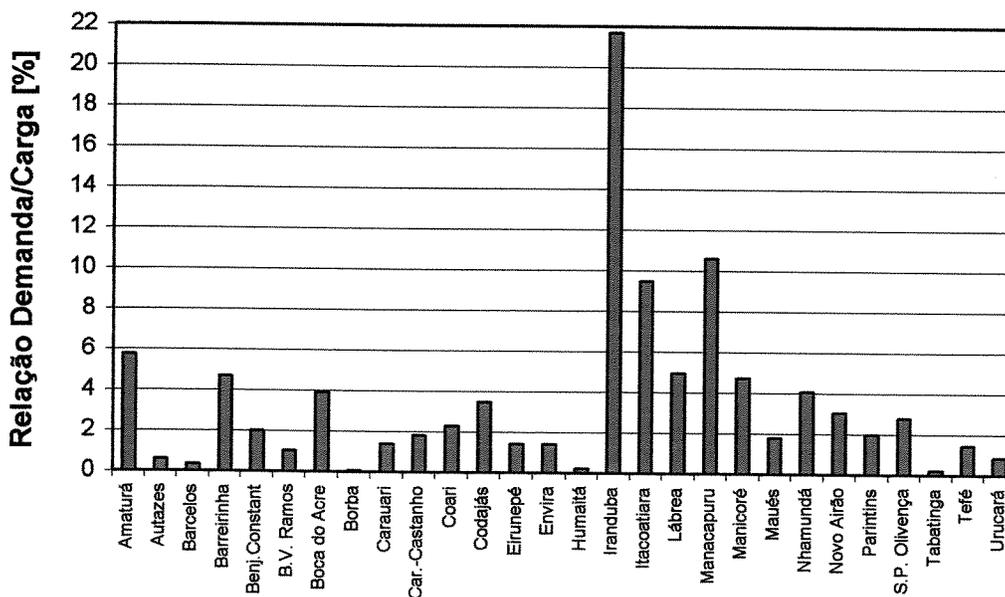


Figura 24. Distribuição das relações demanda total/ponta de carga das instalações frigoríficas do interior do Amazonas.

No universo dos municípios da Figura 24, 75 % têm relação demanda total/ponta de carga no intervalo de 1 % a 11 %. O segundo grupo significativo contém 36 % do total de municípios,

com a relação no intervalo de 3 % a 11 %. Não foi incluído nestes dois grupos o município de Iranduba, cuja relação se destaca como praticamente o dobro do limite superior do grupo de 75 %, com o valor de 21,7 %. A magnitude das relações demanda total/ponta de carga, na medida em que espelham o peso de suas instalações frigoríficas nos respectivos sistemas elétricos, fornece argumentos para a inserção da cogeração nas usinas, assunto discutido nas próximas seções.

### **3.4 Configuração do Setor Pesqueiro no Estado do Amazonas**

Na Amazônia, a pesca de água doce é uma atividade econômica que oscila entre o artesanal, feita pelos ribeirinhos em canoas, à pesca empresarial, explorada por companhias com equipamentos e recursos para tanto. A importância da pesca no Amazonas aparece nitidamente nos números de trabalhadores envolvidos na atividade, 45 000 indivíduos (JIRCA e IDAM, 2002), da ordem de tantos quantos, hoje, são empregados no Distrito Industrial da Zona Franca de Manaus (SUFRAMA, 2002), ressaltando-se que a Capital concentra por volta de 48 % de seus habitantes.

Em ambos os casos artesanal e empresarial, porém, há carência de refrigeração para conservação adequada da captura, com conseqüências deletérias que atingem o meio ambiente. As perdas variam de 15 % a 30 %, da captura à venda, segundo estimativas (Barbosa Filho, 1998).

Manaus é o destino da produção pesqueira no Amazonas, com um consumo per capita entre 38,4 a 55,0 [kg/hab.ano], o mais alto do Brasil. A título de ilustração, na cidade de São Paulo o consumo é de 3,14 [kg/hab.ano] (Pretere Jr., 2000). Peixe é uma importante fonte de proteínas para o povo amazonense, capturado em vários municípios (Tabelas 28a – 28d, Apêndice A). A captura é feita em barcos que não se afastam mais do que um dia de viagem das sedes municipais, porque não produzem o próprio gelo para suas câmaras (Falabella, 1995). A instalação de equipamentos de refrigeração nas embarcações regionais permitiria o aumento do raio de ação dos barcos, o que aliviaria a pressão sobre o habitat das espécies locais. A captura nas áreas próximas aos municípios está levando as espécies de consumo intensivo ao deplecionamento, daí porque há relatos de barcos que jogam às águas grandes volumes de peixes de menor valor comercial capturadas, quando outro barco informa ter encontrado cardumes de espécies consideradas nobres.

Os números oficiais da produção pesqueira do Amazonas apontam para 200 000 [t/ano]. Não são considerados confiáveis pelos pesquisadores da área, o que leva a que esses os estimem

por amostragens de pontos de compra e venda, como os da Tabela 5, transcrita da compilação das agências JICA e IDAM (2002), de dados de vários autores. O total estimado nesta tabela para o ano 2000, 66 200 [t/ano], tem ordem de grandeza coerente com os números das capacidades de armazenagem do segmento câmaras de espera e com o volume de gelo produzido, da Tabela 4, mas não com a capacidade instalada de câmaras de congelamento, que alcança média da ordem de 927 600 [t/ano]. Isso faz sentido, se observado que a grande capacidade restante deste segmento da infraestrutura é utilizada na conservação de longo prazo de outros produtos alimentícios – carnes, frutas e hortifrutigranjeiros, em geral, importados pelo Estado do Amazonas.

**Tabela 5. Estimativa da produção pesqueira do Estado do Amazonas**

Descrição	Dados disponíveis		Estimativa para o ano 2000 [t]
	Valor [t/ano]	Ano	
<b>Portos de desembarque</b>			
Manaus	44 606	1996/99	37 000
Manacapuru	414	1996	1 000
Parintins	570	1996	800
Itacoatiara	1 641	1996	1 700
Maués	664	1999	700
Tefé	1 491	1999	1 500
Coari	1 028	1983	1 000
Benjamin Constant/Tabatinga	2 121	1983	2 000
<b>Exportação, criação e produção</b>			
Exportação para outros estados	5 643	2000	19 000
Aqüicultura	1 255	1999	1 500
Produção de todos os municípios	48 500	1997	—
<b>Total</b>	—	—	<b>66 200</b>

Fonte: JICA/IDAM (2002)

### 3.5 Oportunidades Globais para a Inserção da Refrigeração por Absorção no Amazonas

Dadas as carências evidenciadas no setor pesqueiro, há oportunidades para produção de gelo e frio industrial no interior do Amazonas visando esse segmento econômico. No caso do gelo, as oportunidades estão tanto em terra como nos barcos de pesca. Em terra, as oportunidades se encontram nas próprias usinas do Sistema CEAM, assunto discutido na seção 3.7.

Ainda não houve investimento na introdução de novas tecnologias de conservação nos barcos de pesca regionais, visando à mudança das práticas predatórias da pesca na Amazônia. Em

termos tecnológicos, as máquinas de refrigeração podem ser do tipo convencional por compressão de vapor, que têm as vantagens da compactidade, praticidade operacional, adaptação às severas condições da navegação, manutenção simples e de baixo custo e baixos custos de investimento e operacional, mas que exigem energia elétrica para operar. Também, hoje é possível usar unidades de absorção compactas e de pequenas capacidades frigoríficas do mercado internacional, que utilizam como fonte térmica os rejeitos de motores de combustão interna, como descrito na compilação de estudos da Universidade Federal do Amazonas coordenada por Cortez (1998). No Brasil não há fabricantes dessas unidades, senão de unidades industriais (Milanés, 1998).

A refrigeração por absorção em cogeração nas usinas do Sistema CEAM é particularmente interessante onde são disponíveis quantidades consideráveis de rejeitos de energia térmica, o que fornece argumentos para o planejamento estratégico dentre uma das possibilidades seguintes: aumento da capacidade das instalações frigoríficas do interior, ou substituição dos sistemas atuais por unidades de absorção. Em localidades onde já existem instalações por compressão, suas capacidades frigoríficas servem como indicação inicial para avaliação do potencial para absorção

O potencial no plano da macroeconomia amazonense requer dados de todas as agências do Sistema CEAM.<sup>8</sup> Na Tabela 6 se tem um perfil do balanço anual consolidado das agências da CEAM no ano de 1999, onde aparecem a energia elétrica vendida ao mercado consumidor e a energia gerada. Foram eliminados nesta tabela os municípios Manaus e Presidente Figueiredo, porque fazem parte do Sistema Manaus. A magnitude dos dados da Tabela 6 é mostrada em suas últimas colunas, pelas relações entre valores dessas informações. Apesar dos dados se referirem ao ano de 1999, o quadro de pequeno crescimento econômico do País desde então e, em particular, a estagnação do interior do Amazonas, não os desqualificam como espelho da situação atual. Na Tabela 6 também estão lançados grandes números indicadores do provável potencial de geração de frio de cada agência, estimados como se indicam nos próximos parágrafos.

Os números de energia elétrica da Tabela 6 apontam para uma característica do Sistema CEAM já comentada nesta tese, qual seja, sua baixa eficiência econômica, consoante as elevadas perdas comerciais de energia gerada. Assim, a fração média do total da energia vendida (última linha), 0,616, indica que o Sistema perde quase 40 % da energia total que gera. Essas perdas têm

---

<sup>8</sup> Para a CEAM, uma agência centraliza as atividades gerenciais de todas as usinas de um distrito municipal.

várias origens, num espectro que varia das razões técnicas às gerenciais (ANEEL, 2000), passando pela energia de consumo próprio das usinas. Segundo a CEAM (2000), as maiores perdas técnicas advêm dos menores grupos-geradores.

Os potenciais de refrigeração da Tabela 6 consideram o aproveitamento do total de rejeitos térmicos dos motores das usinas térmicas, soma das energias da água de refrigeração e dos produtos de combustão. Estes potenciais são determinados pela relação que segue, que considera a definição (63), Capítulo 5, para *coeficiente de performance* (COP); e a *relação calor-potência* (RCP) de Horlock (1987), cuja discussão é feita no Capítulo 6 para a equação (107). Então:

$$\bar{Q}_{evp} = \frac{E_{el. ger.} \cdot COP \cdot RCP}{\gamma \tau} \quad (2)$$

Aqui se assume para o COP de absorção a média dos valores dados pela regressão polinomial (64) da ASHRAE (Dorgan et al., 1995), Capítulo 5, para as subunidades de refrigeração RAA-1 e RAA-2 (Figura 1, Capítulo 1). O polinômio (64) fornece o COP como função das temperaturas de evaporação e condensação do ciclo de absorção, dadas na Tabela 9, Capítulo 5. RAA-1 e RAA-2 têm temperaturas de evaporação diferentes. Não obstante, ambos os COPs são próximos (Tabela 10, Capítulo 5), tal que a média é 0,385 4. O fator  $\gamma$  é o mesmo da relação (1), página 49. Para o tempo médio de operação  $\tau$  é assumido o valor 8 000 [h/ano] (Cummins, 2000). A relação calor-potência (RCP) de motores de combustão interna varia com a carga, dado a equação (107) e a Figura 25 (seção 3.6). Na Tabela 6 é usado o valor  $RCP_{75}$ , significando que este coeficiente é praticamente entre as cargas 75 [%] e 100 [%], porque neste intervalo a potência e as energias da água e dos gases do motor são praticamente constantes (Figura 25). Para tanto, foram determinados na Figura 25 os valores percentuais médios  $(\dot{E}_{refr.}/\dot{E}_{comb.}) = 23,50 \%$ ,  $(\dot{E}_{exaus.}/\dot{E}_{comb.}) = 27,50 \%$  e  $(\dot{W}_m/\dot{E}_{comb.}) = 32,00 \%$ ,<sup>9</sup> tais que  $RCP_{75} = 1,59$ .

Os potenciais de refrigeração da Tabela 6 permitem investigar seu impacto no conjunto das capacidades frigoríficas já existentes, dadas na Tabela 4. Visando isso, foram estabelecidas na

<sup>9</sup> Esta razão corresponde a uma *eficiência de conversão do combustível média*, segundo a definição (10), Capítulo 4.

Tabela 6 as colunas: (D) = (POT.REFR.)/(CAP.CÂM.ESP. + CAP.CÂM.EST. + CAP.TÚNEIS); e (E) = (POT.REFR.)/(CAP.FÁB.GELO), onde os termos (POT.REFR.) – *potencial de refrigeração* são da coluna (c) da Tabela 6; e os termos (CAP.CÂM.ESP.) – *capacidade de câmaras de espera*, (CAP.CÂM.EST.) – *capacidade de câmaras de estocagem* e (CAP.TÚNEIS) – *capacidade de túneis de congelamento*, são dados da Tabela 4.

Assim, as colunas (D) e (E) da Tabela 6 mostram que do total de trinta localidades que possuem instalações frigoríficas (segmentos câmaras e fábrica de gelo), apenas o município de Iraduba não teria potencial de refrigeração por absorção para atender ao total de capacidade de refrigeração destes três segmentos, mas apenas 53 % dessa capacidade. Neste município, no entanto, seu potencial cobriria a contento a capacidade instalada do segmento fábrica de gelo.

**Tabela 6a. Balanço consolidado e potencial de refrigeração por absorção das usinas do Sistema CEAM no ano fiscal de 1999**

Município	Energia elétrica [kWh/ano]			Potencial de refrigeração [TR]		
	Vendida (A)	Gerada (B)	(A)/(B)	Valor (C)	(D)	(E)
Alvarães	1 357 659	2 010 000	0,675	43,8	—	—
Amaturá <sup>3</sup>	1 174 456	1 765 017	0,665	38,4	2,18	5,41
Anamá	703 055	1 276 570	0,551	27,8	—	—
Anori <sup>3</sup>	2 266 793	3 166 625	0,716	69,0	—	—
Apuí <sup>3</sup>	2 291 209	4 794 100	0,478	104,4	—	—
Atalaia do Norte	1 758 813	2 816 995	0,624	61,5	—	—
Autazes <sup>3</sup>	4 024 184	6 603 229	0,609	143,8	20,25	20,25
Barcelos <sup>3</sup>	2 495 822	3 886 171	0,642	84,6	35,25	35,25
Barreirinha <sup>3</sup>	2 562 724	3 971 424	0,645	56,5	1,77	1,77
Benjamin Constant <sup>3</sup>	5 385 801	8 660 825	0,622	188,6	7,79	24,18
Beruri	1 184 536	1 853 833	0,639	40,5	—	—
Boa Vista do Ramos <sup>3</sup>	1 166 390	2 602 355	0,448	56,7	12,06	12,06
Boca do Acre <sup>3</sup>	6 433 590	10 105 113	0,637	220,1	3,58	18,65
Borba <sup>3</sup>	4 580 506	6 442 583	0,711	140,3	116,92	116,92
<b>Sub total</b>	<b>37 385 538</b>	<b>59 954 840</b>	—	—	—	—

Fonte: DOT/DFC/CEAM (2000).

**Tabela 6b. Balanço consolidado e potencial de refrigeração por absorção das usinas do Sistema CEAM no ano fiscal de 1999**

Município	Energia elétrica [kWh/ano]			Potencial de refrigeração [TR]		
	Vendida (A)	Gerada (B)	(A)/(B)	Valor (C)	(D)	(E)
<b>Sub total</b>	<b>37 385 538</b>	<b>59 954 840</b>	—	—	—	—
Caapiranga	879 519	1 318 210	0,667	28,7	—	—
Canutama	1 564 274	2 180 744	0,717	47,5	—	—
Carauari <sup>3</sup>	5 918 036	8 406 599	0,704	183,1	10,40	25,79
Careiro-Castanho <sup>3</sup>	3 461 078	6 028 911	0,574	131,3	7,46	18,49
Careiro da Várzea	1 056 120	1 555 392	0,679	33,9	—	—
Coari <sup>3</sup>	13 824 211	21 377 500	0,647	465,6	5,75	43,92
Codajás <sup>3</sup>	4 158 887	6 805 873	0,611	148,2	4,56	11,40
Eirunepé <sup>3</sup>	5 193 666	7 121 696	0,729	155,1	9,88	21,84
Envira <sup>3</sup>	1 746 178	2 583 055	0,676	56,3	7,93	7,93
Fonte Boa	2 962 920	4 289 750	0,691	93,4	—	—
Guajará	1 041 695	1 783 357	0,584	38,8	—	—
Humaitá <sup>3</sup>	11 966 785	19 224 542	0,622	418,7	58,97	58,97
Ipixuna	1 252 690	2 554 024	0,490	55,6	—	—
Iranduba <sup>3</sup>	14 863 243	27 273 965	0,545	594,0	0,53	247,50
Itacoatiara <sup>3</sup>	35 984 030	53 290 539	0,675	1 160,7	1,34	15,11
Itamarati	775 343	1 380 290	0,562	30,1	—	—
Itapiranga	1 944 138	2 974 540	0,654	64,8	—	—
Japurá	1 041 249	2 058 922	0,506	44,8	—	—
Juruá	871 216	1 098 336	0,793	23,9	—	—
Jutai	1 629 232	3 837 836	0,424	83,6	—	—
Lábrea <sup>3</sup>	6 832 974	10 754 006	0,635	234,2	4,29	6,00
Manacapuru <sup>3</sup>	25 677 386	45 921 425	0,559	1000,2	1,34	6,96
Manaquiri	1 347 859	2 001 300	0,673	43,6	—	—
Manicoré <sup>3</sup>	6 353 052	8 540 462	0,744	186,0	3,91	4,92
Maraã	920 761	1 748 016	0,527	38,1	—	—
Maués <sup>3</sup>	9 270 919	13 656 944	0,679	297,4	7,24	41,89
Nhamundá <sup>3</sup>	2 200 883	3 239 988	0,679	70,6	4,01	9,94
Nova Olinda do Norte	3 370 305	5 093 440	0,662	110,9	—	—
Novo Airão <sup>3</sup>	2 263 282	3 834 551	0,590	83,5	4,74	11,76
Novo Aripuanã	2 512 884	4 569 163	0,550	99,5	—	—
<b>Sub total</b>	<b>210 270 353</b>	<b>336 458 216</b>	—	—	—	—

Fonte: DOT/DFC/CEAM (2000).

**Tabela 6c. Balanço consolidado e potencial de refrigeração por absorção das usinas do Sistema CEAM no ano fiscal de 1999**

Município	Energia elétrica [kWh/ano]			Potencial de refrigeração [TR]		
	Vendida (A)	Gerada (B)	(A)/(B)	Valor (C)	(D)	(E)
<b>Sub total</b>	<b>210 270 353</b>	<b>336 458 216</b>	—	—	—	—
Parintins <sup>3</sup>	24 180 932	40 160 961	0,602	874,7	7,02	10,72
Pauini	1 506 126	2 501 454	0,602	54,5	—	—
Santa Isabel do Rio Negro	1 305 628	2 355 924	0,554	51,3	—	—
Santo Antonio do Içá	1 939 182	3 880 396	0,499	84,5	—	—
São Gabriel da Cachoeira	7 019 472	10 264 056	0,684	223,5	—	—
São P. de Olivença <sup>3</sup>	2 154 714	3 743 938	0,575	81,5	4,63	11,48
S. Sebastião do Uatumã	1 112 470	2 025 830	0,549	44,1	—	—
Silves	1 336 617	2 008 815	0,665	43,7	—	—
Tabatinga <sup>3</sup>	12 429 087	20 451 383	0,608	445,4	53,66	53,66
Tapauá	1 527 151	3 591 931	0,425	78,2	—	—
Tefé <sup>3</sup>	16 331 588	28 135 486	0,580	612,8	9,98	39,79
Tonantins	792 277	2 234 160	0,355	48,7	—	—
Uarini	696 946	1 192 561	0,584	26,0	—	—
Urucará <sup>3</sup>	3 072 551	4 406 949	0,697	96,0	13,52	13,52
Urucurituba	2 275 023	3 654 041	0,623	79,6	—	—
<b>Total geral</b>	<b>287 950 117</b>	<b>467 066 101</b>	<b>0,616</b>	—	—	—

Fonte: Divisões DOT e DFC da CEAM (2000).

### 3.6 Estimativa da Capacidade de Cogeração com Motores de Combustão Interna

No caso da presente abordagem microeconômica, se convencionou denominar o produto do sistema de *capacidade*, de modo a diferenciá-lo do termo *potencial*, usado na abordagem macro do item 3.5.

Do ponto de vista do detalhamento técnico, o projeto de uma unidade de refrigeração por absorção operando em cogeração precisa levar em conta a curva de carga de cada grupo-gerador e a curva total da usina. Em geral, para garantia de confiabilidade, a maior parcela da capacidade frigorífica do sistema de absorção deve ter como responsável o grupo que atende a base da curva de carga, de sorte que o frio gerado se mantenha estável o máximo de tempo possível. Convém

ressaltar, a cogeração planejada para os sistemas autônomos na Amazônia deve operar em regime de paridade elétrica, em que a energia térmica é um produto secundário, tendo a refrigeração como *cliente*. Os rejeitos térmicos dos motores de combustão interna (MCI)<sup>10</sup> podem ser, fundamentalmente, de duas naturezas: água de refrigeração e produtos de combustão. A Figura 1, Capítulo 1, mostra a concepção que tipifica a unidade-tipo idealizada nesta tese para o aproveitamento das duas fontes térmicas.

O sistema de cogeração pode ser estudado sem desagregação de seus componentes (análise global), pelo uso de coeficientes técnicos de natureza estatística do balanço de energia dos MCI, obtidos em extensivos ensaios de bancada. A Figura 25 mostra um resultado de ensaios (ASHRAE, 2000) que pode ser usado para esta finalidade. Por outro lado, maior acuidade deve levar em conta os prováveis diferentes valores individuais das variáveis de cada grupo-gerador, e então o sistema de cogeração é desagregado em seus componentes, que são analisados individualmente (análise local). A presente seção desenvolve uma metodologia expedita para a primeira abordagem. Os Capítulos 4, 5 e 6 trabalham detalhadamente a segunda abordagem.

A energia recebida pelo sistema de cogeração é a energia dos rejeitos térmicos do motor do grupo-gerador (Figura 1, Capítulo 1). Esses rejeitos compõem, com outras parcelas, o balanço de fluxos temporais de energia dos motores de combustão interna (MCI), cuja análise mais pormenorizada é feita no Capítulo 4, e é aqui transcrita na sua forma geral, em *regime permanente* (sem transitórios no tempo), como:

$$\dot{E}_{\text{comb.}} - (\dot{W}_m + \dot{Q}_{\text{irrad.}} + \dot{E}_{\text{exaus.}} + \dot{E}_{\text{refr.}} + \dot{E}_{\text{lubr.}}) = 0 \quad (3)$$

Onde são:  $\dot{E}_{\text{comb.}}$  a energia obtida do queima do combustível em presença de ar no motor;  $\dot{W}_m$  a potência mecânica do motor;  $\dot{Q}_{\text{irrad.}}$  o calor perdido por irradiação pelas paredes laterais do mo-

<sup>10</sup> MCI são máquinas cujo meio de transformação da energia da expansão dos gases oriundos da combustão no seu interior são *êmbolos* de movimento alternativo. Tal ação alternativa é transformada em rotação por um *eixo de manivelas*. Os MCI são basicamente de dois tipos: *ignição por centelha* (gasolina, gás natural) e *ignição por compressão* (ou motor Diesel) cujos combustíveis podem ser o óleo diesel e os óleos vegetais (vide a nota n°. 1 do Capítulo 4). Os MCI de ignição por compressão são largamente usados em grupos dieselétricos e no transporte de carga e naval.

tor, e  $\dot{E}_{\text{exaus.}}$ ,  $\dot{E}_{\text{exaus.}}$  e  $\dot{E}_{\text{exaus.}}$ , respectivamente, as energias rejeitadas pelo motor nos gases da chaminé, no refrigerante e no lubrificante. Estas parcelas são mostradas na Figura 29, Capítulo 4.

Como exposto no Capítulo 4, a energia da água de refrigeração  $\dot{E}_{\text{refr.}}$  e a energia dos gases  $\dot{E}_{\text{exaus.}}$  são as parcelas que, na prática, se podem usar para formação da energia de cogeração. Admite-se que os sistemas operam em regime permanente.

São considerados dois limites para a capacidade de cogeração da usina, na presente abordagem: (i) Como *limite inferior*, a recuperação apenas do rejeito térmico dos gases dos motores ( $\dot{E}_{\text{exaus.}}$ ); (ii) Como *limite superior*, a soma do rejeito dos gases com o rejeito da água de refrigeração dos motores ( $\dot{E}_{\text{refr.}}$ ). Então, pode-se estimar a energia de cogeração considerando o grupo-gerador operando entre as cargas 75 [%] e 100 [%], pelas mesmas razões discutidas para o RCP da equação (2), por:

$$\dot{E}_{\text{coger.}} = \dot{E}_{\text{refr.}} + \dot{E}_{\text{exaus.}} \quad (4)$$

As curvas da Figura 25 são obtidas de uma compilação de números do balanço da equação (3) para várias cargas de operação, adimensionalizadas pela energia do combustível  $\dot{E}_{\text{comb.}}$ , de várias pesquisas com motores Diesel *super-carregados*<sup>11</sup> (ASHRAE, 2000). Dessas curvas, foi possível obter correlações polinomiais representando razões entre as parcelas energéticas do balanço (3) e o aporte de energia do combustível (adimensionalizados), em cada carga  $q$  [%]<sup>12</sup> de operação do motor, todas com coeficiente de determinação estatístico com o valor  $R^2 = 1$ . A partir desses polinômios, pode-se escrever equações para estimação de valores médios dos fluxos de energia de interesse para a presente metodologia, como escritos a seguir:

---

<sup>11</sup> São motores alimentados com ar sob pressão acima da atmosférica, por ação de um compressor. O compressor é acionado, em geral, por uma turbina movida pelos próprios gases de escape do motor, conjunto que é denominado turbo-compressor.

<sup>12</sup> A carga  $q$  é definida pela relação (12) do Capítulo 4. Aqui é usada em escala percentual.

$$\dot{E}_{\text{refr.}} = \dot{E}_{\text{comb.}} \left( 5,296 \cdot 10^{-11} q^6 - 1,989 \cdot 10^{-8} q^5 + 3,348 \cdot 10^{-6} q^4 - 3,224 \cdot 10^{-4} q^3 + 1,967 \cdot 10^{-2} q^2 - 8,192 \cdot 10^{-1} q + 41,256 \right) \quad (5)$$

$$\dot{E}_{\text{exaus.}} = \dot{E}_{\text{comb.}} \left( 3,681 \cdot 10^{-12} q^6 - 3,764 \cdot 10^{-9} q^5 + 1,003 \cdot 10^{-6} q^4 - 1,196 \cdot 10^{-4} q^3 + 7,735 \cdot 10^{-3} q^2 - 2,882 \cdot 10^{-1} q + 32,2 \right) \quad (6)$$

$$\dot{W}_{\text{útil}} = 0,95 \dot{E}_{\text{comb.}} \left( 1,019 \cdot 10^{-10} q^6 - 2,978 \cdot 10^{-8} q^5 + 2,549 \cdot 10^{-6} q^4 + 5,489 \cdot 10^{-5} q^3 - 2,274 \cdot 10^{-2} q^2 + 1,463 q - 2,562 \cdot 10^{-1} \right) \quad (7)$$

A potência útil  $\dot{W}_{\text{útil}}$  na expressão (7) está debitada do valor assumido para a perda média de 5% entre a motorização e o gerador elétrico. É interpretada, assim, como *potência elétrica*.

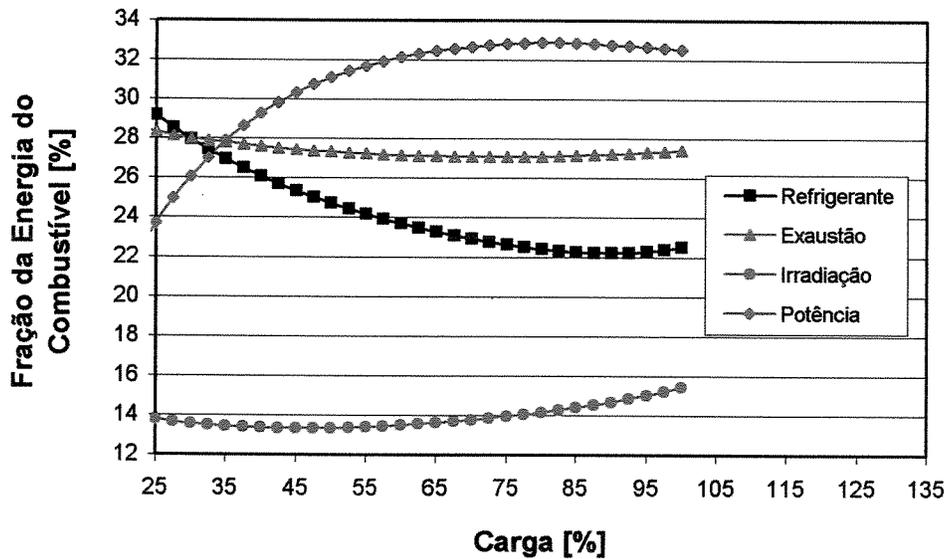


Figura 25. Frações energéticas de motores Diesel supercarregados (ASHRAE, 2000).

A Figura 25 mostra uma importante característica operacional dos motores de combustão interna (MCI), qual seja, os rejeitos de energia diminuem conforme a carga cresce;<sup>13</sup> e, por via de consequência, a potência útil aumenta com a carga, alcançando seu máximo a partir, aproximadamente, da carga de 75 [%]. Este comportamento induz à conclusão de que é possível obter proporcionalmente mais produto térmico em cogeração com MCI nas cargas mais baixas dessas máquinas, em detrimento da potência útil. Então, em sistemas de cogeração com MCI, em que a potência útil (elétrica) é mandatária (paridade elétrica), a produção térmica deve ser planejada para o patamar de carga da potência elétrica. Ou seja, o atendimento aos requisitos de calor do cliente tem que se ater a um termo de compromisso com sua demanda elétrica. Na Figura 25, A parcela de energia entregue ao lubrificante engloba a da água de refrigeração (Stone, 1999; Taylor, 1988; Heywood, 1988; Ferguson, 1986).<sup>14</sup>

### 3.6.1 Estimação da Capacidade de Refrigeração por Absorção em Uma Usina Isolada

Dado a capacidade de cogeração de cada grupo-gerador pela expressão (4)<sup>15</sup> e as correlações (5) a (7), pode-se avaliar o potencial frigorífico disponível individual ou coletivo, pelo mesmo coeficiente médio de performance de sistemas de absorção água-amônia (COP), discutido para a equação (2), a partir das estimativas para as subunidades RAA-1 e RAA-2 da regressão da ASHRAE (Dorgan et al., 1995). São assumidos para as temperaturas de condensação e de evaporação da amônia os valores que constam na Tabela 9 do Capítulo 5.

O sistema de cogeração é concebido de modo que os grupos que compõem o parque gerador de uma usina o atendam em paralelo. Na Figura 1, Capítulo 1, o grupo-gerador ilustrado representa as  $k$  unidades do parque de uma usina. Assim, considerando as curvas de carga individuais dos grupos-geradores, estima-se a capacidade de refrigeração acumulada da instalação por:

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = \text{COP} \sum_k \dot{E}_{\text{coge.,k}} \quad (8)$$

<sup>13</sup> Mais precisamente, a energia da água de refrigeração cai fortemente e a energia dos gases fracamente. Isso é devido à temperatura dos gases cair com a carga, como mostrado no Capítulo 4, enquanto a vazão mássica dos gases é praticamente constante se a rotação também o é, o que é próprio dos motores estacionários (somente a carga varia).

<sup>14</sup> Em grandes motores, a água de refrigeração também circula por uma serpentina localizada no *carter* (depósito de óleo lubrificante na parte inferior do motor), refrigerando o óleo lubrificante.

<sup>15</sup>  $\dot{E}_{\text{refr.}} = 0$ , se a cogeração só aproveitar os produtos de combustão.

Esta metodologia foi aplicada às três usinas isoladas do Amazonas cujas curvas de carga estão nas seções 3.2.1 (página 38) a 3.2.3 (página 42). Resultaram as figuras seguintes, onde aparecem o limite superior e inferior da capacidade de refrigeração de cada usina. Obviamente, ambas seguem o comportamento da primeira, tal que, grosso modo, as relações *capacidade superior/potência desenvolvida* e *capacidade inferior/potência desenvolvida* se mantêm por volta de respectivamente 65 % e 26 %.

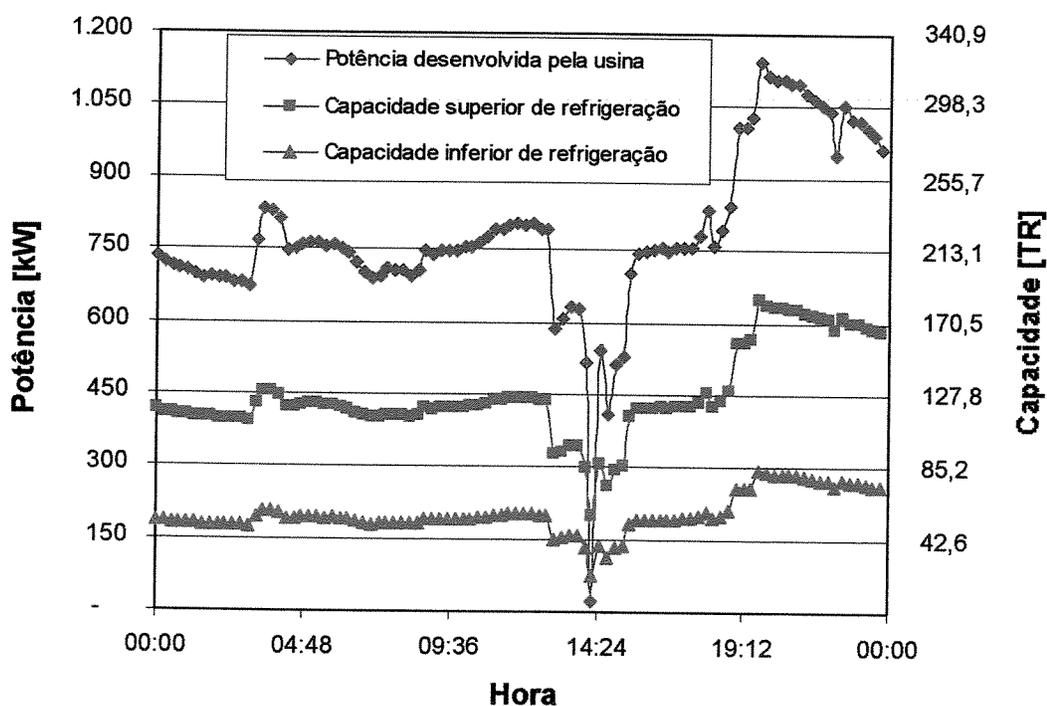


Figura 26. Curva de carga e de capacidades frigoríficas da UTE – Careiro-Castanho, AM.

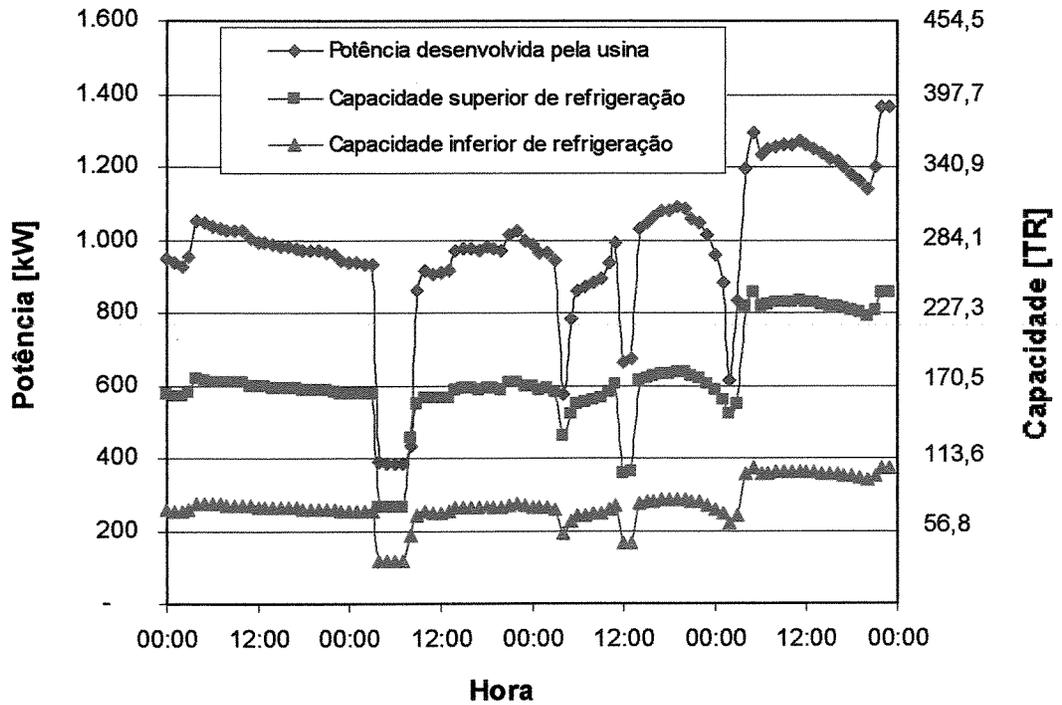


Figura 27. Curvas de carga e de capacidades frigoríficos da UTE – Eirunepé, AM.

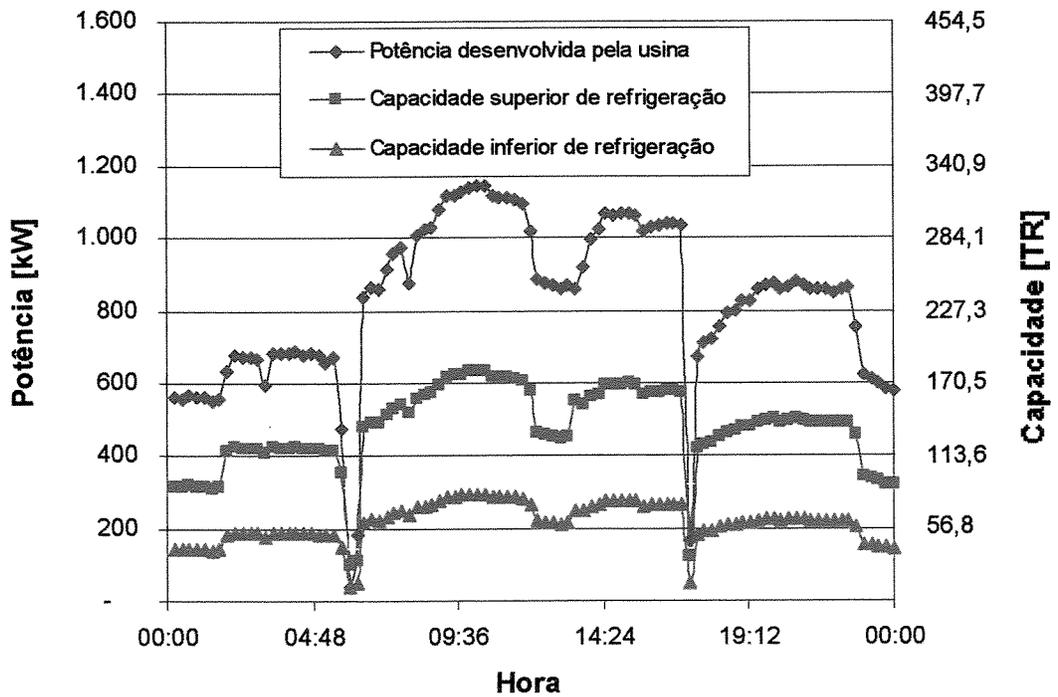


Figura 28. Curvas de carga e de capacidades frigoríficos da UTE – Manicoré, AM.

As diferenças entre os resultados de capacidade das usinas de Careiro-Castanho, Eirunepé e Manicoré, do Amazonas, dadas pela metodologia desta seção, em relação aos resultados dos potenciais dados pela metodologia da seção 3.5, como se constata, cotejando as Figuras 26, 27 e 28 com a Tabela 6, resulta dos métodos seguidos em suas obtenções. Na estimação da capacidade de refrigeração em cogeração das três usinas isoladas, figuras acima, foram adotadas dados medidos de um dia útil de operação, o que não considera as aleatoriedades de um ano de operação. Nesse sentido, pode ser constatado, por exemplo, que em um ano de operação, a potência elétrica gerada *estimada* não coincide necessariamente com a potência gerada *medida*, como se mostra na Tabela 7, para os três municípios amazonenses.

### 3.7 Comparação dos Resultados das Capacidades com os Potenciais de Refrigeração

Os resultados da Tabela 4, Tabela 6 e Figuras 26, 27 e 28 são comparados na Tabela 7, onde as colunas *capacidade existente*, *potencial estimado* e *capacidade estimada superior* são divididas em valores de *refrigeração* e *eletricidade* (gerada). Nas sub-colunas *refrigeração*, estão implícitas as diferenças de caráter temporal de seus métodos estimativos, como discutido anteriormente. Por sua vez a coluna *capacidade estimada superior* se divide em valores máximos e mínimos, extraídos das Figuras 26, 27 e 28. São usados valores superiores, porque estes, assim como os potenciais estimados, consideram o aproveitamento simultâneo das energias da água de refrigeração e dos gases dos motores de combustão interna.

Comparativamente, a Tabela 7 mostra que os resultados do potencial estimado de refrigeração do município Careiro-Castanho e de Eirunepé estão entre os valores máximo e mínimo das capacidades estimadas superiores dessas cidades. Manicoré apresenta um potencial estimado praticamente coincidente com seu valor máximo de capacidade superior. Isso permite afirmar que os resultados da Tabela 6 e que os respectivos métodos de estimação de potenciais e capacidades se complementam, permitindo aprofundar uma análise a partir dos seus diferentes pontos de vista.

Esta estratégia é mais importante quando verificado que potencial e capacidade estimada são superiores às capacidades de refrigeração por compressão instalada, como se havia concluído pelas colunas (A) e (B) da Tabela 6, e pelo cotejamento entre as colunas de refrigeração da Tabe-

la 7. Preleva dizer, o método de projeto dos próximos capítulos é uma alternativa mais acurada do que o método da seção 3.6, porque não exige medições energéticas nas usinas de per si.

**Tabela 7. Valores comparativos entre os sistemas existentes, os potenciais e as capacidades estimadas, de refrigeração e eletricidade, de alguns municípios do Amazonas**

Usina	Capacidade Existente		Potencial estimado		Capacidade estimada superior <sup>5</sup> [TR]	
	Refrigeração <sup>1</sup> [TR]	Eletricidade <sup>2</sup> [kWh/ano]	Refrigeração <sup>3</sup> [TR]	Eletricidade <sup>4</sup> [kWh/ano]	Máximo	Mínimo
Careiro-Castanho	24,7	6 028 911	131,3	6 000 000	183,7	111,5
Eirunepé	22,8	7 121 696	155,1	8 000 000	236,3	155,2
Manicoré	85,4	8 540 462	186,0	6 400 000	180,3	88,4

Fontes: <sup>1</sup> Tabela 4. <sup>2-3</sup> Tabela 6. <sup>4</sup> Produto das potências médias (sem períodos transitórios) das Fig.s 8, 12 e 15 e o tempo médio 8 000 [h/ano]. <sup>5</sup> Figuras 26, 27 e 28.

### 3.8 Barreiras Impostas à Introdução da Cogeração no Sistema Isolado do Interior do Amazonas. Sugestões Para um Marco Legal

A atividade industrial no interior é muito pequena e, dentre os poucos segmentos existentes, apenas o setor madeireiro pode usufruir o calor obtido de seus resíduos diretamente na produção de energia elétrica e calor para o processo (Cruz e Walter, 1999). Apesar disso, a Resolução nº. 21 (ANEEL, 2000), e as que a precederam (FIGENER, 1997), têm caracterizado como cogrador um *Produtor Independente* ou um *Autoprodutor*<sup>16</sup> por um limite mínimo de eficiência combinada de calor e trabalho, acima do que é possível alcançar pela indústria madeireira.

Dessa forma, a única justificativa para a introdução da cogeração na indústria madeireira do interior é o auto-suprimento, como forma de livrá-la da má qualidade da energia fornecida. Do ponto de vista ambiental, os únicos dispositivos legais que podem obrigar a introdução da cogeração nesse segmento são os da legislação ambiental. A despeito disso, existem apenas cinco empresas desse setor com porte significativo no Estado do Amazonas, no caso, com demanda elétri-

<sup>16</sup> Autoprodutor é aquele que gera energia elétrica para consumo próprio, podendo vir a comercializar seus excedentes. Nesse sentido, diferencia-se da figura jurídica do Produtor Independente (nota nº. 12, Capítulo 2).

ca na faixa de 1 [MW]. São fabricantes de madeira compensada, sendo três instaladas na Capital, uma no município de Itacoatiara e outra no município de Parintins (Cruz e Walter, 1999).

A refrigeração por absorção em cogeração, visando a conservação da produção do setor pesqueiro, oferece a melhor oportunidade para a melhoria da eficiência energética das usinas do Sistema CEAM. Como exposto na seção 3.4, o peixe é o mais importante componente alimentar da população amazonense, o que, por si só, justifica a importância social do setor e a importância da redução de perdas pelo meio ambiente.

A introdução da cogeração nas usinas do Sistema CEAM, porém, presentemente não tem instrumentos legais que a motivem, quer do ponto de vista da atividade da cogeração em si, quer do ponto de vista dos incentivos que a cogeração para refrigeração industrial por absorção na região amazônica deveriam merecer, dadas as suas peculiaridades, como discutido nas seções precedentes. Um dispositivo que poderia impulsionar a cogeração no Sistema seria a Lei nº. 10.438/02, que criou o Programa de Estímulo às Fontes Alternativas de Energia – PROINFA, mas esta lei não contempla a efficientização de sistemas isolados, no que poderiam se enquadrar não só o Sistema CEAM, como também todo o sistema isolado do norte do País. O PROINFA somente busca incentivar o crescimento da participação na capacidade de geração total brasileira das fontes alternativas dos tipos eólica, pequenas centrais hidrelétricas e biomassa.

A Lei nº. 10.438/02 tem lacunas, que importa serem citadas, e que também deveriam ser observadas se o PROINFA incluísse os sistemas isolados, tais como (Cavaliere e Silva, 2004); a saber: de meios que obriguem que as fontes alternativas ganhem competitividade e permitam a redução dos incentivos adotados para sua introdução; e o incentivo à implantação de um parque industrial de produção de equipamentos para essas tecnologias, sem o que o País não adquirirá independência tecnológica nessas áreas. Não obstante, o PROINFA é um mecanismo que, aperfeiçoado na direção da efficientização de sistemas isolados, poderá permitir a introdução da cogeração no Sistema CEAM.

No Capítulo 7 são propostos métodos para determinação dos índices de eficiência, de primeira e segunda lei da Termodinâmica de uma usina isoladamente. Nesse sentido, os índices mínimos que deverão ser exigidos das usinas do Sistema que implantarem unidades de refrigeração por absorção, deverão observar figuras de mérito factível com a realidade sócio-econômica local,

mas baseadas nas figuras obtidas no Capítulo 7. Cumpre ainda destacar que, em primeira aproximação, tais índices de eficiência podem ser constantes para as várias faixas de potência de geração diferentes daquela usada na aplicação do Capítulo 7, 1 [MW]. A apuração de índices mais específicos para as outras faixas de potência exigirá estudos complementares, usando a mesma metodologia do Capítulo 7.

Outra questão a considerar é o papel da eminente entrada do gás natural da região de Urucu na geração elétrica da Capital, e de alguns poucos municípios situados no trajeto do gasoduto projetado para transporte do gás até Manaus.<sup>17</sup> Uma idéia a propor é o rateio, do total ou de parte, dos ganhos de eficiência que o gás vier a propiciar ao Sistema Manaus e aos municípios interiores, ao restante do Sistema CEAM não suprido com o gás natural. A conta dos ganhos de eficiência pode arrolar também os ganhos de eficiência daqueles municípios onde, independentemente da entrada ou não do gás, tais ganhos advirem da cogeração implantada nas usinas dieselétricas existentes. Essa transferência total de eficiência poderia compensar fatores locais desfavoráveis, principalmente, dos municípios mais distantes da Capital.

Uma forma de transferência dos ganhos de eficiência pode ser a venda de créditos de carbono no mercado internacional, após o início do funcionamento efetivo dos termos do Protocolo de Kioto.

No plano tecnológico, deve ser lembrado que a introdução de unidades de refrigeração por absorção no Sistema CEAM é uma oportunidade para também atrair mais um segmento industrial para o Parque Industrial de Manaus – PIM, que oferece vantagens fiscais para tanto. A implantação de uma unidade industrial de produção de equipamentos de absorção no PIM poderá induzir a difusão da tecnologia da refrigeração por absorção na Amazônia e em outras regiões subdesenvolvidas do País, o que viria de encontro à discussão acima, da necessidade de o PROINFA incentivar o desenvolvimento da indústria nacional de equipamentos. Presentemente, como já mencionado, só há um fabricante de instalações de absorção no Brasil, país onde esta tecnologia tem participação insignificante na cadeia do frio industrial.

---

<sup>17</sup> Os municípios atendidos ainda não foram definidos pela PETROBRÁS, mas, entre esses, provavelmente constarão Coari (aproximadamente a 350 km sudoeste de Manaus) e Manacapuru (80 km a oeste de Manaus). Estes municípios ora pertencem ao Sistema CEAM, mas Manacapuru no futuro passará a ser atendido pelo Sistema Manaus, após a implantação de um cabo alimentador sub-aquático atravessando o Rio Negro defronte a Capital.

## Capítulo 4

# Desempenho de Motores de Combustão Interna Sob Carga Discreta Variável

### 4.1 Introdução

A geração de potência por motores de combustão interna é sensível ao consumo de combustível, porque isso influi diretamente nos custos operacionais. No contexto do atual cenário internacional, em que as fontes primárias de energia não-renováveis adquirem valorização crescente, os motores de combustão interna (MCI) têm evoluído continuamente na direção do menor consumo de combustível por unidade de potência útil gerada. É a característica de apresentar eficiências mais altas do que outros sistemas termomecânicos, nas mais adversas condições ambientais, como na Amazônia, o que mantém a atratividade desta tecnologia. Até meados da década de 1960, as pesquisas avançaram na busca de um termo de compromisso entre potência e eficiência, mas, a despeito do grande avanço propiciado pelas técnicas numéricas de simulação e experimentação, desde então, a eficiência energética dos MCI estacionou em um patamar entre 35 % e 45 % (Pulkrabek, 1997).

Ficou evidente, então, que a transposição desse obstáculo exigia elevar a temperatura média de operação dos motores, o que, teoricamente, já era previsto pelo teorema de Carnot. Meios tecnológicos para tanto existiam, a partir dos progressos alcançados pela ciência dos materiais desde a década de 1950. Porém, isso implicava em maiores temperaturas de chama que, por sua vez, resultavam no aumento da emissão de produtos de combustão muito tóxicos, destacando-se os gases  $\text{NO}_x$ . Devem-se destacar, nos anos 70 já se faziam sentir nos centros urbanos mais populosos os efeitos deletérios das emissões acumuladas desde o início da Revolução Industrial.

A busca por mais eficiência no Brasil cresceu a partir de meados dos anos 70, agora associada à redução do consumo de derivados do petróleo e redução das importações de petróleo. E nos anos 80 surgiu uma nova forte restrição – a redução dos níveis de emissões dos motores.

A filosofia do método para alcançar maior eficiência com os motores estacionários, em particular, não é nova: a cogeração de potência e energia térmica. Cogeração é obtida pela conversão dos rejeitos térmicos de uma máquina e remonta aos primórdios da indústria de geração de energia elétrica em usinas a vapor. Como consequência, essa nova visão de mundo propiciou a mudança do paradigma do atendimento à crescente demanda por potência, para o paradigma da elevação da eficiência do uso dos combustíveis *vis a vis* o aproveitamento das perdas energéticas com fins econômicos.

Na região amazônica ainda não existem limites para emissões veiculares e industriais, devido o seu baixo adensamento populacional. Dessa forma, os motores disponíveis no mercado brasileiro, que obedecem aos códigos das regiões mais populosas do País, ainda continuarão sendo usados na região durante muito tempo. Do ponto de vista da economicidade da aplicação dessas máquinas à geração elétrica na Amazônia, importa muito mais o parâmetro eficiência de conversão da energia do combustível em trabalho útil mecânico.

A avaliação da eficiência de motores de combustão interna (MCI) exige que se conheçam as energias que compõem o balanço da máquina. Em geral, esta informação só é fornecida pelos fabricantes na carga máxima. Neste capítulo são apresentados elementos da teoria dos MCI, particularizada aos motores Diesel, visando um método de simulação em valores discretos de carga. São considerados: parâmetros de desempenho (ou *performance*), o balanço de energia, um modelo de combustão, um modelo simples de refrigeração e dados técnicos dos fabricantes.

## 4.2 Parâmetros de Desempenho

Pode-se definir os seguintes parâmetros para os motores de combustão interna (MCI), de qualquer dos três ciclos teóricos Otto, Diesel e Dual (Sabathé):<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> A cada um destes ciclos corresponde uma técnica de ignição diferente, pelas quais são também denominados: Otto - por centelha; Diesel e Dual - por compressão. Modernamente todos os MCI se aproximam do ciclo Dual. Os combustíveis usados devem ter propriedades tais que, após formarem uma mistura inflamável com o ar, respondam à

- *Consumo Específico*, definido como a razão entre a vazão de combustível consumido  $\dot{m}_{\text{comb.}}$  e a potência mecânica do motor (MCI)  $\dot{W}_m$ . O Setor Elétrico o utiliza definido em relação à energia elétrica gerada (nota n°. 3, Capítulo 3).

$$Ce \equiv \frac{\dot{m}_{\text{comb.}}}{\dot{W}_m} \quad (9)$$

- *Eficiência de Conversão do Combustível* (ou de primeira lei), definida como a relação entre a potência útil desenvolvida pelo MCI e a potência térmica fornecida pelo combustível  $\dot{E}_{\text{comb.}}$ . Esta eficiência é também chamada de *rendimento termodinâmico do motor*.

$$\eta_{\text{comb.}} \equiv \frac{\dot{W}_m}{\dot{E}_{\text{comb.}}} \quad (10)$$

- *Eficiência Volumétrica*, definida como a razão entre a massa de ar admitida <sup>2</sup> em um cilindro  $\dot{m}_{\text{ar}}$  e a massa de ar correspondente ao volume deslocado pelo pistão de um MCI:

$$\eta_{\text{vol.}} \equiv \frac{\dot{m}_{\text{ar}}}{\rho_{\text{ar,ad.}} V_d N / 120} \quad (11)$$

Onde são :  $\rho_{\text{ar,ad.}}$  a *massa* específica do ar admitido,  $V_d$  o volume deslocado do pistão,  $N$  a rotação e 120 o número de tempos motores em  $N$  rotações por minuto do eixo de manivelas.

---

forte compressão do êmbolo. Assim, o combustível no Otto deve resistir a altas pressões sem detonar (alto *número de octana*), enquanto no Diesel e no Dual não devem resistir a altas pressões para detonar (alto *número de cetana*). Em geral, maiores eficiências apontam na direção dos maiores valores dos números de octana e cetana.

<sup>2</sup> A densidade do ar, enquanto um gás ideal, varia com a pressão e a temperatura segundo  $(p/T)$ . Convencionalmente, esta definição assume a entrada do motor (ar nas condições padrão) como referência (Heywood, 1988).

- *Carga de operação*, em termos percentuais, é definida como a razão entre a potência desenvolvida pelo motor para atender uma demanda  $\dot{W}_{m|q}$  e a máxima potência que este pode desenvolver  $\dot{W}_{m|100}$ . Em motores estacionários, a rotação é constante em qualquer carga.

$$q \equiv \frac{\dot{W}_{m|q}}{\dot{W}_{m|100}} \quad (12)$$

### 4.3 Balanços de Energia e de Massa do Motor

Para um volume de controle em torno do motor da Figura 29, os balanços de massa e energia são escritos, para qualquer carga  $q$  de operação contínua,<sup>3</sup> como

$$\begin{aligned} & (\dot{m}_{\text{comb.}} h_{\text{comb.}})_{|q} + (\dot{m}_{\text{ar}} h_{\text{ar}})_{|q} - [\dot{W}_{m|q} + \dot{Q}_{\text{irrad.}} + (\dot{m}_{\text{exaus.}} h_{\text{exaus.}})_{|q} \\ & + (\dot{m}_{\text{refr.}} \Delta h_{\text{refr.}})_{|q} + (\dot{m}_{\text{lubr.}} \Delta h_{\text{lubr.}})_{|q}] = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{\text{exaus.}}|q = \dot{m}_{\text{ar}}|q + \dot{m}_{\text{comb.}}|q \quad (14)$$

Onde são:  $\dot{m}_{\text{exaus.}}|q$  a vazão de produtos de combustão;  $h_{\text{comb.}}$ ,  $h_{\text{ar}}$  e  $h_{\text{exaus.}}$  as entalpias do combustível, ar e produtos de combustão;  $\dot{Q}_{\text{irrad.}}$  o calor irradiado pelas paredes laterais do motor; e  $\Delta h_{\text{refr.}}$  e  $\Delta h_{\text{lubr.}}$  as variações de entalpia da água de refrigeração e do lubrificante.

No Capítulo 3 foram dadas figuras percentuais do balanço da equação (13), números que têm finalidades qualitativas. Conforme assinalado naquele capítulo, em geral, a parcela da energia entregue ao lubrificante,  $\dot{E}_{\text{lubr.}}|q = (\dot{m}_{\text{lubr.}} \Delta h_{\text{lubr.}})_{|q}$ , é geralmente retirada pela água de refrigeração. A maioria dos dados disponíveis na literatura (Stone, 1999; Taylor, 1988; Heywood, 1988; Ferguson, 1986) usam a aproximação de considerá-la incorporada à energia entregue à água,  $\dot{E}_{\text{refr.}}|q = (\dot{m}_{\text{refr.}} \Delta h_{\text{refr.}})_{|q}$ , e o balanço simplifica para

$$\begin{aligned}
& (\dot{m}_{\text{comb.}} h_{\text{comb.}})_{|q} + (\dot{m}_{\text{ar}} h_{\text{ar}})_{|q} - [\dot{W}_{\text{m}|q} + \dot{Q}_{\text{irrad.}|q} + \\
& + (\dot{m}_{\text{exaus.}} h_{\text{exaus.}})_{|q} + (\dot{m}_{\text{refr.}} \Delta h_{\text{refr.}})_{|q}] = 0
\end{aligned} \tag{15}$$

A recuperação da energia da água de refrigeração consiste de bombeá-la da jaqueta do motor para o *cliente* (Figura 29). A temperatura da água para cogeração é mantida abaixo da saturação e não muito acima da temperatura de operação convencional do motor. É possível usar a água numa temperatura próxima da saturação, técnica classificada pelos fabricantes como refrigeração ebuliente. Estes, em geral, mantêm reservas sobre essa técnica, porque reduz a durabilidade do motor, caso em que recomendam a adoção de controle muito estreito de pressão e temperatura no sistema, a fim de que sejam evitadas mudanças de fase do refrigerante na jaqueta.

Outro sistema de recuperação de energia é o que usa a energia dos produtos de combustão, pela instalação de um *recuperador de calor dos gases* (RCG) na chaminé do motor, como mostrado na Figura 29. A montante do RCG, tem-se a parcela energia de exaustão, dada por

$$\dot{E}_{\text{exaus.}|q} = (\dot{m}_{\text{exaus.}} h_{\text{exaus.}})_{|q} \tag{16}$$

Todavia, esta parcela não é totalmente utilizada, por motivos técnicos, restando a energia residual, a jusante do RCG,<sup>4</sup>

$$\dot{E}_{\text{resi.}|q} = (\dot{m}_{\text{exaus.}} h_o)_{|q} \tag{17}$$

A diferença  $(\dot{E}_{\text{exaus.}|q} - \dot{E}_{\text{resi.}|q})$  pode ser usada diretamente ou gerando vapor de baixa pressão.

<sup>3</sup> Cada carga configura um nível em regime permanente. Nesta tese, esses níveis são pontos de carga discretos.

<sup>4</sup> Principalmente no caso dos motores Diesel no Brasil, cujo combustível ainda admite elevados teores de enxofre (máximo de 0,25 % - no caso do óleo tipo B, usado na Amazônia), esta energia é a expressão da temperatura mínima com a qual os gases devem ser liberados na chaminé, de modo que não se formem soluções ácidas do HS<sub>x</sub> liberado em presença da umidade do ar, o que pode corroer a chaminé. O fenômeno é particularmente preocupante na Amazônia, onde a umidade atmosférica é elevada o ano todo.

Nesta tese, são usadas as duas fontes térmicas, gases e água de refrigeração de motores Diesel, cada uma alimentando uma unidade de refrigeração por absorção de amônia. A quantificação dos termos do balanço (13) é fundamental para isso. Catálogos de fabricantes disponibilizam valores de alguns dos termos do balanço de motores de combustão interna (MCI), geralmente limitados à carga máxima de operação do motor, 100 [%]. Para avaliações extensivas à faixa operacional dos MCI as equações (13) a (17) são gerais, e aplicáveis a um MCI de qualquer natureza. A solução dessas equações exige equações complementares, o que exige particularizar o processo de ignição do motor (centelha ou compressão) e, portanto o tipo de combustível. As análises que seguem se referem explicitamente a motores Diesel, desde que é o tipo usado no sistema de geração do interior do Estado do Amazonas. A despeito disso, resultados para outros tipos ou combustíveis exigem poucas adaptações na modelagem.

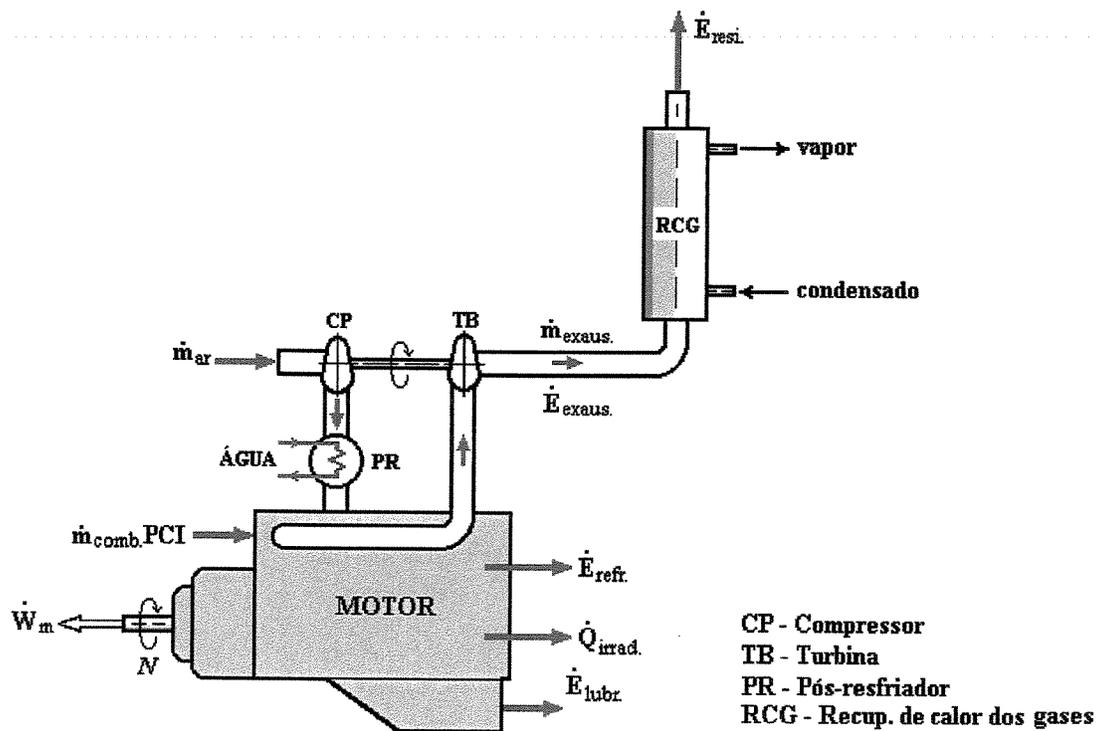
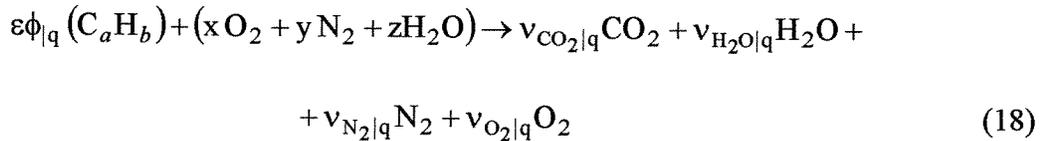


Figura 29. Componentes do balanço de energia típico de um motor de combustão interna.

### 4.3.1 Produtos de Combustão

Para os propósitos energéticos deste trabalho, a combustão interna em motores Diesel é suficientemente descritível pela equação de combustão que assume as seguintes hipóteses: (i) A queima é completa; (ii) Os produtos são  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  e  $\text{O}_2$ , sendo desprezados  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$  e outros subprodutos de dissociações moleculares, cujos pesos no balanço de energias são pequenos (Haywood, 1988); e (iii) A mistura combustível-ar em motores Diesel é tipicamente pobre, portanto, há excesso de ar. Assim, a reação considerada, de combustão de um hidrocarboneto com fórmula geral  $\text{C}_a\text{H}_b$ , por 1 kmol de ar úmido, cujos produtos têm quantidades diferentes em cada carga  $q$  do motor, é:



Na qual os coeficientes  $x$ ,  $y$  e  $z$  são frações volumétricas (ou molares) dos três principais componentes do ar, tais que  $x + y + z = 1$ .<sup>5</sup> Para o ar seco é considerada a composição média  $x' = 0,21$  e  $y' = 0,79$ , tal que  $x' + y' = 1$ . A fração  $z$  de  $\text{H}_2\text{O}$  é dada por:

$$z = \varphi \left( \frac{p_{\text{vp},T}}{p_b} \right) \quad (19)$$

Sendo  $\varphi$  a umidade relativa do ar,  $p_{\text{vp},T}$  a pressão de vapor na temperatura local e  $p_b$  a pressão barométrica local.

A inclusão da fração  $z$  na mistura seca significa que a umidade desloca  $\text{O}_2$  e  $\text{N}_2$  do ar, aqui assumido que se dê em proporções iguais. Para as condições amazônicas, a fração  $z$  é 0,053.<sup>6</sup> Então,  $x + y = 0,947$ ; do que, para esta hipótese,  $x = 0,21(0,947) = 0,199$  e  $y = 0,749$ . Dado que

<sup>5</sup> Esta equação considera implícito que o ar atmosférico tem o comportamento de um gás ideal.

<sup>6</sup> Umidade relativa  $\varphi = 95$  [%], temperatura do ar  $T = 308,15$  [K] (35 C) e pressão barométrica  $p_b = 1020$  [mbar] (102 kPa) (INFRAERO, 2002). Nestas condições, a pressão de vapor da água é  $p_{\text{vp},T} = 0,053$  [kPa].

estes números são muito próximos daqueles para o ar seco, em cálculos expeditos, ou quando a umidade do ar for muito inferior a 95 [%], a fração  $z$  pode ser desprezada; e.g. Manaus, onde já foi registrada umidade de 65 [%] nos meses secos (julho a outubro) INFRAERO (2002).

Na equação de combustão (18), o produto  $\varepsilon\phi_{|q}$  dá a medida do excesso de ar na reação em cada carga  $q$  de operação do motor, sendo constante a relação estequiométrica ar-combustível  $\varepsilon$ , na base molar, dado por:

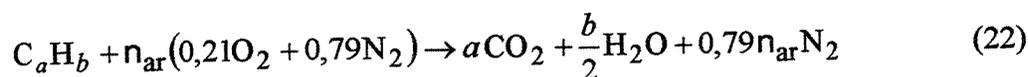
$$\varepsilon = \frac{1}{AC_{\text{esteq.}}} \left( \frac{M_{\text{ar}}}{M_{\text{comb.}}} \right) = \frac{1}{n_{\text{ar}}} \quad (20)$$

Onde:  $n_{\text{ar}}$  é a quantidade molar estequiométrica de ar e  $M_{\text{ar}}$  e  $M_{\text{comb.}}$  são, respectivamente, as massas moleculares do ar e do combustível. O coeficiente  $\phi_{|q}$  é a razão combustível-ar variante com a carga  $q$ , definida

$$\phi_{|q} \equiv \frac{AC_{\text{esteq.}}}{AC_{\text{real}|q}} \quad (21)$$

Onde  $AC_{\text{esteq.}}$  e  $AC_{\text{real}|q}$  são as relações ar-combustível de operação do motor, estequiométrica e real, esta, variável com a carga  $q$ . A relação estequiométrica é determinada teoricamente e a real, como exposto na seção 4.3.3.

Tanto  $n_{\text{ar}}$  como  $AC_{\text{esteq.}}$ , nas relações (20) e (21), são determinados tendo como base a seguinte equação de combustão completa de 1 [kmol] de combustível com a quantidade estequiométrica de ar seco



Para tanto, tem-se as expressões:

$$n_{\text{ar}} = 4,764a + 1,191b \quad (23)$$

$$AC_{\text{esteq.}} = \frac{n_{\text{ar}} M_{\text{ar}}}{M_{\text{comb.}}} \quad (24)$$

O valor médio tabelado da massa molecular do ar é 28,97 [kg/kmol], variando desprezivelmente com a umidade do ar. Para a massa molecular do combustível, o óleo diesel leve, como o é o tipo B brasileiro, pode-se usar a fórmula molecular:

$$M_{\text{diesel}} = 12,011a + 1,008b \quad (25)$$

Para o qual se admite uma proporção média de carbono  $a = 14,4$  e de hidrogênio,  $b = 24,9$  (Ferguson, 1987).

As molaridades dos produtos de combustão, nas cargas discretas  $q$ , relativamente à base 1 [kmol] de ar úmido, podem ser determinados por um balanço simples de espécies químicas. Como seja, considerando a reação para o ar úmido ou seco:

$$v_{\text{CO}_2|q} = \frac{aM_{\text{ar}}}{AC_{\text{real}|q}(12,011a + 1,008b)} \quad (26)$$

$$v_{\text{H}_2\text{O}|q} = z + \frac{bv_{\text{CO}_2|q}}{2a} \quad (27)$$

$$v_{\text{N}_2|q} = 0,749 \quad (28)$$

$$v_{O_2|q} = \gamma \left( \frac{AC_{real|q} - AC_{esteq.}}{AC_{real|q}} \right) \quad (29)$$

Onde, respectivamente para o ar úmido e o seco:  $z = 0,052$  e  $0$ ; e  $\gamma = 0,199$  e  $0,21$ .

Destas quantidades molares são obtidas as concentrações molares  $Y_e$  [kmol<sub>i</sub> / kmol<sub>mist.</sub>] e mássicas  $X_e$  [kg<sub>e</sub> / kg<sub>mist.</sub>], de cada produto gasoso na mistura total,<sup>7</sup> pelas relações

$$Y_e = \frac{v_e}{\sum_e v_e} = \frac{v_e}{N_{mist.}} \quad (e = CO_2, H_2O, N_2, O_2) \quad (30)$$

$$X_e = Y_e \left( \frac{M_e}{M_{pc}} \right) \quad (e = CO_2, H_2O, N_2, O_2) \quad (31)$$

Onde  $N_{mist.}$  é a molaridade da mistura e a massa molecular dos produtos de combustão é:

$$M_{pc} = \sum_e v_e M_e \quad (e = CO_2, H_2O, N_2, O_2) \quad (32)$$

#### 4.3.2 Energia do Combustível

Na equação (15), a soma  $(\dot{m}_{comb.} h_{comb.})_{|q} + (\dot{m}_{ar} h_{ar})_{|q}$  é a energia fornecida pelo combustível  $\dot{E}_{comb.}|q$ , que, conceitualmente, pode ser avaliada a partir da reação de combustão, pela equação geral, onde  $e$  designa os produtos e  $g$  os reagentes da combustão:

$$(\dot{m}_{comb.} h_{comb.} + \dot{m}_{ar} h_{ar})_{|q} = \left[ \left( N_{PR} \sum_{PR} Y_e \tilde{\Delta} h_{f,e}^{\circ} - N_{RG} \sum_{RG} Y_g \tilde{\Delta} h_{f,g}^{\circ} \right) - (H_f^{\circ})_{H_2O} \right]_{|q} \quad (33)$$

<sup>7</sup> É também possível definir termos semelhantes para os reagentes ( $Y_g$ ,  $X_g$  e  $M_{reag.}$ ), mas não são necessários para a presente formulação.

Onde, tanto para reagentes (RG) como produtos (PR),  $N \equiv \sum v$ . O termo entre chaves do segundo membro da equação (33) é determinado em termos da variação das entalpias molares de formação de reagentes e produtos e da entalpia água na fase líquida, nas mesmas condições  $p_o = 101,325$  [kPa] (1 atm) e  $T_o = 298,15$  [K] (25 C). Este termo define o poder calorífico inferior do combustível PCI, determinado experimentalmente para 1 [kg] de combustível. Dessa forma:

$$\dot{E}_{\text{comb},q} = \dot{m}_{\text{comb},q} \text{PCI} \quad (34)$$

Na equação (34),  $\dot{m}_{\text{comb},q}$ <sup>8</sup> é dado nos mesmos pontos de carga  $q$  nos quais são medidos os valores da potência mecânica. A massa consumida é dos poucos dados fornecidos pelos fabricantes para cargas entre 25 [%] e 100 [%], diretamente ou por meio do consumo específico definido pela razão (9), pelo qual pode-se escrever a eficiência de conversão do combustível da definição (10), para cada carga  $q$ , do modo:

$$\eta_{\text{comb},q} = \frac{1}{C_{e,q} \text{PCI}} \quad (35)$$

Os dados de  $\dot{m}_{\text{comb},q}$  são obtidos pelos fabricantes em ensaios de motores estacionários nas condições padrão da norma ISO 3046/1 (ABNT, 1995). As condições ambientais reinantes na Amazônia são diferentes das condições ISO, dadas no Apêndice C. Tais diferenças alteram os valores da potência desenvolvida. A massa de combustível  $\dot{m}_{\text{comb},q}$  se mantém constante, porque esta só depende da vazão fornecida pelo sistema de alimentação do motor, nos casos em que as assistências técnicas regionais não alterem as especificações de dosagem de combustível deter-

---

<sup>8</sup> O mais comum é os fabricantes de motores Diesel fornecerem este dado em base volumétrica,  $\dot{V}_{\text{od},q}$  [litro<sub>od</sub>/h]. Disso, a massa é  $\dot{m}_{\text{od},q} = 2,778 \cdot 10^{-7} \rho_{\text{od}} \dot{V}_{\text{od},q}$  [kg/s], onde  $\rho_{\text{od}}$  [kg<sub>od</sub>/litro] é a massa específica do óleo diesel.

minadas pelos fabricantes.<sup>9</sup> Como consequência, o valor de catálogo do consumo específico  $Ce_{f|q}$  se altera na região amazônica, porque a potência  $\dot{W}_{m|q}$  se altera.

Neste trabalho, são usados os subscritos ISO para as condições padrão e AM para as condições locais, conforme o ambiente ao qual os parâmetros se referirem. A correção do valor de consumo específico e do da potência de motores estacionários, ambos tabelados, por variação das condições ambientais, é tratado na seção 4.3.4. Para tanto, também se recorre à norma ISSO 3046/1 (ABNT, 1995), exposta no Apêndice C.

Isso feito, os dados de consumo específico corrigido para as condições amazônicas podem ser correlacionados à carga por um polinômio do tipo:

$$Ce_{AM|q} = \kappa_a + \kappa_b q + \kappa_c q^2 + \kappa_d q^3 \quad (36)$$

Onde os  $\kappa^s$  são os coeficientes do polinômio.

O item 4.4 apresenta resultados simulados de  $\dot{E}_{comb,|q}$  e  $\eta_{comb,|q}$ .

### 4.3.3 Vazão de Produtos de Combustão

Para a vazão mássica dos gases de combustão, os fabricantes fornecem uma informação útil, a relação ar-combustível real de operação nas condições ISO na carga de 100 [%],  $AC_{real|100}$ , parâmetro que é definido como a razão entre a massa de ar e a massa de combustível consumidos.<sup>10</sup> Como já discutido no item anterior, a massa de combustível não se altera. Quanto à massa de ar, há duas considerações técnicas envolvidas específicas para motores estacionários Diesel operando com rotação constante: (i) A massa de ar não varia com a carga, porque motores Diesel trabalham com *engolimento* total de ar; (ii) A massa de ar constante pode assumir valores

---

<sup>9</sup> O sistema de alimentação consiste de uma bomba de combustível de fluxo constante, um sistema dosador e um circuito de retorno, do excesso da vazão da bomba além da quantidade demandada pelo motor sob determinada carga. Em geral, não ocorre redefinição de  $\dot{m}_{comb}$  na Amazônia, porque são raros os ensaios de comissionamento de grupos-geradores acompanhados por equipamentos, devido a dificuldades logísticas, mau planejamento técnico das concessionárias, ou a inexistência de pesquisa pelos fabricantes dos valores de consumo típicos da região.

diferentes se, no comissionamento do motor no local da instalação, forem promovidas alterações no sistema de compressão de ar. Não ocorrem mudanças nas especificações do conjunto turbina-compressor em motores Diesel instalados na Amazônia.

Outro ponto a discutir é que o ar na temperatura da região amazônica tem densidade inferior àquela da temperatura ISO, diferença que deriva do comportamento do gás ideal e que, prova-se facilmente, varia com a razão entre essas temperaturas,  $(T_{o,ISO}/T_{o,AM})$ , pelo que, a correção deste termo é da ordem de 0,968. Não obstante, porém, visando simplificar a formulação, assumiu-se que a relação ar-combustível nas condições ISO é a mesma nas condições amazônicas. Então, abstraindo o índice ISO ou AM:

$$AC_{realq} \equiv \frac{\dot{m}_{arq}}{\dot{m}_{comb,q}} = \frac{\dot{m}_{arq}}{C_{eAM|q} \dot{W}_{m,AM|q}} \quad (37)$$

Catálogos técnicos de fabricantes só fornecem o valor da relação ar-combustível para a carga de 100 [%]. Pode-se inferir outros valores, tendo que, ao variar com a carga, a relação ar-combustível real do motor estabelece pontos homólogos sucessivos um a um. Como a massa de ar é constante com a carga, podem-se relacionar pontos quaisquer entre esses pontos, pelo que se terá que a carga 100 [%] é uma constante nessas relações. Ou seja, as relações se reduzem a:

$$\frac{AC_{realq}}{AC_{real|100}} = \frac{\dot{m}_{arq}/\dot{m}_{comb,q}}{\dot{m}_{ar|100}/\dot{m}_{comb|100}} = \frac{\dot{m}_{comb|100}}{\dot{m}_{comb,q}} \quad (38)$$

Do que:

$$AC_{realq} = AC_{real|100} \left( \frac{\dot{m}_{comb|100}}{\dot{m}_{comb,q}} \right) \quad (39)$$

<sup>10</sup> A rigor, na combustão o combustível não é totalmente consumido. Em motores Diesel isso é desprezível. Porém, um excesso de ar, além da quantidade estequiométrica necessária, é uma exigência técnica (daí o subscrito *real*).

Uma forma de uso mais prática dos valores da relação ar-combustível variando com a carga é conseguida representando-os por um polinômio semelhante à forma (36), como seja:

$$AC_{real|q} = \kappa_e + \kappa_f q + \kappa_g q^2 + \kappa_h q^3 \quad (40)$$

Tendo-se as massas de ar e combustível, é possível escrever a vazão de produtos de combustão do motor como:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{exaus.,AM|q} &= \dot{m}_{comb.,q} + \dot{m}_{ar|q} = \dot{m}_{comb.,q} (1 + AC_{real|q}) = \\ &= Ce_{AM|q} \dot{W}_{m,AM|q} (1 + AC_{real|q}) \end{aligned} \quad (41)$$

Por outra abordagem, dada a vazão de produtos de combustão do motor, é possível obter a molaridade total da mistura gasosa pela relação:

$$N = \frac{120 \dot{m}_{exaus.}}{NM_{pc}} \quad (42)$$

#### 4.3.4 Potência Útil

Dados de potência e de consumo específico fornecido por fabricantes são corrigidos por mudança das condições de referência às condições locais. A norma ISO 3046/1 (ABNT, 1995) contempla um critério de correção de potência e consumo, próprio para o *comissionamento*<sup>11</sup> da máquina. Ou seja, a rigor, pela norma, são necessários ensaios do motor *in situ*, mas esse método normativo é utilizado neste trabalho teórico, assumindo algumas hipóteses simplificadoras, desde que a norma é fruto de extenso histórico experimental. Nesta tese, isso é feito pelas relações se-

<sup>11</sup> Ensaios feitos no local de instalação de um grupo-gerador visando definir potência e consumo. No caso de grandes máquinas, este ensaio é obrigatório e tem a função de confirmar figuras de desempenho acordadas via contrato.

guintes, em termos do parâmetro de ajuste de potência  $\alpha_p$  e do parâmetro de ajuste de consumo  $\alpha_{Ce}$ , definidos pela norma ISO 3046/1 (ABNT, 1995), como mostrado no Apêndice C.

$$\dot{W}_{m,AM|q} = \alpha_p \dot{W}_{m,ISO|q} \quad (43)$$

$$Ce_{AM|q} = \alpha_{Ce} Ce_{ISO|q} \quad (44)$$

Na seção 4.4 se tem resultados simulados de  $\dot{W}_{m,AM|q}$ .

#### 4.3.5 Calor Perdido por Irradiação

É a menor parcela dentre todas dos motores Diesel, e é aproximadamente constante. Ferguson (1986) reporta dados de balanço de calor medidos do motor Diesel de média rotação Mirrles-National F4A, que mostram o calor irradiado variando de 6,9 % a 9,2 % da energia do combustível, com a carga, sob rotação constante.

Dado sua pequena importância, assume-se neste trabalho que a participação percentual do calor irradiado no balanço global de energia do motor não varia com a carga nem com as condições ambientais, o que significa assumir constante o valor:

$$\zeta \equiv \frac{\dot{Q}_{\text{irrad,ISO}|100}}{\dot{E}_{\text{comb,ISO}|100}} = \text{const.} \quad (45)$$

E então, para as condições amazônicas:

$$\dot{Q}_{\text{irrad,AM}|q} = \zeta \dot{E}_{\text{comb,AM}|q} \quad (46)$$

Assim como para a potência, define-se a fração percentual de calor irradiado, por

$$f_{\text{irrad},q} \equiv \frac{\dot{Q}_{\text{irrad},AM|q}}{\dot{E}_{\text{comb},AM|q}} \quad (47)$$

Na seção 4.4,  $\dot{Q}_{\text{irrad},AM|q}$  e  $f_{\text{irrad},q}$  simulados são mostrados junto às demais figuras.

#### 4.3.6 Energia Cedida à Água de Refrigeração

A modelagem dos processos de transferência de calor para o refrigerante é dificultada pela natureza do movimento dos pistões nos motores de combustão interna. No estado da arte, os métodos de análise da transmissão de calor do interior do cilindro podem ser dos tipos zero, uni e multidimensionais (Ramos, 1989), conforme as direções de propagação de calor. No primeiro método, o processo de transmissão de calor é *quase-estacionário*, e este o determina como um valor médio temporal e espacial. No segundo, o processo de transmissão varia com o ângulo de manivela do motor (ou o tempo) em um ciclo, mas como uma média espacial. E no terceiro, o processo tanto pode ser considerado como uma média espacial variável no tempo, como valores diferentes ponto-a-ponto no espaço e no tempo. Em geral, estes métodos servem para simulações de ciclos de motores, sendo os dois últimos usados em projetos de desenvolvimento.

Stone (1999) relata um modelo muito simples, desenvolvido por Alcock et al., para estimação da energia cedida por motores Diesel ao fluido refrigerante, relativamente às condições de referência  $p_o = 1$  [atm] e  $T_o = 298,15$  [K] (25 C), no qual o fluxo térmico é diretamente proporcional à massa de combustível fornecida ao motor elevada a um expoente fracionário, o que o configura como um modelo exponencial. Como seja, seguindo a presente notação:

$$\dot{E}_{\text{refr},AM|q} = \xi (\dot{m}_{\text{comb},q})^\alpha \quad (48)$$

O parâmetro  $\xi$  é dependente de variáveis, tais como, o tipo de injeção do motor, a pressão de ar de alimentação, dentre outras. E  $\alpha$  é um fator de escala. Stone (1999) reporta que os experimentos do grupo Alcock et al. foram feitos com um motor de injeção direta, monocilíndrico de 1,8 [litro] de volume deslocado, em que  $\alpha$  alcançou o valor 0,6, mas não é reportado o valor de  $\xi$ .

Este modelo é usado nesta tese, ressalvado seu caráter de estimador aproximado. Nesse sentido, os parâmetros  $\xi$  e  $\alpha$  são determinados exclusivamente para o motor utilizado nas análises, como indicado na seção 4.4.

A fração da energia do combustível entregue à água refrigerante é dada como:

$$f_{\text{refr.}|q} \equiv \frac{\dot{E}_{\text{refr.},AM|q}}{\dot{E}_{\text{comb.},AM|q}} \quad (49)$$

Na seção 4.4, se tem  $\dot{E}_{\text{refr.},AM|q}$  e  $f_{\text{refr.}|q}$  simulados, reportados junto às figuras anteriores.

#### 4.3.7 Energia e Temperatura dos Gases de Exaustão e Energia Residual

A energia dos gases na exaustão do motor, nas condições amazônicas e sob cargas discretas,  $\dot{E}_{\text{exaus.},AM|q}$ , é dada diretamente pela solução da equação (13), tendo suas demais parcelas sido avaliadas como mostrado nos itens anteriores. A temperatura dos gases, variando com a carga  $q$ , após a turbina do motor (Figura 29), é determinada após a obtenção de  $\dot{E}_{\text{exaus.},AM|q}$ , e daí resolvendo-se a equação:

$$\dot{E}_{\text{exaus.},AM|q} = \dot{m}_{\text{exaus.},AM|q} (h_9 - h_0) \quad (50)$$

onde  $h_0$  é avaliada numa temperatura de referência  $T_0$ . A solução desta equação leva a  $T_{\text{exaus.}} = T_0(h_9)$ , o que exige algum método numérico de solução. Em particular, nesta tese, as soluções foram obtidas com o programa EES<sup>®</sup>, cujo algoritmo de solução adota uma variante do método de Newton (Klein, 2003). Neste programa, as entalpias específicas  $h_9$  e  $h_0$ , que são dados discretos das tabelas *JANAF*,<sup>12</sup> são ajustados a polinômios do tipo  $h(T) = B_6 T^6 + B_5 T^5 + B_4 T^4 + \dots + B_0$ , sendo  $B_6, \dots, B_0$  coeficientes fixos.

<sup>12</sup> As tabelas *JANAF* (*Joint Army-Navy-Air Force*) consideram os gases ideais. Nessas tabelas, a referência é  $T_0 = 298,15$  [K] (25 C), onde as entalpias de formação dos elementos químicos são iguais a zero. Substâncias gasosas,

Quando o motor é acoplado a um cliente para aproveitamento do rejeito térmico dos gases, deverá restar na saída da chaminé (estação 10, Figura 29) a parcela de energia residual  $\dot{E}_{\text{resi.,AM|q}}$ , como imposição técnica, como explicado na nota de rodapé n°. 4, dada por:

$$\dot{E}_{\text{resi.,AM|q}} = \dot{m}_{\text{exaus.,AM|q}} (h_{10} - h_o) \quad (51)$$

As entalpias específicas dos gases são determinadas assumindo-os como sendo gases ideais, por:

$$h_{\text{PC}} = \sum_e X_e h_e \quad (e = \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2, \text{O}_2) \quad (52)$$

com valores das  $h_e$  obtidos das tabelas *JANAF* (Klein, 2003). Na estação 10 (ou ponto de posição 10), é assumida a temperatura técnica de 413,15 [K] (140 C) (PETROBRAS, 2000).

As frações da energia do combustível convertida em  $\dot{E}_{\text{exaus.,AM|q}}$  e  $\dot{E}_{\text{resi.,AM|q}}$  são dadas, como antes, pela relação geral

$$f_{x|q} \equiv \frac{\dot{E}_{x|q}}{\dot{E}_{\text{comb.}|q}} \quad (53)$$

Onde o subscrito x significa “exaus.” ou “resi.”. Estas figuras também são mostradas na próxima seção 4.4, junto com as frações anteriores.

#### 4.4. Resultados de Uma Aplicação do Modelo de Simulação Discreta de Motores Diesel

A modelagem dos itens anteriores permitiu simular um grande motor Diesel na faixa de 1 [MW], típico dentre os que são usados na geração elétrica na Amazônia. Conforme a Figura 3, Capítulo 3, o fabricante Cummins detém o maior número de máquinas na Amazônia. Por isso, o

---

como os dois produtos da reação (18)  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$ , têm entalpias de formação não nulas em  $T_o$ : -393 514 [kJ/kmol] ( $\text{CO}_2$ ) e -241 815 [kJ/kmol] ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Para as entropias, essas tabelas usam a terceira lei da Termodinâmica.

motor selecionado para as simulações é o modelo KTA50 desse fabricante, utilizado na motorização de seus grupos-geradores série DF. Os dados, em regime contínuo,<sup>13</sup> foram cedidos pelo fabricante e estão arrolados na Tabela 8, junto com os dados considerados para o combustível.

**Tabela 8. Dados técnicos do motor Diesel selecionado e seu combustível**

Carga [%]	Condições padrão		Condições amazônicas		Relação ar-combustível	(B)/(A) [%]
	Consumo específico <sup>1</sup> (A) 10 <sup>-8</sup> [kg/kW.s]	Eficiência	Consumo específico (B) 10 <sup>-8</sup> [kg/kW.s]	Eficiência		
25	6 917	0,359 0	6 841	0,363 0	89,92	98,9
50	6 111	0,406 3	6 034	0,411 5	50,97	98,7
75	5 750	0,431 9	5 688	0,436 6	36,05	98,9
100	5 639	0,440 4	5 592	0,444 1	27,5	99,2
[A] Potência mecânica em regime contínuo <sup>1</sup>					1 365 [kW]	
[B] Energia térmica rejeitada ao refrigerante (inclusive óleo) <sup>1</sup>					618 [kW]	
[C] Calor perdido por irradiação pelo bloco do motor <sup>1</sup>					150 [kW]	
[D] Diâmetro × curso dos pistões <sup>1</sup>					159 [mm] × 159 [mm]	
[E] Número de cilindros <sup>1</sup>					16	
[F] Frequência de rotação síncrona <sup>1</sup>					1 800 [rpm]	
[G] Contrapressão máxima na turbina <sup>1</sup>					6,8 [kPa]	
[H] Contrapressão máxima no compressor <sup>1</sup>					6,3 [kPa]	
[I] PCI médio do óleo diesel <sup>2</sup>					43 000 [kJ/kg]	
[J] Composição molecular média do óleo diesel <sup>3</sup>					C <sub>14,4</sub> H <sub>24,9</sub>	
[K] Massa molecular média do óleo diesel <sup>2</sup>					198,10 [kmol/kg]	
[L] Massa específica média do óleo diesel <sup>2</sup>					850,0 [kg/m <sup>3</sup> ]	

Fontes: <sup>1</sup> Cummins (1998). <sup>2</sup> PETROBÁS (2000). <sup>3</sup> Ferguson (1986). Nota: T<sub>o</sub> = 293,15 [K] (25 C).

Os dados de consumo específico do fabricante nas condições ISO foram corrigidos para as condições locais, na seção 4.3.2. As correções indicam um ligeiro ganho de eficiência nas condições amazônicas, mas também ocorre uma redução de potência, cujas razões podem ser as simplificações assumidas na aplicação dos coeficientes dos parâmetros  $\alpha_p$  e  $\alpha_{Ce}$  da norma ISO 3046/1 (vide o Apêndice C). Dos resultados corrigidos, foram determinadas as seguintes regressões por mínimos quadrados (Bohem, 1987), com o índice  $R^2 = 1$ , ambas plotadas na Figura 30:

<sup>13</sup> Há dois regimes básicos de geração com grupos diselétricos pela NBR ISO 3046 (ABNT, 1995), o *contínuo* e o *descontínuo*, ambos admitindo alguma sobrecarga de segurança.

$$Ce_{AM|q} = 8,3208 \cdot 10^{-5} - 7,5457 \cdot 10^{-7}q + 7,0717 \cdot 10^{-9}q^2 - 2,2547 \cdot 10^{-11}q^3 \quad (54)$$

$$AC_{AM|q} = 1,7052 \cdot 10^2 - 4,2929q + 4,7446 \cdot 10^{-2}q^2 - 1,8820 \cdot 10^{-4}q^3 \quad (55)$$

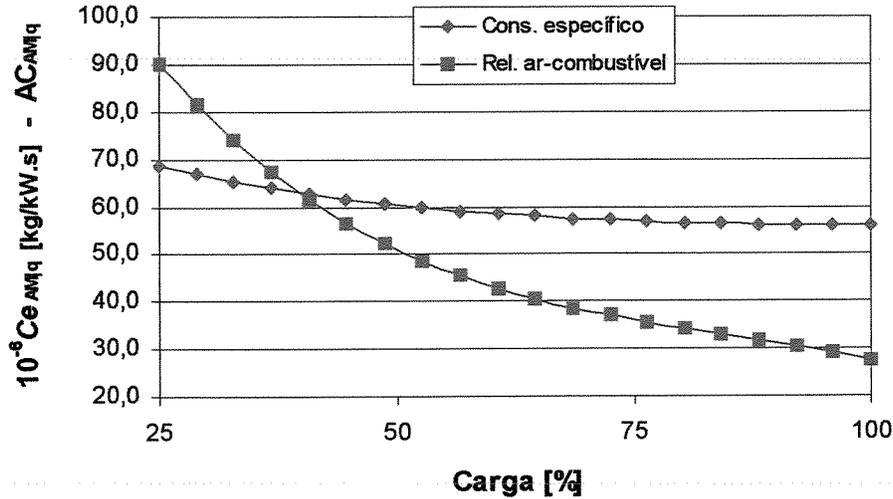


Figura 30. Consumo específico e razão ar-combustível do motor Diesel selecionado, em regime de operação contínua, nas condições amazônicas (Cummins, 1998).

Dentre as equações necessárias para a simulação do balanço energético do motor, as equações (46) e (48) são particularizadas para o motor selecionado usando dados da Tabela 8. Assim, a equação (46) é escrita com o dado [C], do modo:

$$\dot{Q}_{irrad,AM|q} = \dot{E}_{comb,AM|q} \left( \frac{150}{\dot{E}_{comb.,ISO|100}} \right) \quad (56)$$

E, para a equação (48), os coeficientes  $\xi$  e  $\alpha$  foram obtidos por ajuste tais que, na carga 100 [%], se reproduzisse o resultado [B] da Tabela 8, obtendo-se:

$$\dot{E}_{refr.,AM|q} = 3871 (\dot{m}_{comb.|q})^{0,68} \quad (57)$$

As Figuras 31, 32 e 33 simulam as energias, as frações energéticas e a variação da temperatura dos gases na exaustão do motor Diesel. Todas para a carga variando entre 25 [%] e 100 [%].

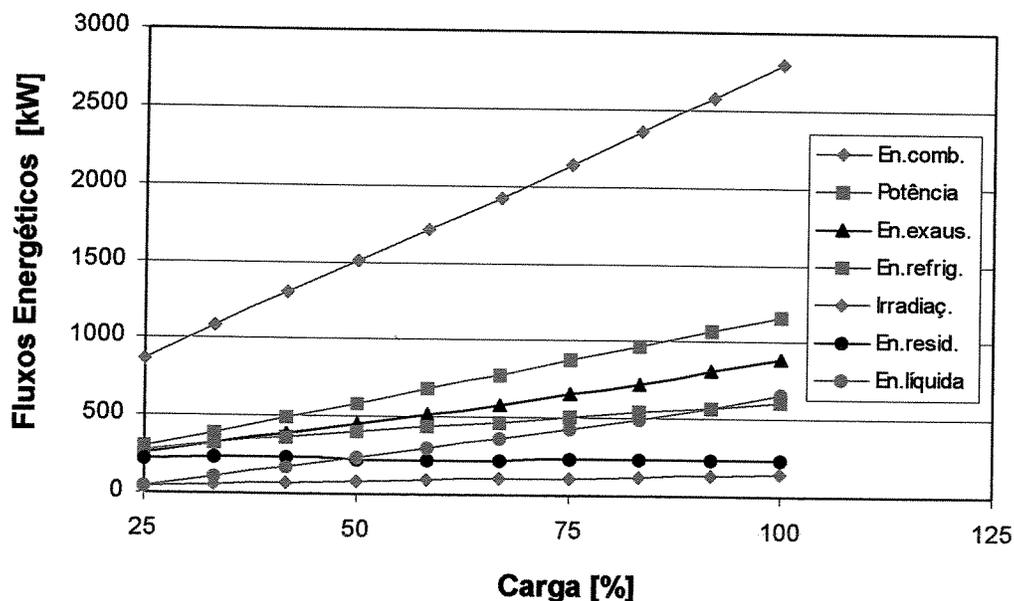


Figura 31. Curvas simuladas do balanço de energia do motor Diesel selecionado.

As curvas da Figura 31 indicam quanto da energia da água de refrigeração ( $\dot{E}_{refr.}$ ) e da energia dos gases ( $\dot{E}_{exaus.}$ ) se pode utilizar para cogeração.  $\dot{E}_{refr.}$  é diretamente proporcional à diferença entre as temperaturas de saída e entrada da jaqueta do motor. E  $\dot{E}_{refr.}$  é limitada pela energia residual (seções 4.3 e 4.3.7). Então, a Figura 31 também mostra a curva *energia líquida*, ( $\dot{E}_{exaus.,q} - \dot{E}_{resi.,q}$ ). Na carga 25 [%], a energia líquida é mínima em termos absolutos (32,3 kW), mas é máxima em termos fracionários (25,6 %). O uso desta fonte de energia na produção de baixa temperatura exige a adoção de uma dentre as estratégias: segmentação da capacidade frigorífica da instalação em unidades de pequeno a médio porte, ou a seleção de uma dimensão que recupere o rejeito energético a partir de um certo nível de carga. O comportamento das curvas da Figura 32 equivale ao das curvas da Figura 25 do Capítulo 3. A reta de variação da temperatura dos gases na exaustão da Figura 33, por seu turno, reflete um comportamento referenciado na literatura (Pulkrabek, 1999; Stone, 1999; Heywood, 1988).

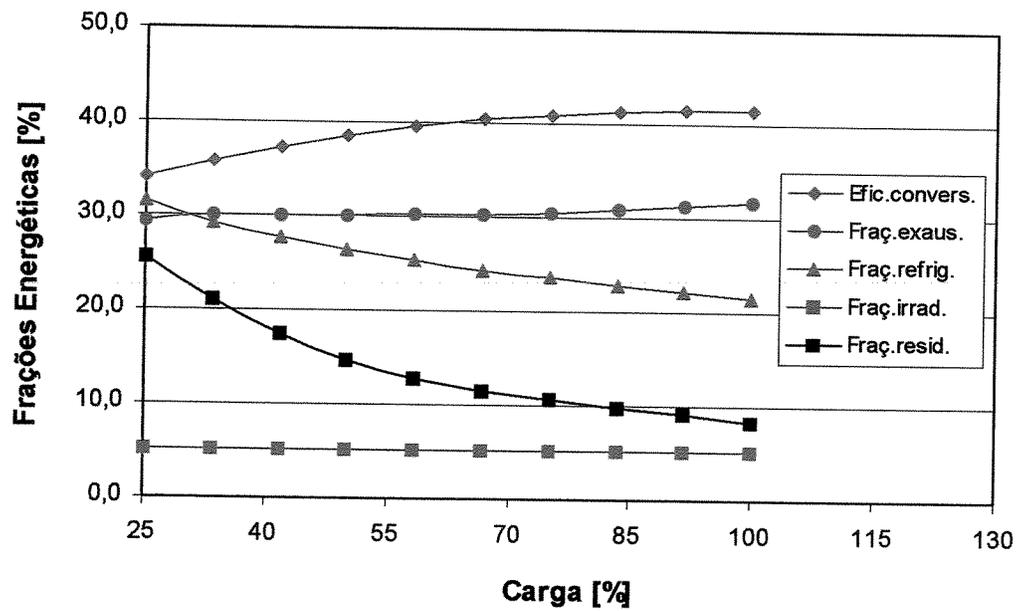


Figura 32. Curvas simuladas das frações percentuais de energia do motor Diesel selecionado.

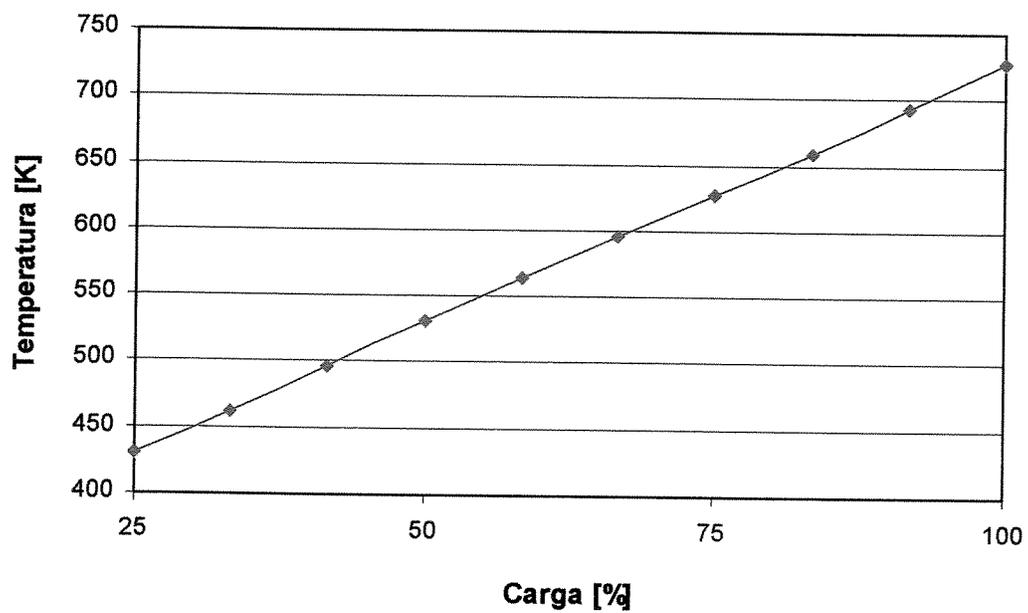


Figura 33. Curva da variação da temperatura dos gases na exaustão do motor Diesel selecionado.

## Capítulo 5

# Aspectos Tecnológicos das Subunidades de Refrigeração por Absorção Água-amônia

### 5.1 Introdução

Uma modelagem para análises da unidade de refrigeração pode ser feita a partir de regressões estatísticas que relevem as variáveis características dessa tecnologia (Dorgan et al., 1995). Para sistemas água-amônia (RAA), porém, essas regressões em geral só permitem estimativas do coeficiente de performance. Sistemas água-brometo de lítio, de larga aplicação em refrigeração para conforto, nesse sentido, dispõem de fontes de informação consideravelmente maiores para cálculos (Espírito Santo, 2001).

Neste trabalho, adotou-se outra abordagem. Primeiro é desenvolvido o sistema de equações de balanços de massa e entalpia de uma unidade de absorção água-amônia composta de subsistemas típicos, operando em regime permanente. Com isso são geradas informações para as análises do Capítulo 7. E segundo, os subsistemas da unidade de absorção são modelados com vistas a projetos de engenharia. À exceção da coluna, que obedece aos princípios da destilação de misturas binárias, todos os demais subsistemas de uma unidade água-amônia são fundamentalmente trocadores de calor, para os quais valem os princípios da Transmissão de Calor.

### 5.2 Processos de um Ciclo de Absorção

Na Figura 34 se tem o fluxograma típico de uma máquina de refrigeração por absorção água-amônia, que caracteriza as subunidades RAA-1 e RAA-2, a partir da qual se descrevem as operações importantes para as análises. Nas Figuras 44 e 45 se têm propriedades calculadas.

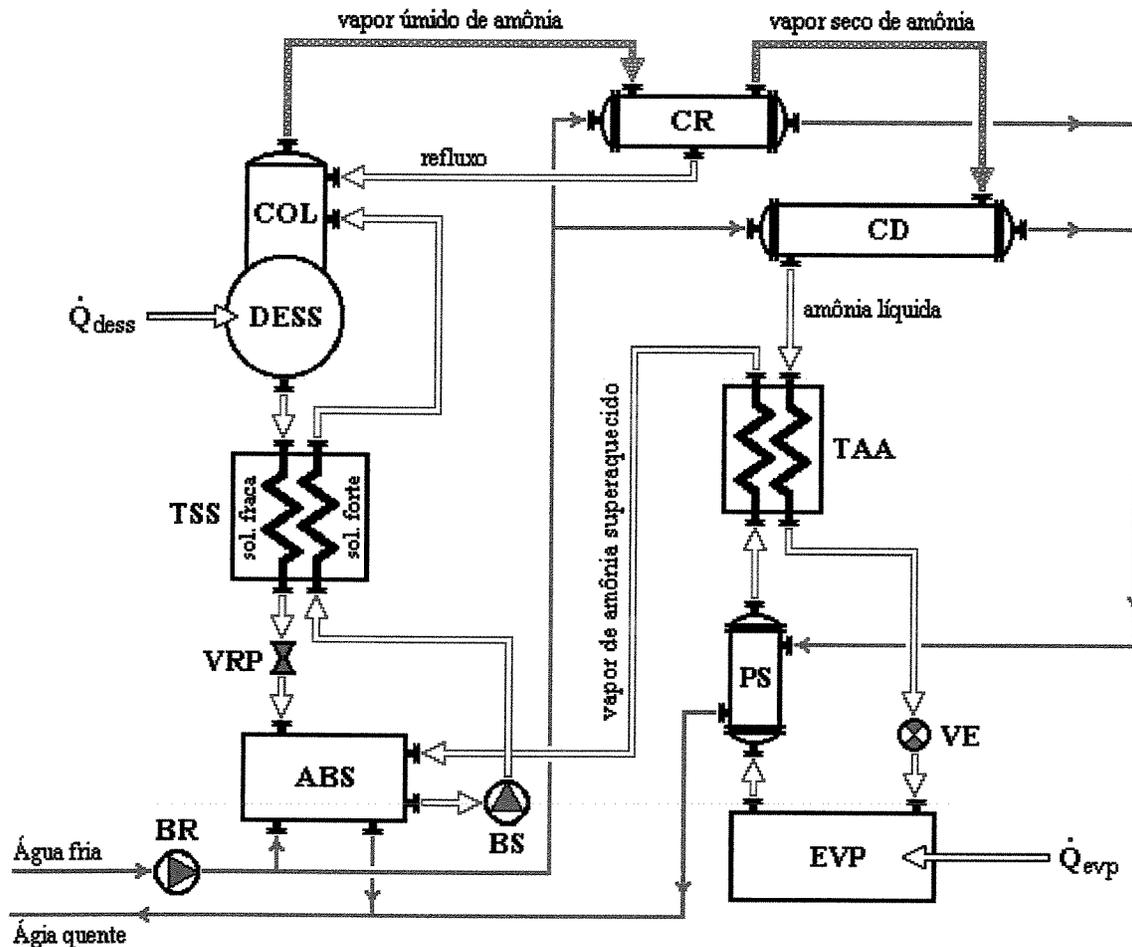


Figura 34. Fluxograma típico de uma máquina de refrigeração por absorção água-amônia.

Inicialmente, solução forte (rica em amônia) é enviada pela bomba de solução (BS) ao dessorvedor (DESS), o que eleva a pressão da solução. Nisso, a solução forte passa pelo trocador de calor solução-solução (TSS), sofrendo elevação de temperatura ao cruzar com a solução fraca (pobre em amônia) que desce do DESS.

A função do dessorvedor (DESS) é promover uma separação grosseira dos componentes da solução água-amônia, produzindo uma solução com baixo teor de água. Essa dessorção é feita às custas da energia térmica recuperada do motor de combustão interna. A solução sobe à coluna retificadora (COL), onde é enriquecido em amônia em dois estágios (Figura 35): (i) No primeiro, o estágio de separação, o vapor troca espécies por difusão, recebendo amônia e cedendo água à solução forte, com a qual cruza desde a entrada da coluna (COL); (ii) No segundo estágio, de

enriquecimento, o processo se repete, agora com o refluxo (R), vindo do condensador de refluxo (CR). No fundo do DESS, resta uma solução fraca em amônia, em equilíbrio com a temperatura de dessorção. Essa solução desce ao absorvedor (ABS), passando em contracorrente pelo trocador de calor solução-solução (TSS). No ABS, a solução fraca recebe o vapor de amônia vindo do lado de refrigeração.

Como a pressão da solução fraca é praticamente igual à pressão da solução forte (alta), esta deve ser reduzida ao nível da pressão do vapor de amônia do lado de refrigeração, o que é feito pela válvula redutora de pressão (VRP). O processo de absorção de amônia pela solução fraca no ABS ocorre exotermicamente, sendo o calor de solução absorvido por água de resfriamento.

Praticamente toda a água contida na solução vaporizada que deixa a coluna de retificação (COL) pelo topo condensa no condensador de refluxo (CR). Este processo é feito às custas de água de resfriamento, que circula em uma serpentina em “U” simples imersa no casco do CR. Não obstante, o vapor liberado pelo CR não é amônia pura, mas, ainda, uma solução a 99,8%, em que o 0,2% de água é suficiente para conferir-lhe comportamento termofísico diferente do comportamento da amônia pura.

Alternativa técnica para a purificação do vapor é a que elimina a necessidade do condensador de refluxo (CR), consistindo em fazer circular a solução forte que sai do trocador solução-solução (TSS) por uma serpentina na parte superior da coluna (COL), antes que essa solução seja introduzida na coluna (COL). A desvantagem dessa técnica é o aumento do tamanho da COL e, também, a maior perda de pressão imposta ao vapor ascendente. Na concepção desta tese, é considerada a alternativa do CR refrigerado com água de resfriamento.

Ao sair do condensador de refluxo (CR), o vapor de solução quase-puro segue para o lado de refrigeração da unidade, função que é semelhante à do ciclo de refrigeração por compressão. O primeiro processo é a condensação do vapor no condensador (CD), trocando calor com água de resfriamento que circula por uma serpentina multitubular. A amônia é condensada e, em seqüência, resfriada no CD, neste caso, pelo motivo discutido na seção 5.5.6. Ao sair do CD, solução líquida quase-pura passa pelo trocador amônia-amônia (TAA), onde cede calor ao vapor efluente do evaporador (EVP), e segue à válvula de expansão (VE), para ser expandida sob entalpia cons-

tante. Assim despressurizada, a solução retorna à fase vapor no evaporador (EVP), retirando calor do ambiente refrigerado.

Ao sair do evaporador (EVP), o vapor de solução quase-pura está superaquecido, por força das condições de equilíbrio. Após o EVP, pode ser instalado o trocador pós-superaquecedor de amônia (PS), pelo motivo relatado na seção 5.5.6. No PS, a solução cruza com a água de resfriamento aquecida, efluente do condensador de refluxo (CR) e do condensador (CD). Após o PS está o trocador amônia-amônia (TAA), onde o vapor cruza com a solução saída do CD, resfriando-a. Ao sair do TAA, o vapor retorna ao absorvedor (ABS), para formar a solução forte com a solução diluída vinda do trocador solução-solução (TSS).

A água de resfriamento usada no condensador de refluxo (CR), condensador de vapor de amônia (CD) e absorvedor (ABS) pode trocar calor com uma torre de resfriamento em circuito fechado, ou pode ser rejeitada a algum curso d'água local. Esta é a opção adotada neste trabalho, como forma de evitar os investimentos no sistema fechado. Não obstante, devem ser tomadas precauções quanto ao baixo pH da água típico dos cursos d'água regionais, e potencialmente corrosivo para ligas de ferro, de que são feitos os tubos por onde circula a água.

O sistema da Figura 34 usa a tecnologia alemã Platten-Munters, adotada no Brasil, mesmo que timidamente e restrito a poucas instalações (Cortez et al., 1998; Milanés, 1998). Nesse sentido, não há padronização normalizada para os arranjos particulares dos equipamentos de unidades de absorção no Brasil, que, assim, podem variar caso a caso. Enquanto máquina térmica sujeita a muitas variações de temperatura, pressão e de concentração das espécies água e amônia ao longo do ciclo, uma unidade de absorção possui vários graus de liberdade; muitos mais do que uma máquina de refrigeração por compressão de vapor. Isso faz com que unidades de absorção admitam várias combinações de seus quatro componentes básicos – dessorvedor (DESS), condensador (CD), evaporador (EVP) e absorvedor (ABS), com trocadores de calor acessórios. Regra geral, a eliminação e a incorporação de trocadores de calor acessórios devem ser avaliadas seguindo a metodologia de cálculo aqui formalizada, mas tendo as condições locais da usina como diretrizes mandatárias, quando uma máquina de absorção integrar um sistema de cogeração.

A utilização dos produtos de combustão de motores de combustão interna pode ser feita diretamente, ou produzindo vapor intermediariamente. Em primeira aproximação, pode-se dizer

que os sistemas que usam os gases diretamente são menos intensivos em capital, porque não exigem um subsistema de geração de vapor. No entanto, exigem limpezas freqüentes dos tubos do trocador de calor do dessorvedor (DES), que tem contato direto com os gases do motor.

### 5.3 Balanços de Massa e Energia do Ciclo de Absorção

O regime de operação das unidades de refrigeração por absorção água-amônia é o quase-permanente, cuja modelagem considera o aporte de energia do sistema de cogeração variando segundo as cargas discretas do grupo-gerador, e assumindo que a demanda elétrica é mandatária, ou seja, o principal produto do sistema de cogeração é a energia elétrica. Também é assumido que os parâmetros intensivos do ciclo se mantêm constantes, enquanto as vazões em massas do fluido de trabalho (soluções) variam com a carga.

O fluido de trabalho de um ciclo de absorção não se comporta como substância pura, mas como uma substância binária. Todas as suas propriedades requerem saber em qual proporção amônia e água se encontram, nas várias *estações de trabalho*<sup>1</sup> da solução. As quantidades relativas de amônia (X) e de água (Z) nas soluções são, por definição, respectivamente, em notação coerente com as convenções da Figura 35:<sup>2</sup>

$$X \equiv \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (58)$$

$$Z \equiv 1 - X \quad (59)$$

Onde  $m_{\text{NH}_3}$  e  $m_{\text{H}_2\text{O}}$  são, respectivamente, as massas de amônia e água que compõem a solução.

As equações de balanços de massa, espécies químicas e energia entre as entradas e saídas de cada subsistema da unidade, sob regime permanente, são escritas, generalizando:

<sup>1</sup> Estação, nesta tese, designa um ponto do circuito onde a solução de trabalho assume valores particulares para suas propriedades termofísicas. Esta terminologia segue a elegância dos tratamentos do autor Zulcy de Souza (1990).

<sup>2</sup> Na Figura 35, letras maiúsculas designam frações líquidas ou gasosas, indistintamente, fora da coluna. E no interior, as frações, que são distinguidas por letras diferentes entre líquidas e gasosas, são designadas por minúsculas.

$$\sum_{entra.} \dot{m}_i = \sum_{sai.} \dot{m}_j \quad (60)$$

$$\sum_{entra.} \dot{m}_i X_i = \sum_{sai.} \dot{m}_j X_j \quad (61)$$

$$\sum_{entra.} \dot{m}_i h_i + \dot{Q}_{i,entra.} = \sum_{sai.} \dot{m}_j h_j + \dot{Q}_{j,sai.} \quad (62)$$

Um termo recorrente em cálculos de sistemas de refrigeração, seja por compressão, seja de absorção, é o *coeficiente de performance*, que relaciona o efeito frigorífico útil com o aporte energético para obtê-lo. Desconsiderando as potências elétricas consumidas nas bombas que servem ao ciclo, o coeficiente de performance da refrigeração por absorção é definido como (Costa, 1982; Figueiredo, 1985, 1980):

$$COP \equiv \frac{\dot{Q}_{EVP}}{\dot{Q}_{dessa.}} \quad (63)$$

Onde são:  $\dot{Q}_{EVP}$ , o fluxo de calor retirado pelo evaporador (EVP) do ambiente a refrigerar; e  $\dot{Q}_{dessa.}$  o fluxo de calor absorvido na operação de dessorção da amônia no dessorvedor (DESS).

O COP para instalações água-amônia pode ser estimado pela correlação seguinte, obtida da compilação de dados de várias unidades de absorção água-amônia, pela *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning - ASHRAE* (Dorgan et al., 1995):

$$COP = f_0 + f_1 T_{evp} + f_2 T_{evp}^{-1} + f_3 T_{evp}^{-2} \quad (64)$$

Onde, pela notação das Figuras 44 e 45,  $T_{evp} = T_{11}$  (evaporação) em [C]; e os termos  $f_0$ ,  $f_1$ ,  $f_2$  e  $f_3$  são dados pelos polinômios seguintes, nos quais  $T_{cd} = T_{ág.,sai}$  (condensação) em [C]:

$$f_0 = 6,551\ 32 \cdot 10^{-1} - 1,564\ 8 \cdot 10^{-2} T_{cd} + 9,300\ 96 \cdot 10^{-4} T_{cd}^2 - 1,365\ 64 \cdot 10^{-5} T_{cd}^3 \quad (65)$$

$$f_1 = 4,416\ 48 \cdot 10^{-3} - 2,779\ 87 \cdot 10^{-4} T_{cd} + 1,989\ 07 \cdot 10^{-5} T_{cd}^2 - 2,665\ 27 \cdot 10^{-7} T_{cd}^3 \quad (66)$$

$$f_2 = -6,198\ 23 + 5,775\ 39 \cdot 10^{-2} T_{cd} + 7,474\ 19 \cdot 10^{-3} T_{cd}^2 - 1,365\ 08 \cdot 10^{-4} T_{cd}^3 \quad (67)$$

$$f_3 = -32,781\ 6 + 4,409\ 48 \cdot 10^{-1} T_{cd} + 1,808\ 43 \cdot 10^{-2} T_{cd}^2 - 3,800\ 18 \cdot 10^{-4} T_{cd}^3 \quad (68)$$

#### 5.4 Processos na Coluna de Separação e Enriquecimento

Os processos nos dois estágios da coluna de retificação (COL) – estágio de separação e estágio de enriquecimento (Figura 35), são de troca de espécies químicas que podem ser modelados pari passo, conforme o método clássico de McCabe-Thiele (McCabe e Smith, 1956). Para tanto, tem-se na Figura 35 um esquema de todos os componentes da coluna e seus trocadores de calor acessórios, cujas estações seguem as seqüências ordinais das Figuras 44 e 45. Ali também estão indicadas as fontes térmicas externas das duas subunidades de refrigeração consideradas, RAA-1 de refrigeração para conservação de perecíveis (frio), e RAA-2 para produção de gelo. Para a RAA-1, são previstos dois sistemas de cogeração *alimentadores*, o sistema vapor/água e o sistema gás/água. As fontes térmicas externas seguem as seqüências ordinais das unidades de cogeração vapor/água e gás/água, mostradas na Figura 50 do Capítulo 7.

Sejam, na Figura 35, as vazões de vapor ascendente  $\dot{V}_{sep,j}$  e de líquido descendente  $\dot{L}_{sep,j}$ , da seção de separação; e as vazões de vapor ascendente  $\dot{V}_{enriq,j}$  e de líquido descendente  $\dot{L}_{enriq,j}$ , da seção de enriquecimento. Parte-se da hipótese que, nas trocas de massa entre as correntes acedentes e descendentes, estas estabelecem concentrações de equilíbrio entre si, conforme entram em contato em cada bandeja dos dois estágios da coluna. A vazão descendente na seção de enriquecimento origina-se do refluxo e é admitida constante,<sup>3</sup> isto é,

<sup>3</sup> Esta hipótese é uma aproximação aceitável, desde que as massas trocadas entre líquido e vapor são pequenas.

$$\dot{R} = \dot{L}_{\text{enriq},n} = \dots = \dot{L}_{\text{enriq},1} \equiv \dot{L}_{\text{enriq}} \quad (69)$$

A vazão de refluxo  $\dot{R}$  é definida pela razão de refluxo  $r$  e a vazão de saída do condensador de refluxo (CR), visto na Figura 35, isto é:

$$\dot{R} \equiv r \dot{m}_g \quad (70)$$

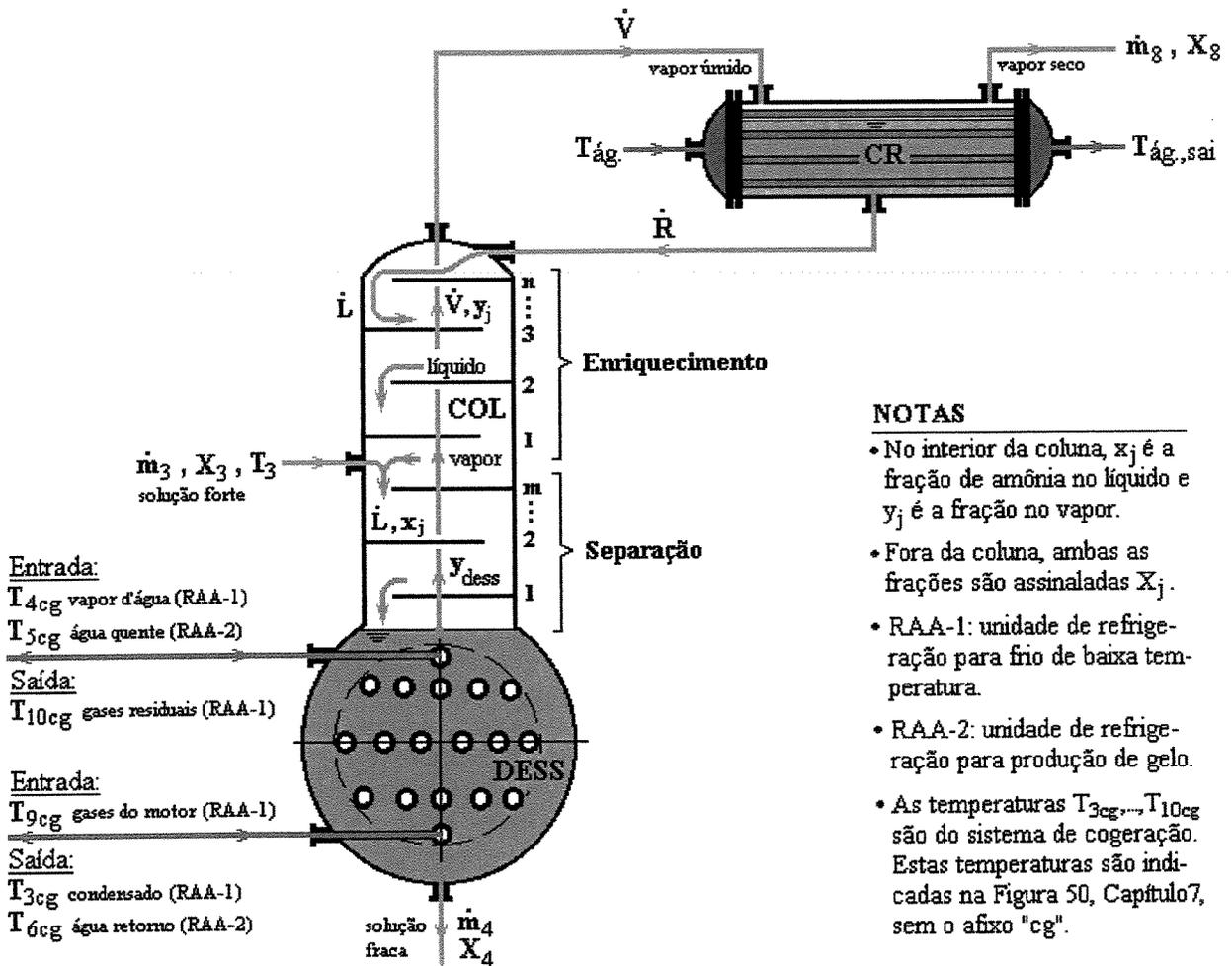


Figura 35. Fluxos no interior da coluna de retificação de dois estágios com várias bandejas.

Foi verificado neste trabalho, que adotando  $r = 1$ , ou seja, sendo o equilíbrio no condensador de refluxo (CR) tal que ambas as vazões são iguais, são obtidos valores de convergência do algoritmo de cálculo para análises da coluna (COL) factíveis. Portanto,

$$\dot{R} = \dot{m}_g \quad (71)$$

Na estação 3 da Figura 35, a solução forte que alimenta a coluna é um líquido não-saturado, a qual acresce ao líquido que desce da seção de enriquecimento:

$$\dot{L}_{sep.} = \dot{L}_{enriq.} + \dot{m}_3 \quad (72)$$

O calor necessário para aquecer o líquido descendente corre às custas da entalpia sensível do vapor ascendente. Desse modo, ocorre migração (difusão) de amônia vaporizada do líquido descendente para o vapor, com redução da temperatura do vapor, conforme este sobe na coluna. Reciprocamente, ocorre difusão de líquido condensado do vapor para o líquido. No equilíbrio, admite-se que as vazões nos trechos de separação e enriquecimento são constantes e iguais:<sup>4</sup>

$$\dot{V}_{sep.1} = \dot{V}_{sep.2} = \dots = \dot{V}_{sep.m} = \dot{V}_{enriq.1} = \dot{V}_{enriq.2} = \dots = \dot{V}_{enriq.n} \equiv \dot{V} \quad (73)$$

Considerando um volume de controle englobando a seção de separação e o dessorvedor (DESS), obtêm-se os balanços de massa e espécies seguintes:

$$\dot{V} = \dot{L} - \dot{m}_4 \quad (74)$$

$$\dot{V} y_m = \dot{L} x_{m+1} - \dot{m}_4 X_4 \quad (75)$$

---

<sup>4</sup> Esta hipótese é a mesma adotada para o líquido descendente na seção de enriquecimento (nota nº. 3). É aqui também aceitável, desde que as massas mutuamente difundidas são pequenas.

Das quais são obtidas as frações de líquido, até a m-ésima bandeja do trecho de separação, localizada abaixo da estação 3 (Figura 35):

$$x_{m+1} = \frac{\dot{V}}{\dot{L}} \left[ y_m + X_4 \left( \frac{\dot{m}_4}{\dot{V}} \right) \right] \quad (76)$$

Igualmente, para um volume envolvendo a seção de enriquecimento e o condensador de refluxo (CR),

$$\dot{V} = \dot{L} + \dot{m}_8 \quad (77)$$

$$\dot{V} y_{n-1} = \dot{L} x_n + \dot{m}_8 X_8 \quad (78)$$

do que, também para as frações de líquido, até a n-ésima bandeja do trecho de separação, localizada abaixo da saída de vapor úmido no topo da coluna (COL) (Figura 35):

$$x_n = \frac{\dot{V}}{\dot{L}} \left[ y_{n-1} - X_8 \left( \frac{\dot{m}_8}{\dot{V}} \right) \right] \quad (79)$$

A hipótese de alcance do equilíbrio de concentração em cada bandeja permite escrever a fração ali alcançada, definindo-se a *volatilidade relativa* da solução água-amônia, por

$$\alpha_{\text{sol.}} \equiv \frac{K_{\text{NH}_3,j}}{K_{\text{H}_2\text{O},j}} = \frac{\left( \frac{y_{\text{NH}_3,j}}{x_{\text{NH}_3,j}} \right)}{\left( \frac{y_{\text{H}_2\text{O},j}}{x_{\text{H}_2\text{O},j}} \right)} = \frac{\left( \frac{y_{\text{NH}_3,j}}{1 - y_{\text{NH}_3,j}} \right)}{\left( \frac{x_{\text{NH}_3,j}}{1 - x_{\text{NH}_3,j}} \right)} \quad (80)$$

Em que os termos  $K$  são as *constantes de equilíbrio* ideais dos componentes. A volatilidade da solução varia ao longo da coluna.<sup>5</sup> Em particular, Gomide (1988) fornece para soluções água-amônia o valor  $\bar{\alpha}_{\text{sol.}} = 3,8$ , aqui considerada, ademais, porque é assumido, por simplificação, que a pressão no interior da coluna se mantém constante. Dessa forma, as frações de vapor são dadas a seguir, abstraindo-se os índices das frações, já que se referem à amônia:

$$y_j = \frac{\bar{\alpha}_{\text{sol.}} \cdot x_j}{1 + x_j(\bar{\alpha}_{\text{sol.}} - 1)} \quad (j = 1, \dots, m; 1, \dots, n) \quad (81)$$

A fração mássica do vapor liberado da solução forte saturada (interface líquido/vapor) no dessorvedor (DESS) é determinada de (81), assumindo concentração em equilíbrio no valor  $X_4$ :

$$y_{\text{dess.}} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{sol.}} X_4}{1 + X_4(\bar{\alpha}_{\text{sol.}} - 1)} \quad (82)$$

Este conjunto de equações para a coluna (COL) pode ser usado para fornecer valores para as frações da solução na estação 4 e no topo da coluna. Por outro lado, também permitem predimensioná-la, quanto à estimação do número de bandejas. Neste caso, tem-se que o número de bandejas assim determinado é inferior ao número realmente necessário, que leve em conta vários fatores de desempenho não considerados no método de McCabe-Thiele (McCabe e Smith, 1956). Para aproximar o número real de bandejas, Gomide (1988) recomenda a correlação de O'Connell:

$$N_{b,\text{real}} = \frac{0,5 N_{b,\text{teór.}}}{\sqrt[4]{\mu_{\text{sol.}} \alpha_{\text{sol.}}}} \quad (83)$$

---

<sup>5</sup> A rigor, em uma mistura não-ideal, a constante de equilíbrio de um componente  $a$  é definida como  $K_a \equiv y_a/x_a = (\gamma_a f_a^{\circ})_V / (\gamma_a f_a^{\circ})_L$ , onde  $\gamma_a$  é o *coeficiente de atividade* e  $f_a^{\circ}$  é a *fugacidade* dessa substância pura, respectivamente, nas fases vapor (V) e líquido (L). Em pressões baixas ou moderadas, pode-se assumir  $f_a^{\circ} \cong p_a^{\circ}$ . Então, dadas as naturais quedas de pressão das correntes de líquido e vapor no interior da coluna, os  $K$ s variam.

onde  $N_{b,teór.}$  é o número teórico de bandejas alcançado e  $\mu_{sol.}$  é a viscosidade da solução, não fornecida pelo programa EES®, mas estimável pela correlação do Apêndice D.

A estimação do número de bandejas inicia no dessorvedor (DESS). Na interface do líquido, é liberado vapor de fração mássica  $y_{dess.}$ , dado pela relação (82). Esta fração corresponde, ordinalmente, à primeira bandeja ( $y_{dess.} = y_o$ ). A fração de líquido desta bandeja é determinada pela expressão (79), escrita como:

$$x_1 = \frac{\dot{V}}{\dot{L}} \left[ y_{dess.} + X_4 \left( \frac{\dot{m}_4}{\dot{V}} \right) \right] \quad (84)$$

Sequencialmente, para as sucessivas bandejas da seção de separação, as frações  $x_{j+1}$  determinam as  $y_j$ , pela equação (81). O número teórico de bandejas da seção de separação é encontrado quando  $x_m \geq X_3$ , e o número real é estimado pela equação (83). A última bandeja desta seção tem a fração  $x_{sep.}$ .

A fração de vapor  $y_m$ , da seção de separação, inicia a seqüência de cálculo no trecho de enriquecimento, seguindo passos semelhantes aos anteriores. A  $n$ -ésima bandeja de enriquecimento é aquela em que  $x_n \geq X_8$  e o número real de bandejas também é dado pela equação (83). A última fração é designada  $x_{enriq.}$

## 5.5 Trocadores de Calor das Unidades de Absorção e Cogeração

A modelagem que segue permite obter a área de troca de cada intercambiador de calor.

### 5.5.1 Trocas Térmicas

Para um trocador  $x$  qualquer, as trocas de calor são dadas pela seguinte expressão geral:

$$\dot{Q}_x = (UA)_x \cdot DMLT_x \quad (85)$$

O coeficiente global U da equação (85) permite estimar a área de troca. Na seção 5.7 há valores recorríveis dos vários trocadores dos subsistemas desta tese, pesquisados na literatura.

A diferença média logarítmica de temperatura da expressão (85) tem a definição geral que segue, tendo que o fluido de aquecimento entra com a temperatura  $T_{FQ}$  e sai com  $T_{FF}$ , e o fluido a aquecer entra com a temperatura  $T_{mont.}$  e sai com  $T_{jus.}$  :

$$DMLT = \frac{(T_{FQ} - T_{mont.}) - (T_{FF} - T_{jus.})}{\ln\left(\frac{T_{FQ} - T_{mont.}}{T_{FF} - T_{jus.}}\right)} \quad (86)$$

Estas relações são particularizadas para cada trocador na seções que seguem.

### 5.5.2 Dessorvedor (DESS)

É considerado um trocador de calor do tipo casco e tubo multitubular, podendo o fluido de aquecimento ser vapor d'água (RAA-1) ou gases diretos (RAA-2), que circula pelo interior dos tubos (Figura 36). A solução amônia-água a ser dessorvida repousa no lado do casco.

Quando é usado vapor, a cessão de calor é isotérmica, sob  $T_{FQ} = T_{FF} \equiv T_{vp} = T_{cd}$ , e a diferença média de temperatura é:

$$DMLT_{DESS, vp} = \frac{(T_{vp} - T_4) - (T_{cd} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{vp} - T_4}{T_{cd} - T_3}\right)} = \frac{T_3 - T_4}{\ln\left(\frac{T_{4cg} - T_4}{T_{4cg} - T_3}\right)} \quad (87)$$

Usando os gases diretamente, a diferença média de temperatura se escreve como:

$$DMLT_{DESS, gas.} = \frac{(T_{9cg} - T_4) - (T_{10cg} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{9cg} - T_4}{T_{10cg} - T_3}\right)} \quad (88)$$

E para aquecimento pela água de resfriamento do motor, a diferença de temperatura é dada:

$$DMLT_{DESS, \acute{a}g.} = \frac{(T_{5cg} - T_4) - (T_{6cg} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{5cg} - T_4}{T_{6cg} - T_3}\right)} \quad (89)$$

Nestas equações, as temperaturas assinaladas “cg” são relativas ao sistema de cogeração (Figura 36). Essa distinção só é feita nos casos em que podem surgir coincidências de notação. Na Tabela 10, seção 5.7, há valores estimados dos coeficientes de troca global para cálculos.

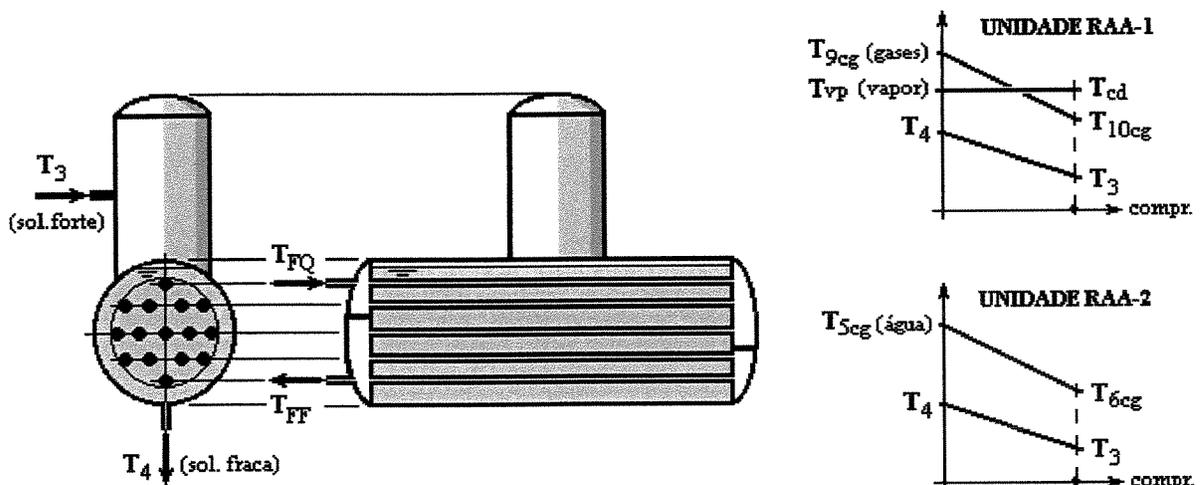
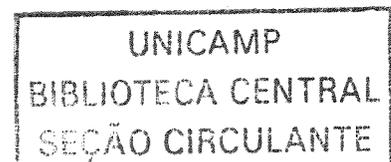


Figura 36. Trocador de calor de dessorção de amônia.

### 5.5.3 Condensador de Refluxo (CR)

Consiste de um casco tubular por onde flui solução com umidade, a qual é condensada junto com traços de amônia, por água (Tabela 10) que flui numa serpentina em “U”, no fundo do CR.



A solução de refluxo deposita-se no fundo do condensador (CD) e dali flui para a coluna (COL). A solução quase-pura sai pela parte superior do casco. A condensação da umidade, aproximadamente isotérmica, tal que  $T_V \cong T_R \cong T_8$ , é propiciada pela circulação de água, por um único tubo simples em “U” no fundo do condensador (Figura 37).

A diferença média de temperatura, à vista destas particularizações, é escrita como segue. Para cálculos, a Tabela 10 da seção 5.7 mostra um valor para o coeficiente de troca global.

$$DMLT_{CR} = \frac{(T_V - T_{\text{ág.sai}}) - (T_R - T_{\text{ág.ent}})}{\ln\left(\frac{T_V - T_{\text{ág.sai}}}{T_R - T_{\text{ág.ent}}}\right)} = \frac{T_{\text{ág.ent}} - T_{\text{ág.sai}}}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{\text{ág.sai}}}{T_8 - T_{\text{ág.ent}}}\right)} \quad (90)$$

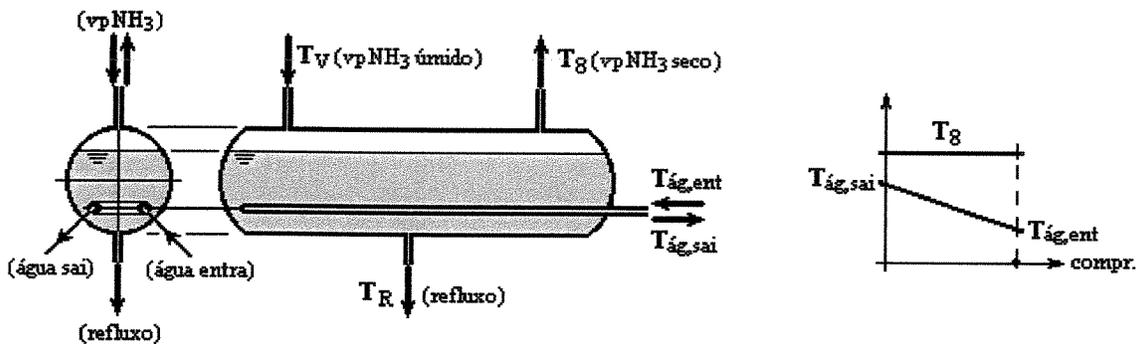


Figura 37. Trocador de calor do condensador de refluxo.

#### 5.5.4 Absorvedor de Amônia (ABS)

É semelhante ao condensador de refluxo (CR), no sentido de que também dispõe de um único tubo em U para circulação de água (dados na Tabela 10, seção 5.7) a captar o calor exudado da reação de absorção de vapor de amônia – vindo do evaporador, pela solução fraca – vinda do gerador. O vapor de amônia é disperso por orifícios ao longo de um único tubo de vapor montado na parte inferior do absorvedor, abaixo do tubo da água de resfriamento (Figura 38). Para a modelagem, as temperaturas que governam as trocas térmicas são as das soluções forte e fraca, esta, resultante da mistura entre a solução fraca e o vapor de solução quase-puro.

Então, a diferença média de temperatura do absorvedor de amônia (ABS) é escrita do modo seguinte. A Tabela 10, seção 5.7, dispõe de um valor para o coeficiente de troca global:

$$DMLT_{ABS} = \frac{(T_6 - T_{ág.X}) - (T_1 - T_{ág.Y})}{\ln \left( \frac{T_6 - T_{ág.X}}{T_1 - T_{ág.Y}} \right)} \quad (91)$$

Onde: (i) X – entra e Y – sai, se  $T_6 < 298,15$  [K] (25 C), no caso da RAA-2 (Figura 45); (ii) vice-versa, se  $T_6 > 298,15$  [K] (em caso contrário), no caso da RAA-1 (Figura 44).

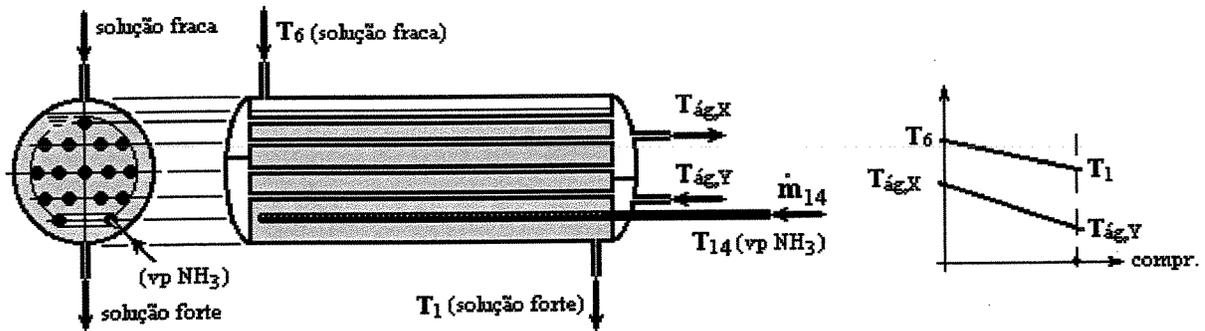


Figura 38. Trocador de calor do absorvedor de amônia.

### 5.5.5 Trocadores Solução-Solução (TSS) e Amônia-Amônia (TAA)

São tipo multitubular de um passe, nos quais o fluido quente flui dentro dos tubos e o frio pelo lado da casca (com chicanas) (Figura 39), sendo, ambos os fluidos, soluções água-amônia.

Em particular, as diferenças médias de temperatura nos trocadores TSS e TAA são escritas a seguir. Para efetuar os cálculos, tem-se uma estimativa do coeficiente de troca global na Tabela 10 da seção 5.7.

$$DMLT_{TSS} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (92)$$

$$DMLT_{TAA} = \frac{(T_9 - T_{14}) - (T_{10} - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_9 - T_{14}}{T_{10} - T_{14}}\right)} \quad (93)$$

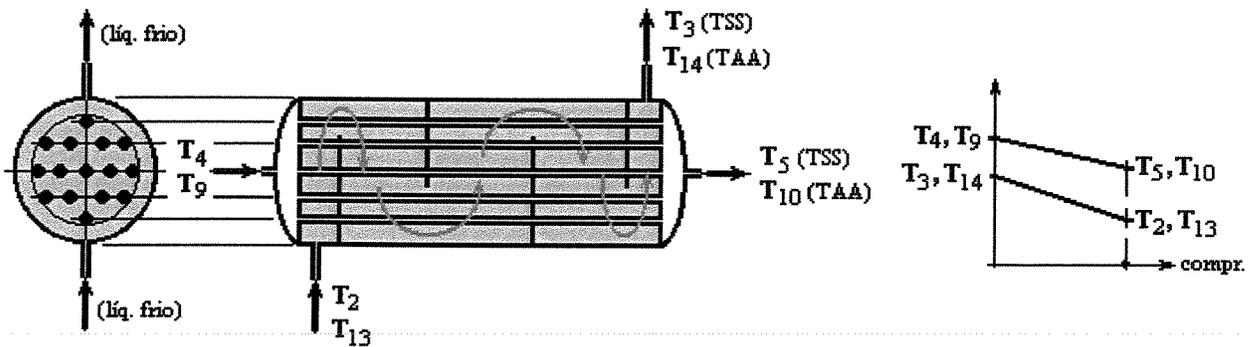


Figura 39. Trocadores de calor solução-solução e amônia-amônia.

### 5.5.6 Condensador (CD) e Pós-superaquecedor de Amônia (PS)

Estes trocadores são do tipo multitubular, em que vapor flui pelo lado do casco (Figura 40) e o segundo fluido, a água, flui pelos tubos. Na Tabela 10 da seção 5.7 se têm dados estimados para a água de resfriamento e para o coeficiente de troca global.

A condensação do vapor de amônia no condensador (CD) é isotérmica, ocorrendo na temperatura  $T_g$ . Esta temperatura é um valor elevado e igual à temperatura interna da coluna (COL), que leva a que os valores das propriedades de estado da solução quase-pura, efluente do CD, não permitam a convergência dos processos de troca térmica a jusante deste. Então, o CD é sobre-dimensionado de forma a também reduzir a temperatura do condensado. A Tabela 9, item 5.6, fornece um critério para a temperatura na saída do CD.

De modo a determinar a área adicional necessária para resfriamento da solução líquida saturada, o condensador (CD) pode ser modelado como dois trocadores virtuais em série. O primeiro

virtual, V1, visa a condensação isotérmica do vapor de amônia na temperatura  $T_8$ ; e o segundo, V2, resfria o condensado até a temperatura  $T_9$  (Figura 40), tal que a área de troca do trocador real é  $A_{cd} = A_{V1} + A_{V2}$ . Sendo  $h_8$  e  $h_{8liq.sat.}$ , respectivamente a entalpia do vapor e a entalpia do líquido saturado da solução quase-pura no ponto de corte de V1 do gráfico  $T \times compr.$  da Figura 40, as parcelas de calor trocadas em V1 e V2, do ponto de vista desse fluido, são:

$$\dot{Q}_{cd,V1} = \dot{m}_g (h_8 - h_{8liq.sat.}) \quad (94)$$

$$\dot{Q}_{cd,V2} = \dot{m}_g (h_{8liq.sat.} - h_9) \quad (95)$$

Para resolver a temperatura da água de resfriamento na *saída* do primeiro condensador, escreve-se o calor trocado em V2, do ponto de vista da água:

$$\dot{Q}_{cd,V2} = \dot{m}_{ág.} c_{p,ág.} (T_{ág.int.} - T_{ág.ent.}) \quad (96)$$

do que resulta, igualando as expressões (95) e (96), a temperatura da água no ponto de corte entre a condensação do vapor da solução e o resfriamento da solução líquida:

$$T_{ág.int.} = T_{ág.ent.} + \frac{\dot{m}_g (h_{8liq.sat.} - h_9)}{\dot{m}_{ág.} c_{p,ág.}} \quad (97)$$

Desse modo, pode-se escrever as diferenças médias de temperaturas dos trocadores virtuais do condensador (CD) como seguem:

$$DMLT_{V1} = \frac{(T_8 - T_{ág.sai.}) - (T_8 - T_{ág.int.})}{\ln \left( \frac{T_8 - T_{ág.sai.}}{T_8 - T_{ág.int.}} \right)} = \frac{T_{ág.int.} - T_{ág.sai.}}{\ln \left( \frac{T_8 - T_{ág.sai.}}{T_8 - T_{ág.int.}} \right)} \quad (98)$$

$$DMLT_{V2} = \frac{(T_8 - T_{\text{ág.int.}}) - (T_9 - T_{\text{ág.ent.}})}{\ln \left( \frac{T_8 - T_{\text{ág.int.}}}{T_9 - T_{\text{ág.ent.}}} \right)} \quad (99)$$

O pós-superaquecedor (PS) tem função semelhante ao trocador virtual V2 do condensador (CD), qual seja, elevar a temperatura do vapor efluente do evaporador (EVP), quando as propriedades de estado do vapor da solução quase-puro alcançam valores que não permitem trocas térmicas a jusante. Este pode ser o caso durante as variações de carga da planta de cogeração. A diferença média de temperatura deste trocador é dada a seguir:

$$DMLT_{PS} = \frac{(T_{\text{ág.ent.}} - T_{13}) - (T_{\text{ág.sai.}} - T_{12})}{\ln \left( \frac{T_{\text{ág.ent.}} - T_{13}}{T_{\text{ág.sai.}} - T_{12}} \right)} \quad (100)$$

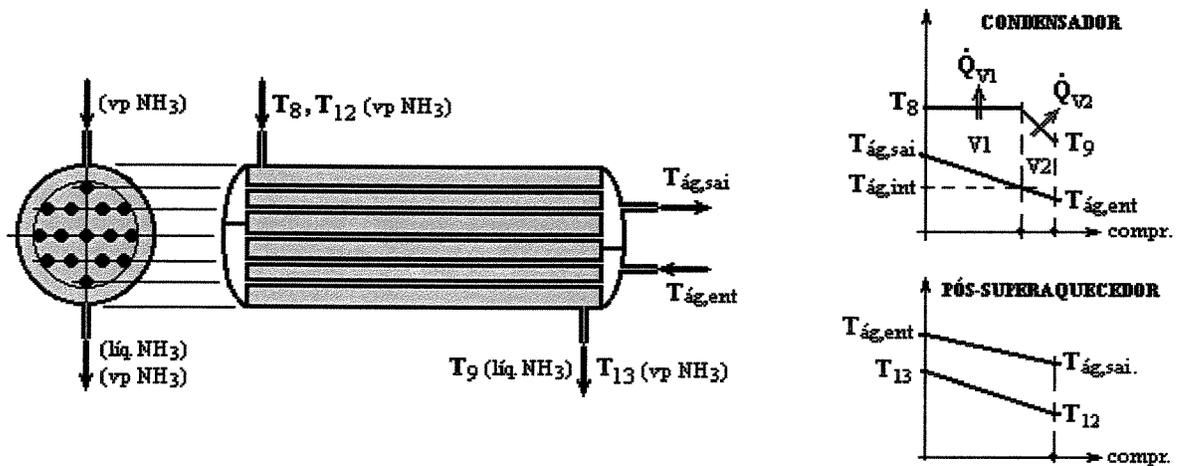


Figura 40. Trocadores de calor do condensador e pós-superaquecedor.

### 5.5.7 Evaporadores de Amônia (EVP)

São possíveis duas concepções de evaporadores, também denominados resfriadores (Stocker e Jabardo, 2002). Para a subunidade RAA-1, em que o fluido a ser resfriado é o ar de câmaras frigoríficas, o evaporador é concebido como um trocador multitubular de vários passes de solu-

ção quase-pura líquida, escoando no interior de tubos aletados. E, para a RAA-2, onde o fluido é salmoura para produzir gelo, o evaporador é do tipo inundado, consistindo de um trocador casco e tubo de mais de um passe, em que a solução quase-pura também escoo no interior dos tubos. Em qualquer caso, o processo de evaporação é isotérmico e ocorre na temperatura  $T_{11} = T_{12}$ .

### Resfriadores de Ar

O ar escoo em fluxo cruzado e perpendicularmente à serpentina, forçado por ventiladores. A diferença média de temperaturas destes evaporadores é dada por (Figura 41):

$$DMLT_{EVP,ar} = \frac{(T_{câm.} - T_{11}) - (T_{par.} - T_{12})}{\ln\left(\frac{T_{câm.} - T_{11}}{T_{par.} - T_{12}}\right)} = \frac{T_{câm.} - T_{par.}}{\ln\left(\frac{T_{câm.} - T_{11}}{T_{par.} - T_{11}}\right)} \quad (101)$$

onde a temperatura da câmara  $T_{câm.}$  é um dado externo, podendo ser estimada como indicado na Tabela 9, item 5.6. A outra temperatura requerida é a de parede da serpentina  $T_{par.}$ , estimada pela seguinte relação de temperaturas, definindo o *fator de by-pass* (Jones, 1983):

$$F_{bp} = \frac{T_{par.} - T_{po}}{T_{câm.} - T_{po}} \quad (102)$$

Para solução da relação (102), valores de  $F_{bp}$  são dados no Apêndice D e a temperatura do ponto de orvalho na parede externa da serpentina  $T_{po}$  é determinada de um diagrama psicrométrico, para o ar na umidade relativa da câmara. Em geral, 90 % é um valor padrão (Neves, 2000).

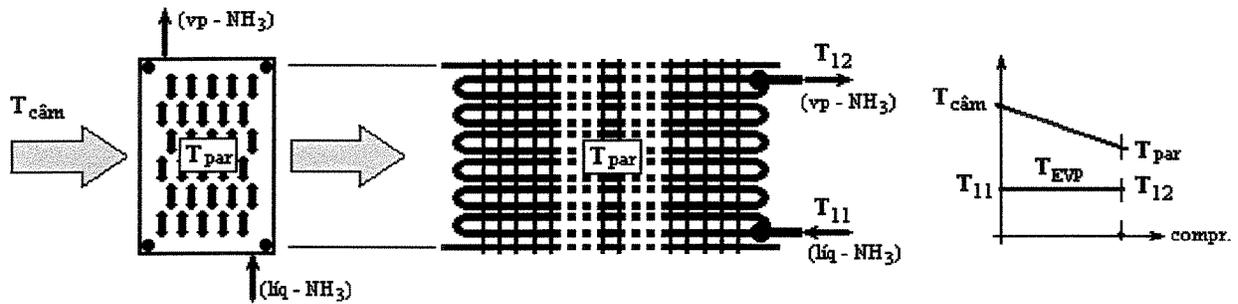


Figura 41. Resfriador de ar (evaporador).

### Resfriadores de Líquido

Para o trocador usado como evaporador (Figura 42) na subunidade RAA-2, o fluido a resfriar é uma solução água-sal, usualmente denominada salmoura. Desse modo, pode-se escrever a diferença média de temperatura como:

$$DMLT_{EVP,salm} = \frac{(T_{salm.ent.} - T_{11}) - (T_{salm.sai.} - T_{12})}{\ln \left( \frac{T_{salm.ent.} - T_{11}}{T_{salm.sai.} - T_{12}} \right)} = \frac{T_{salm.ent.} - T_{salm.sai.}}{\ln \left( \frac{T_{salm.ent.} - T_{11}}{T_{salm.sai.} - T_{12}} \right)} \quad (103)$$

onde as temperaturas de entrada e saída da salmoura,  $T_{salm.ent.}$  e  $T_{salm.sai.}$ , podem ser estimadas como dado na Tabela 9, seção 5.6.

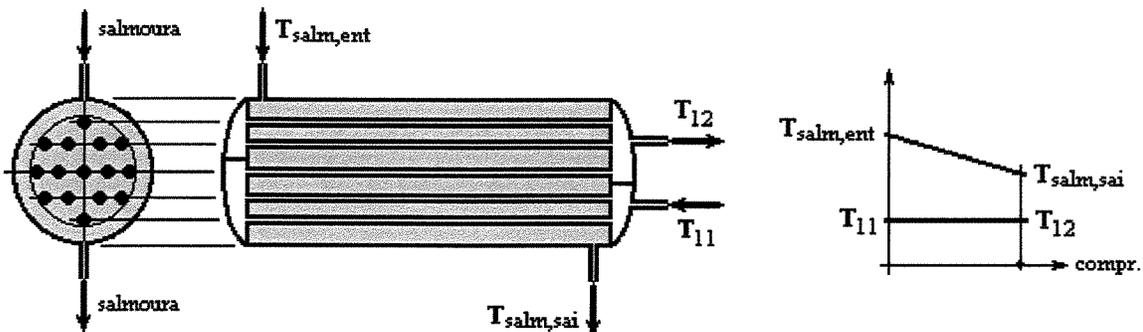


Figura 42. Resfriador de líquido (evaporador inundado).

Na Tabela 10, seção 5.7, tem-se estimativas válidas dos coeficientes de troca globais, para os resfriadores de ar e de líquido considerados nesta modelagem.

### 5.5.8 Recuperador de Calor dos Produtos de Combustão do Motor (RCG)

Este dispositivo tem a função de converter a entalpia dos gases de escape em entalpia de vapor d'água para o cliente desse sistema – a subunidade RAA-1, exclusivamente no sistema vapor/água. Esta mesma unidade, quando aquecida diretamente pelos gases, foi discutida no item 5.5.2. Na presente concepção, trata-se de um trocador de calor casco e tubo multitubular, no qual os gases fluem pelo interior dos tubos e a água pelo casco. O produto é vapor d'água saturado.

A diferença de temperaturas é dada a seguir (Figura 43), tendo-se na Tabela 10, seção 5.7, um valor estimado para o coeficiente de troca global:

$$DMLT_{RCG} = \frac{T_{9cg} - T_{10cg}}{\ln \left( \frac{T_{9cg} - T_{4cg}}{T_{10cg} - T_{3cg}} \right)} \quad (104)$$

Nesta relação, as temperaturas assinaladas com “cg” são do sistema de cogeração, no exterior da subunidade RAA-1. A máxima contrapressão a montante do RCG é dada na Tabela 8, Capítulo 4.

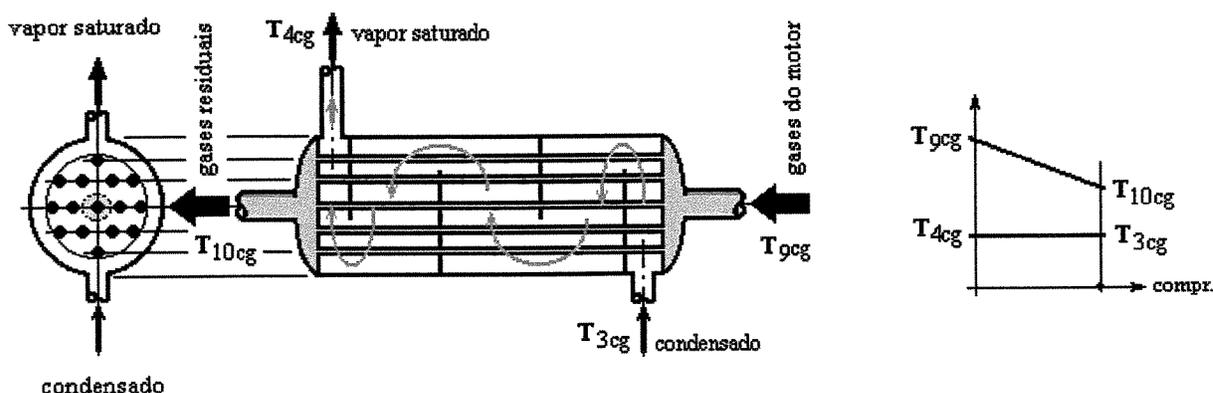


Figura 43. Trocador de calor do recuperador de calor dos gases de combustão.

## 5.6 Dados de Propriedades Assumidas Constantes

As equações dos balanços do ciclo podem ser resolvidas quando são fornecidas pressões, temperaturas, concentrações ou entalpias para algumas condições de funcionamento do ciclo. Aqui se assume que os valores alcançados pelas propriedades de estado nas várias estações das subunidades RAA-1 e RAA-2, Figuras 44 e 45, respectivamente se mantêm constantes independentemente da carga das unidades. Assim, as propriedades nas estações só variam com a vazão.

Valores assumidos para cálculo de unidades água-amônia são referenciados por vários autores (Figueiredo, 1980; Costa, 1982; Neves, 2000; Klein, 2003). A Tabela 9 coleciona alguns desses dados. As demais propriedades nas estações são fornecidas por uma rotina externa (*procedure*) do programa EES<sup>®</sup>,<sup>6</sup> tal que as unidades operem balanceadas em massa e energia.<sup>7</sup>

As Figuras 44 e 45, seção 5.7, mostram as subunidades RAA-1 e RAA-2 com valores de propriedades nas várias estações. Nessas figuras, as pressões nas estações levam em conta perdas por atrito viscoso de 0,5 [%], tanto para tubos como equipamentos, conforme o padrão para trocadores recomendado por Bell (1983). Para obter a pressão em um ponto qualquer, deve ser conhecida uma pressão  $p_{ref.}$  de um ponto a  $n$  estações ou trechos a montante ou jusante do ponto desejado. Assim, a pressão nesse ponto  $x$  será:

$$p_x = p_{ref.} (1 \pm 0,05)^n \quad (105)$$

Onde, no binômio entre parênteses, vale o sinal positivo, se  $p_{ref.}$  está a montante; e o negativo, se  $p_{ref.}$  está a jusante.

---

<sup>6</sup> No programa EES<sup>®</sup>, a *procedure* NH3H2O retorna valores das propriedades de soluções água-amônia para as condições subresfriamento, saturação e superaquecimento, devendo ser fornecido pelo usuário um código de três dígitos inteiros indicando quais propriedades, dentre oito possíveis, são fornecidas como dados de entrada (Ibrahim, O. M., *apud* Klein, 2003).

<sup>7</sup> O que pressupõe ajustes iterativos para alcance dos valores ideais das propriedades.

**Tabela 9. Propriedades dos fluidos em algumas estações do ciclo água-amônia**

Dado	RAA-1	RAA-2
Temperatura da água de resfriamento – entrada ( $T_{ág.ent.}$ )	298,15 [K] (25 C)	298,15 [K] (25 C)
Temperatura da água de resfriamento – saída ( $T_{ág.sai.}$ )	$T_{ág.ent.} + 2$ [K]	$T_{ág.ent.} + 2$ [K]
Temperatura da solução, saída do CD e ABS	$T_{ág.sai.} + 2$ [K]	$T_{ág.sai.} + 2$ [K]
Temperatura da solução, entrada da coluna	353,15 [K] (80 C)	326,15 [K] (53 C)
Temperatura de dessorção	388,15 [K] (115 C)	336,15 [K] (63 C)
Temperatura entre o TAA e a VE	283,15 [K] (10 C)	293,15 [K] (20 C)
Temperatura entre o TAA e o CD	308,15 [K] (35 C)	308,15 [K] (35 C)
Temperatura de evaporação ( $T_{11}$ )	238,15 [K] (-35 C)	268,15 [K] (-5 C)
Temperatura interna da câmara de refrigeração ( $T_{câm.}$ )	$T_{11} + 10$ [K]	—
Temperatura de entrada da salmoura ( $T_{salm.ent.}$ )	—	$T_{11} + 2$ [K]
Temperatura de saída da salmoura ( $T_{salm.sai.}$ )	—	$T_{salm.ent.} + 2$ [K]
Pressão alta da amônia	1 400 [kPa] (14 bar)	1 400 [kPa] (14 bar)
Pressão baixa da amônia	84 [kPa] (0,84 bar)	350 [kPa] (3,5 bar)
Concentração da solução quase-pura, saída do CR ( $X_8$ )	0,9980	0,9980
Concentração da solução na entrada da coluna ( $X_3$ )	0,3800	0,3800
Título do vapor na saída do EVP	1,00	0,95
Critério para as condições pós-válvula redutora de pressão	$h_5 = h_6$	$T_6 = T_{ág.ent.} + 2$

Fontes: Figueiredo (1980); Costa (1982); Neves (2000); Klein (2003). Notas: ABS – absorvedor. CD – condensador. COL – coluna. CR – condens. de refluxo. EVP – evaporador. TAA – troc. amônia-amônia. VE – válv. de expansão.

### 5.7 Resultados do Pré-dimensionamento das Subunidades de Refrigeração

As Figuras 44 e 45 fornecem informações de pressões, temperaturas e vazões na carga 100 [%], tendo o grupo-gerador da Tabela 8, Capítulo 4, como fornecedor de energia térmica. A energia térmica entregue ao dessorvedor (DESS) da subunidade RAA-1 do sistema vapor/água, é um termo de compromisso entre a energia rejeitada pelos gases, a vazão e a temperatura do vapor. Para a subunidade RAA-2, a vazão da água de refrigeração do motor é ditado pela temperatura desta, cujo valor é conhecido a priori. Assume-se que a potência fornecida ao DESS do sistema gás/água é a mesma do vapor/água, mas com temperatura mais elevada, porque são os próprios gases que alimentam a RAA-1. Definidas uma temperatura de evaporação e uma de condensação, os COPs são estimados pelos polinômios (64) a (68) (Dorgan et al., 1995), seção 5.3, com os quais se tem as capacidades frigoríficas de ambas as subunidades RAA-1 e RAA-2. Na Tabela

10, as áreas dos trocadores solução/solução (TSS) na RAA-1, e pós-superaquecedor (PS) em ambas as subunidades, são pequenas, podendo ser eliminados.

As maiores áreas da Tabela 10 são o absorvedor (ABS) e o resfriador de salmoura da RAA-2; e o dessorvedor (DESS) da RAA-1. Em geral, nestes casos, a superfície total pode ser dividida em trocadores em paralelo. No caso do absorvedor (ABS) da RAA-2, também é possível reduzir sua área otimizando as propriedades da solução a montante e a jusante, contemplando os custos de construção, mas tais informações não são disponíveis no mercado brasileiro de refrigeração.

**Tabela 10. Resultados pré-dimensionados das subunidades RAA-1 e RAA-2**

Parâmetro		RAA-1	RAA-2
Coeficiente de performance estimado (COP) <sup>1</sup>		0,394 7	0,376 1
Capacidade frigorífica		103,5 [kW] (29,4 TR) <sup>2</sup>	291,3 [kW] (82,8 TR) <sup>2</sup>
COL	Eficiência da coluna	47,44 [%]	40,73 [%]
	Fração de NH <sub>3</sub> na saída da seção de separação	0,387 9 [kg/kg]	0,614 3 [kg/kg]
	Fração de NH <sub>3</sub> na saída da seção de enriquecimento	0,998 1 [kg/kg]	0,998 3 [kg/kg]
	Número de bandejas da seção de separação	2	2
	Número de bandejas da seção de enriquecimento	12	12
DESS	Coeficiente de troca térmica global vapor/solução	0,581 5 [kW/m <sup>2</sup> .K]	—
	Área de troca térmica vapor/solução	67,39 [m <sup>2</sup> ]	—
	Coeficiente de troca térmica gases/solução	0,440 9 [kW/m <sup>2</sup> .K]	—
	Área de troca térmica gases/solução	8,79 [m <sup>2</sup> ]	—
	Coeficiente de troca térmica água/solução	—	0,872 3 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica água/solução	—	28,37 [m <sup>2</sup> ]
CR	Coeficiente de troca térmica água/solução	0,581 5 [kW/m <sup>2</sup> .K]	0,581 5 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica água/solução	8,77 [m <sup>2</sup> ]	25,16 [m <sup>2</sup> ]
TSS	Coeficiente de troca térmica solução/solução	1,395 6 [kW/m <sup>2</sup> .K]	1,395 6 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica solução/solução	0,39 [m <sup>2</sup> ]	4,32 [m <sup>2</sup> ]
ABS	Coeficiente de troca térmica água/solução	0,523 4 [kW/m <sup>2</sup> .K]	0,523 4 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica água/solução	36,92 [m <sup>2</sup> ]	728,20 [m <sup>2</sup> ]
CD	Coeficiente de troca térm. água/solução quase-pura	0,872 3 [kW/m <sup>2</sup> .K]	0,872 3 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica água/solução	3,80 [m <sup>2</sup> ]	7,73 [m <sup>2</sup> ]
TAA	Coefic. de troca térm. entre soluções quase-puras	0,058 2 [kW/m <sup>2</sup> .K]	0,058 2 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica água/ solução quase-pura	29,98 [m <sup>2</sup> ]	28,11
EVP	Coeficiente de troca térmica ar/solução quase-pura	0,290 8 [kW/m <sup>2</sup> .K]	—
	Área de troca térmica ar/solução quase-pura	36,28 [m <sup>2</sup> ]	—
	Coefic. de troca térm. salmoura/solução quase-pura	—	0,558 2 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica salmoura/solução quase-pura	—	95,69 [m <sup>2</sup> ]
PS	Coeficiente de troca térm. água/solução quase-pura	0,872 3 [kW/m <sup>2</sup> .K]	0,872 3 [kW/m <sup>2</sup> .K]
	Área de troca térmica água/solução quase-pura	0,13 [m <sup>2</sup> ]	0,78 [m <sup>2</sup> ]
RCG	Coeficiente de troca térmica global gases/água	0,440 9 [kW/m <sup>2</sup> .K]	—
	Área de troca térmica gases/água	12,31 [m <sup>2</sup> ]	—

Notas: <sup>1</sup> Correlações (62) a (63), seção 5.3. <sup>2</sup> Conversão pelo fator  $\gamma = 3,517$  [kW/TR].

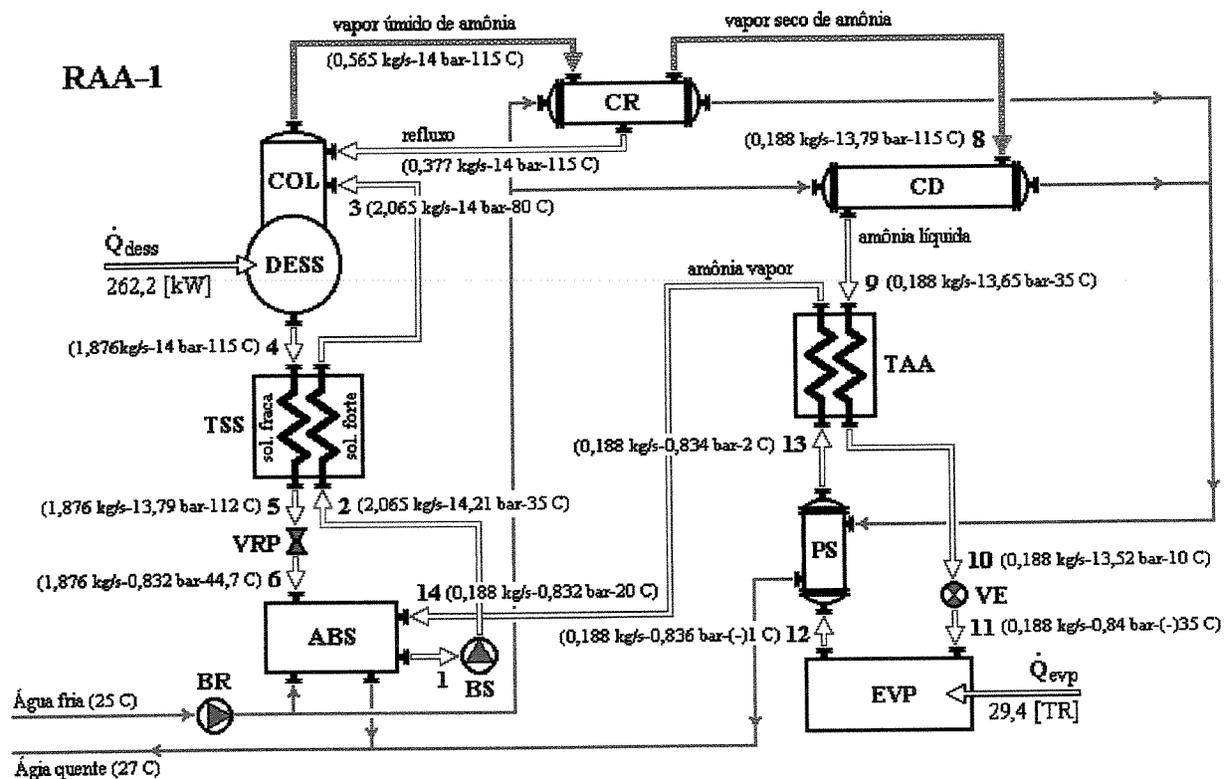


Figura 44. Fluxograma da subunidade de absorção água-amônia RAA-1 ( $q = 100 \text{ [%]}$ ).

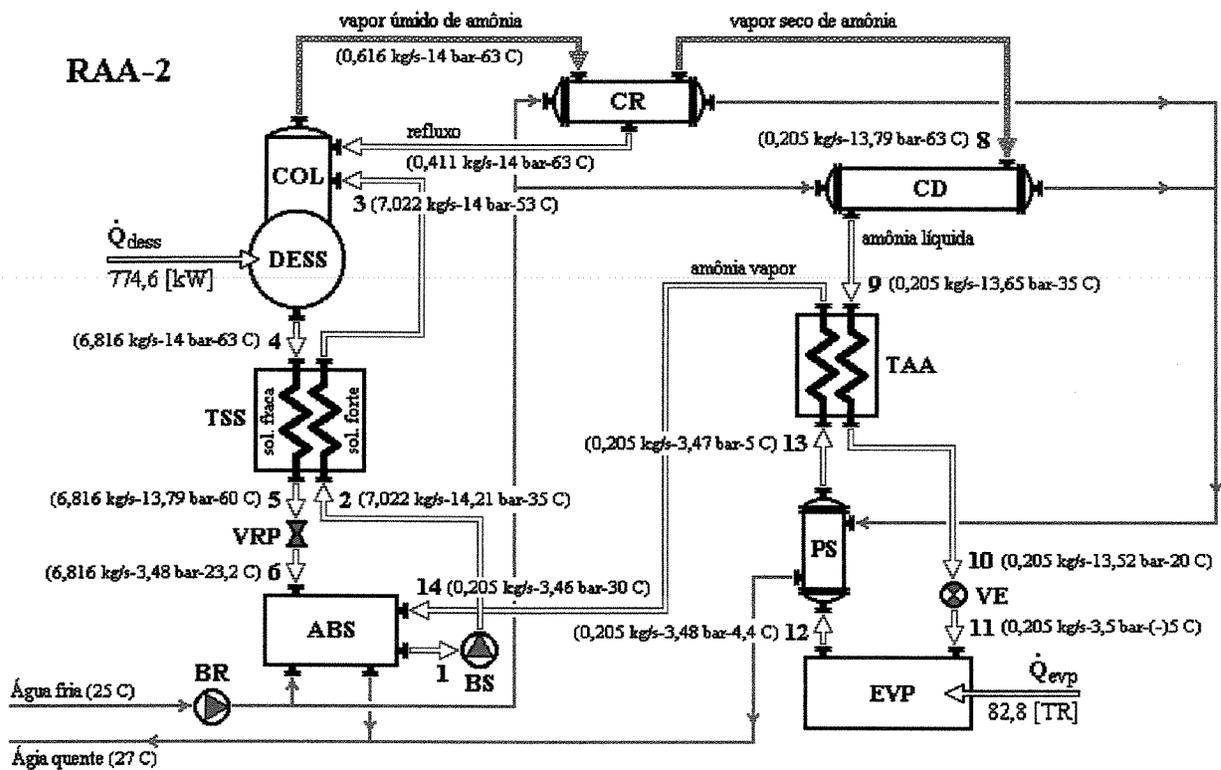


Figura 45. Fluxograma da subunidade de absorção água-amônia RAA-2 ( $q = 100$  [%]).

## Capítulo 6

# Análises de Primeira Lei, Segunda Lei e Termoeconômica de Sistemas de Cogeração

### 6.1 Introdução

A formulação de uma metodologia para análise de sistemas de cogeração tem que focar o método, que pode ser da alçada da primeira ou da segunda lei da Termodinâmica, e a finalidade – se visando projetos de novos sistemas, ou unidades já implantadas.

Em ambos os casos, são possíveis duas filosofias técnicas. Pela primeira, faz-se uma análise das unidades desagregadamente, utilizando balanços de primeira e/ou segunda lei, apropriados para caracterização e avaliação econômica de sistemas. A segunda abordagem determina índices setoriais que configuram os sistemas, e.g. os índices  $\alpha$  (relativo ao *lado da demanda*) e  $\beta$  (configura o *lado da oferta*), que permitem identificar potenciais em segmentos da economia, como feito por Alkmin (2000), para a capital e o interior do Estado.

Neste trabalho, quando inexitem unidades cogedoras no Amazonas, é adotada a primeira abordagem, para o que se especificam várias eficiências de primeira e segunda lei da Termodinâmica. Em complemento, são estabelecidas avaliações econômicas por Termoeconomia.

### 6.2 Índices de Avaliação de Primeira Lei

Análises de primeira lei convencionais consideram todo o sistema no interior de um volume de controle global. Tal abordagem é usual em sistemas de um só produto, como em análises de grupos-geradores sem cogeração. Essa característica da análise energética não implica, todavia,

que não seja possível o estudo de um sistema desagregado. É possível, desde que, primeiramente, a partir das subunidades físicas, ou subsistemas, do arranjo físico da planta, se definam suas *subunidades produtivas*, que compõem a *estrutura produtiva*. Estruturas físicas e produtivas não são, necessariamente, coincidentes.

Regra geral, uma mesma estrutura produtiva serve para ambas as análises de primeira e segunda lei. A estrutura produtiva da planta é então composta de subunidades desagregadas ou em grupos, para aplicação de balanços de massa, energia, exergia e custos. O nível *máximo* de desagregação da estrutura produtiva é aquele em que cada subsistema resta totalmente isolado dos demais. E no *mínimo*, toda a estrutura produtiva consiste de um volume de controle. As estruturas produtivas dos sistemas de cogeração desta tese são discutidas no Capítulo 7.

Dado uma planta com  $m$  subunidades, ou subsistemas, e um nível de desagregação entre eles, classificam-se os fluxos que entram e saem das subunidades, em insumos energéticos  $\dot{F}_i$  – ou conjunto de fluxos de alimentação, e produtos energéticos  $\dot{P}_i$  – ou conjunto de fluxos resultantes da subunidade.<sup>1</sup> Isso feito tem-se a eficiência de primeira lei de cada subunidade por:

$$\eta_i^E \equiv \frac{\dot{P}_i}{\dot{F}_i} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (106)$$

Nem sempre o termo insumo é apenas a energia que entra (ou também, o conjunto de energias que entram) no volume de controle, mas deve ser interpretado como a energia líquida que o *alimenta*, dessa forma, sendo ser a diferença entre as energias que entram e que saem do volume. O mesmo se pode dizer do termo produto.

Pela abordagem global mencionada no primeiro parágrafo deste item, as análises também são feitas por índices de eficiência de sistemas de cogeração, enquanto sistemas térmicos com mais de um produto, adotados por autores da área. Nesta tese, as definições são formuladas em termos da potência elétrica e da energia de cogeração.

---

<sup>1</sup> A Figura 47 fornece a idéia geral envolvendo estes termos, não obstante se particularizar para o caso da segunda lei, mas que tem termos de insumos, produtos e perdas semelhantes.

O índice *razão calor-potência* (RCP) de Horlock (1987) é definido como uma relação entre os produtos do sistema, desconsiderando suas diferentes qualidades termodinâmicas, que permite estabelecer a dimensão de um produto em relação ao outro. Como seja,

$$\text{RCP} \equiv \frac{\dot{E}_{\text{coger.}}}{\dot{W}_{\text{el.}}} \quad (107)$$

Silvia Nebra (2002) e Lozano Serrano (1998) indicam um intervalo de 2,0 a 0,5 para o RCP de sistemas com MCI. Quando a cogeração visa atender aos requisitos de calor e energia de uma indústria inserida no sistema elétrico de uma concessionária, um problema que se apresenta é definir o melhor regime entre as operações em paridade elétrica ou paridade térmica, e ainda, estas combinadas com as opções de comprar ou vender energia elétrica, a depender de haver ou não excedentes. No contexto das usinas autônomas do Sistema CEAM, se impõe a paridade elétrica, desde que, por natureza, vender energia elétrica é a atividade-fim da CEAM.

Horlock (1987) também recomenda o *fator de utilização de energia* (FUE), de Porter e Mastanaiah, definido como a razão entre o produto total e o aporte de energia. É uma variante da eficiência de conversão da definição (10), Capítulo 4, com o acréscimo de mais um produto:

$$\text{FUE} \equiv \frac{\dot{E}_{\text{coger.}} + \dot{W}_{\text{el.}}}{\dot{E}_{\text{comb.}}} \quad (108)$$

Outra forma de visualização do sistema é determinando o *índice de poupança de combustível* (IPE), que compara o combustível utilizado no sistema de cogeração com o combustível gasto para produzir os mesmos trabalho e energia térmica em dois sistemas independentes, constituído de uma máquina térmica de eficiência  $\eta_w$  em um aquecedor de eficiência  $\eta_Q$ . Seja a Figura 46.

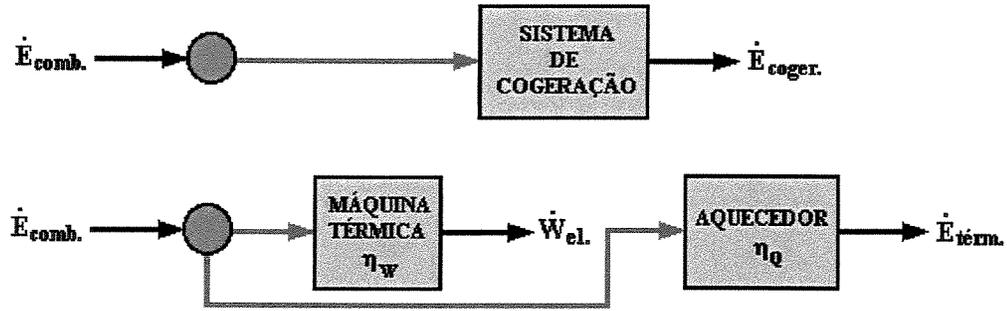


Figura 46. Subunidades autônomas de referência do sistema de cogeração.

Então, a decisão de cogerar, com um sistema cujo consumo de combustível é  $\dot{E}_{comb.}$ , produzirá uma economia de combustível de:

$$\Delta\dot{E}_{comb.} = \dot{m}_{comb.} \text{PCI} = \left( \frac{\dot{W}_{el.}}{\eta_w} + \frac{\dot{E}_{tér.}}{\eta_Q} \right) - \dot{E}_{coger.} \quad (109)$$

Tal que, sendo  $\dot{E}_{tér.} = \dot{E}_{coger.}$  e formando uma razão com  $\dot{E}_{comb.}$ , define o IPE pelo termo:

$$\text{IPE} \equiv \frac{\left( \frac{\dot{E}_{coger.}}{\eta_Q} + \frac{\dot{W}_{el.}}{\eta_w} \right) - \dot{E}_{comb.}}{\left( \frac{\dot{E}_{coger.}}{\eta_Q} + \frac{\dot{W}_{el.}}{\eta_w} \right)} \quad (110)$$

Devem ser assumidas figuras de mérito para as eficiências de referência  $\eta_Q$  e  $\eta_w$ , em um nível tecnológico condizente com o sistema analisado. Nesta tese, isso é tratado no Capítulo 7.

Ainda, outro ângulo do sistema é dado pelo índice *eficiência mecânica artificial*, definida como uma relação entre a potência útil do sistema e a parcela artificial do aporte de energia que lhe atende. É outra releitura da eficiência de conversão, mas sob a tentativa de extrair a parte da energia do combustível que atende ao produto térmico do sistema. Para tanto, usa a eficiência de referência  $\eta_Q$  na razão seguinte, que também pode ser deduzida a partir da Figura 46:

$$\eta_{art.} \equiv \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{E}_{comb.} - \left( \frac{\dot{E}_{coger.}}{\eta_Q} \right)} \quad (111)$$

Em geral, sendo  $\dot{m}_j$  o fluxo de massa; e  $h_j$  e  $h_o$ , respectivamente as entalpias específicas na temperatura do fluxo e na temperatura de referência,<sup>2</sup> para os  $p$  fluxos da planta, cada termo energético é dado como:

$$\dot{E}_j = \dot{m}_j (h_j - h_o) \quad (j = 1, \dots, p) \quad (112)$$

Para a substância de trabalho sendo uma mistura de produtos de combustão de  $e$  tipos, considerados gases ideais, espécies cujas concentrações molares, concentrações mássicas e massas moleculares são, respectivamente,  $Y_e$ ,  $X_e$  e  $M_e$ , a entalpia específica é dada por

$$h_j = \sum_e X_e h(T_j) \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (e = \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2, \text{O}_2) \quad (113)$$

Os índices de eficiência acima permitem contextualizar as três principais tecnologias de cogeração – motores de combustão interna, turbinas a gás e turbinas a vapor. Horlock (1987) expõe que os intervalos de variação do fator de utilização de energia (FUE) e do índice de poupança de combustível (IPE), como função da razão calor/potência (RCP) para os motores de combustão interna (MCI), são os menores dentre estas três tecnologias, o que indica que são restritas as margens de manobra de sistemas com MCI em situações onde o RCP do sistema é muito diferente dos requisitos de calor e potência do cliente. Em complemento, a Tabela 11, a seguir, reproduzida de Lozano Serrano (1998), dispõe dados qualitativos das três tecnologias de cogeração citadas.

<sup>2</sup> Vide a nota nº. 12, Capítulo 4, onde se expõem os critérios das tabelas JANAF, aqui usadas, para as referências.

## 6.3 Análises de Segunda Lei da Termodinâmica

### 6.3.1 Definições Preliminares

Todas as análises de segunda lei utilizam os fluxos entre os subsistemas de uma planta quantificados pela propriedade exergia, definida por Szargut (Szargut et al., 1988) como citado a seguir:

*Exergia é o máximo trabalho obtido quando uma certa quantidade de matéria é levada a um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do entorno natural por meio de processos reversíveis, envolvendo interações apenas com esses componentes da natureza.*

Em geral, como observam Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), por entorno entende-se toda a região não incluída no sistema, pelo que este conceito é sinônimo de *natureza*. Dado que a natureza é de constituição complexa e inconstante, é necessário limitar uma porção do entorno, tão grande quanto necessária, tal que as propriedades intensivas de cada fase dessa região não variem, região essa denominada de *ambiente-padrão*. Implícito está, então, que o valor da propriedade exergia depende da definição dos componentes do ambiente-padrão. Há várias propostas para modelos de ambiente-padrão, mas nenhum ainda atende consensualmente aos pesquisadores da área (Muñoz e Michaelides, 1999). Nesta tese, cujas substâncias interagentes com o ambiente-padrão são os gases CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> e N<sub>2</sub>, a água e um combustível fóssil, é adotado apenas a atmosfera-padrão do modelo de ambiente-padrão de Szargut, Morris e Steward (1988), composto por *substâncias de referência*, conceito cuja definição, por Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), é:

*Uma substância de referência é selecionada para cada elemento químico entre substâncias que contêm esse elemento e são abundantemente presentes no ambiente natural, a despeito de que estas não estão completamente em mútuo equilíbrio estável.*

### 6.3.2 Índices de Avaliação de Segunda Lei

Dois índices se definem no contexto da segunda lei. O principal, a *eficiência exergetica*, também chamada de eficiência racional, é dada por uma relação semelhante à (106). Então, para as  $m$  subunidades de uma estrutura produtiva, desagregados sob certo nível, e designados os fluxos de produtos por  $\dot{P}_i$  e os de insumos por  $\dot{F}_i$ , se tem:

$$\eta_i^B \equiv \frac{\dot{P}_i}{\dot{F}_i} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (114)$$

**Tabela 11. Características gerais das três principais tecnologias de cogeração**

Descriminação	Motores de combustão interna	Turbinas a gás	Turbinas a vapor
Faixa de potência	10 [kW] a 50 [MW]. Melhor < 10 [MW]	100 [kW] a 200 [MW]. Melhor: 2 a 50 [MW]	500 [kW] a 1 000 [MW]. Melhor >100 [MW]
Combustível	Líquidos leves e pesados e gases	Líquidos leves e gases	Líquidos leves e pesados, gases e sólidos
Regime de operação	80 a 90 %	90 a 95 %	90 a 95 %
Manutenção	A cada 800 horas	A cada 4 000 horas	A cada 4 000 horas
Tempo de partida	Baixo	Médio	Alto
Razão calor-potência (RCP)	0,5 a 2,0	4,4 a 1,0. Maiores valores ocorrem em ciclos combinados	< 0,3. Maiores valores ocorrem com turbinas de condensação
Índice de poupança de combustível (IPE)	0,15 a 0,30	0,2 a 0,4	0,10 a 0,25. Menores valores ocorrem com turbinas de condensação
Natureza do aporte térmico	Água a 80 [C] (maior) e gases entre 300 [C] a 500 [C]. Calor sensível	Gases entre 400 [C] a 600 [C]. Calor sensível	Vapor entre 100 [C] a 300 [C]. Calor latente
Comportamento sob carga parcial	Bom	Baixa eficiência	Bom
Tempo de construção da planta	0,75 a 2 anos	0,75 a 2 anos	2 a 3 anos
Vida útil	15 a 25 anos	15 a 20 anos	25 a 35 anos

Fonte: Lozano Serrano (1998); elaboração própria.

A definição do que são produtos e insumos exergético é semelhante aos insumos e produtos energéticos, ou seja, podem ser a diferença entre as *exergias* que entram e que saem do volume

de controle, devendo ser interpretados como, respectivamente, as exergias líquidas que alimentam e são produzidas pelo volume.

A diferença do método exerético para o energético é que com o último não há como separar as perdas. Na equação (114), está implícita a idéia de que  $\dot{F}_i > \dot{P}_i$ , porque o método exerético determina as perdas no processo. Dessas perdas, parte é recuperável, e.g. os rejeitos térmicos de motores de combustão interna, e outra parte é perdida *ad eternum*. Designando-se o fluxo de perdas por  $\dot{L}_i$ , observa-se na Figura 47 que as *irreversibilidades internas* dos  $m$  subsistemas de uma planta é dada pela equação de balanço:

$$\dot{I}_i = \dot{F}_i - \dot{P}_i - \dot{L}_i \quad (i = 1, \dots, m) \quad (115)$$

Alguns autores (Valero, Lozano e Muñoz, 1986a; Serra de Renobales, 1994) caracterizam ainda um *fluxo de exergia destruída* pela identidade  $\dot{D}_i \equiv \dot{I}_i + \dot{L}_i \equiv \dot{F}_i - \dot{P}_i$ .

A maneira de determinar que fluxos compõem insumos, produtos e perdas, consiste de atender às seguintes condições (Cerqueira, 1999): (i) Os fluxos presentes na estrutura produtiva devem aparecer somente uma vez na definição destes três termos; (ii) A exergia dos fluxos, individualmente ou em conjunto, deve ser positiva ou nula; (iii) O balanço de exergias de cada subsistema é dado pela equação (115); (iv) Deve-se escrever a eficiência racional pela relação (114).

Além das eficiências racionais, pode ser definida uma razão entre as irreversibilidades de cada subunidade e a da irreversibilidade total do sistema composto por essas  $m$  subunidades:

$$\zeta_i \equiv \frac{\dot{I}_i}{\sum \dot{I}_i} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (116)$$

### 6.3.3 Balanços de Exergia

Seja a planta da Figura 47, desagregada em  $m$  subunidades. Em cada subunidade interagem calor, trabalho (em geral, eletromecânico) e energias de espécies químicas isoladas ou em mistu-

ras, que definem um *balanço de fluxos exergéticos* em regime permanente. Prova-se, a partir da primeira e da segunda lei da Termodinâmica (Bejan, 1988), que este balanço é da forma:

$$\sum \dot{B}_j^Q - \sum \dot{W}_j + \left[ \sum (\dot{B}_j)_{\text{entra.}} - \sum (\dot{B}_j)_{\text{sai.}} \right] - \dot{I}_i = 0 \quad (i = 1, \dots, m) \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (117)$$

As irreversibilidades  $\dot{I}_i$  são definidas pela equação (115). Os fluxos exergéticos de calor são:

$$\dot{B}_j^Q \equiv \dot{Q}_j \left( 1 - \frac{T_o}{T_j} \right) = \dot{Q}_j \eta_{Cj} \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (118)$$

Nesta equação  $\eta_C$  é o chamado fator de Carnot, equação (141). Ainda, em (117) o valor da potência mecânica  $\dot{W}_j$  é sua própria exergia. Para os fluxos mássicos  $\dot{m}_j$ , entrando ou saindo do volume de controle, suas exergias  $\dot{B}_j$  são a soma de um componente físico e um químico:

$$\dot{B}_j = \dot{m}_j (b_j^{\text{fis.}} + b_j^{\text{quím.}}) \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (119)$$

Os termos da exergia física e química desta expressão são propriedades intensivas. A exergia física é o trabalho obtido ao levar por um processo reversível a matéria do seu estado de pressão  $p$  e temperatura  $T$  ao equilíbrio, com a pressão  $p_o$  e a temperatura  $T_o$  do *estado morto restrito* do ambiente. E a exergia química é o trabalho obtido ao levar por um processo reversível a matéria no estado morto restrito ao equilíbrio com o ambiente.<sup>3</sup> É comum denominar de *exergia térmica* à soma das exergias física e química (Kotas, 1995). A exergia física específica pode ser determinada pela expressão seguinte, obtida da equação (117) aplicada a um sistema combinado, composto de um sistema fechado e uma região limitada do ambiente através da qual só é permitido fluir

<sup>3</sup> Não é exigido que ocorram apenas reações químicas de transformação para tanto. Processos de solubilização e de difusão (como os gases emitidos por motores para a atmosfera) também se inserem no rol de fenômenos contemplados pela definição (Szargut, Morris e Steward, 1988).

trabalho e calor (Kotas, 1995). Assim, na equação (117), sendo o trabalho máximo,  $\dot{I} = 0$ ,  $\dot{B}_j^Q = 0$ ; e dividindo-a por  $\dot{m}_j$ :

$$b_j^{fis.} = (h_j - h_{o,j}) - T_o (s_j - s_{o,j}) \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (120)$$

onde  $h_j$ ,  $h_{o,j}$ ,  $s_j$  e  $s_{o,j}$  são, respectivamente, as entalpias e as entropias do fluido nas temperaturas e pressões parciais do fluxo  $T_j$  e  $p_j$ , e  $T_o = 298,15$  [K] (25 C) e  $p_o = 101,325$  [kPa]. Se o fluido é uma mistura de gases  $e$ , a entalpia é dada pela relação (113) e a entropia por:

$$s_j = \sum_e X_e s(T_j, Y_e p_j) \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (121)$$

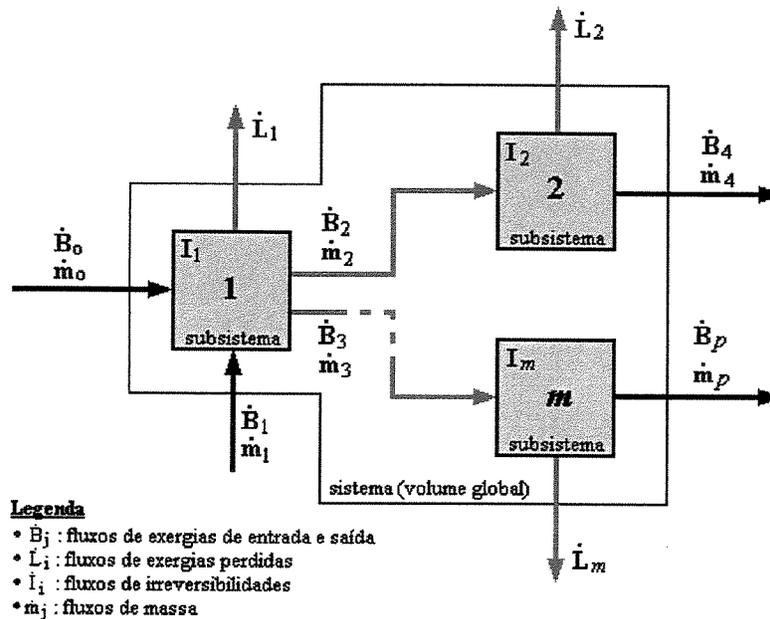


Figura 47. Estrutura produtiva dos fluxos de massa e de exergia de uma planta.

A exergia química é determinada a partir do conceito de *exergia química-padrão* de Szargut (Szargut, Morris e Steward, 1988), para uma mistura de espécies químicas gasosas  $e$ , onde  $y_{o,e}^j$  e  $y_{oo,e}$  são suas frações molares a  $p_o$  e  $T_o$ , a primeira na corrente  $j$  da subunidade e a segunda na atmosfera padrão considerada, pela expressão:

$$b_j^{\text{quím.}} = \tilde{R}T_o \sum_e \left( \frac{Y_e}{M_e} \right) \ln \left( \frac{y_{o,e}^j}{y_{oo,e}} \right) \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (122)$$

Valores de  $y_{oo,e}$  para as quatro substâncias gasosas envolvidas nesta tese são dados na Tabela 12. Os valores de entalpias e entropias específicas das espécies químicas dos fluxos do sistema são fornecidas pelo aplicativo EES<sup>®</sup> (Klein, 2003) (nota n.º. 12, Capítulo 4). Para a água, é considerado o valor  $\tilde{b}_{H_2O}^{\text{quím.}} = 0,9$  [kJ/mol] (Szargut, Morris e Steward, 1988).<sup>4</sup> Para o óleo diesel, com relação hidrogênio-oxigênio (H/C), é usada a correlação de Szargut (Szargut, Morris e Steward, 1988), recomendada em Bejan (1988) e Bejan et al. (1996):

$$b_{od}^{\text{quím.}} = PCI [1,046 + 0,0144(H/C)] \quad (123)$$

**Tabela 12. Frações molares dos gases de referência na atmosfera de Szargut**

Substância	Fração molar no ar seco	Pressão média convencional <sup>1</sup> [kPa]
CO <sub>2</sub>	0,000 345	0,033 5
H <sub>2</sub> O <sub>gas.</sub>	—	2,2
O <sub>2</sub>	0,209 9	20,39
N <sub>2atmosf.</sub> <sup>2</sup>	0,7898	76,705

Fonte: Szargut, Morris e Steward (1988). Nota: <sup>1</sup> A pressão média do ar seco é 99,31 [kPa] (0,9 atm). <sup>2</sup> Soma do N<sub>2</sub> com os demais traços gasosos da atmosfera, exceto a água.

<sup>4</sup> A água que circula no sistema de refrigeração do motor, nos trocadores de calor do sistema de cogeração e na máquina de refrigeração água-amônia, não sofre ações químicas ou difusão de espécies à sua composição.

## 6.4 Análise de Sistemas Pelo Método do Custo Exergético

A equação (117) mostra que a exergia não é conservada em um balanço exergético. Por conseguinte, insumos e produtos exergéticos também não o são. Custo exergético é definido como a quantidade de exergia necessária para a produção da exergia de um fluxo, produto ou insumo (Cerqueira, 1999). Dessa forma, dado a equação (117) de balanço de exergias, generaliza-se um balanço de *custos exergéticos*, para uma subunidade que tem envolvido fluxos de calor, trabalho e correntes fluidas, pela equação seguinte:

$$\sum \dot{B}_{Q,j}^* - \sum \dot{B}_{W,j}^* + \left[ \sum (\dot{B}_j^*)_{\text{entra}} - \sum (\dot{B}_j^*)_{\text{sai}} \right] = 0 \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (124)$$

As equações de balanço (117) e (124) são independentes e formam o arcabouço teórico necessário para análises de segunda lei.

O conceito de custo exergético é semelhante ao conceito de custo em ciência econômica. Como ali, por indução, define-se *custo exergético unitário* de um fluxo pela relação (Valero et al., 1986a, 1986b; Tsatsaronis, 1994):

$$k_j \equiv \frac{\dot{B}_j^*}{\dot{B}_j} \quad (j = 0, 1, \dots, p) \quad (125)$$

que adita um caráter contábil ao balanço de custos exergéticos, na medida em que permite avaliar o conteúdo exergético utilizado na produção da unidade de exergia, uma ação tipicamente posteriorística. Por extensão, são definidos custos exergéticos unitários para insumos e produtos de uma subunidade:

$$k_{F,i} \equiv \frac{\dot{F}_i^*}{\dot{F}_i} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (126)$$

$$k_{P,i} \equiv \frac{\dot{P}_i^*}{\dot{P}_i} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (127)$$

Na Teoria Estrutural Termoeconômica (Valero, Lozano e Serra, 1993), os custos exergeticos unitários são visualizados como os custos médios em ciência econômica.

A equação (124) e a relação (125) permitem estabelecer tantas equações quantas subunidades há no sistema total ( $m$ ), com um total de  $k = p$  custos exergeticos. Em termos matriciais, o sistema das  $m$  equações de balanço exergetico é escrito como (Lozano e Valero, 1993a):

$$\mathbf{A} \mathbf{B}^* = \mathbf{A} (\mathbf{k} \mathbf{B}) = \mathbf{0} \quad (128)$$

onde  $\mathbf{B}^*$  e  $\mathbf{B}$  são, respectivamente, os vetores-coluna  $m \times 1$  de custos exergeticos e de exergias, correspondentes a cada fluxo;  $\mathbf{A}$  é a *matriz de incidência* de dimensão  $m \times k$ ,<sup>5</sup> em que seus elementos são +1, se o fluxo entra na subunidade, ou -1, se o fluxo sai; e  $\mathbf{k}$  é o vetor  $m \times 1$ , de custos unitários, um para cada fluxo exergetico:

Uma vez definidos os fluxos que compõem produtos e insumos, podem-se também definir os vetores coluna  $\mathbf{F}$  e  $\mathbf{P}$  que agrupam os insumos e os produtos de cada subunidade da planta.

O sistema de equações (128) tem mais custos exergeticos do que equações no conjunto ( $k > m$ ). São, então, necessárias  $k - m$  equações adicionais para solução do sistema. Em Valero et al. (1986a, 1986b), postula-se um conjunto de proposições para os custos unitários que permitem, a juízo do analista, estabelecer tantas equações adicionais quantas necessárias. As proposições são (Cerqueira, 1999; Valero, Lozano e Muñoz, 1986b):

**PI.** Em uma subunidade cuja totalidade ou parte de seu insumo é definido pela variação da exergia de um fluxo que o atravessa, o custo unitário desse fluxo é constante.

---

<sup>5</sup> A idéia por trás do uso da matriz de incidência é a mesma da matriz insumo-produto de Leontieff (Nebra, 1999; Serra de Renobales, 1994).

$$\frac{\dot{B}_x^*}{\dot{B}_x} = \frac{\dot{B}_y^*}{\dot{B}_y} \text{ ou } k_x = k_y \quad (129)$$

**P2.** Para uma subunidade com mais de um fluxo de saída compondo seu produto, considere-se que esses fluxos de saída têm o mesmo custo unitário.

$$\frac{\dot{B}_y^*}{\dot{B}_y} = \frac{\dot{B}_z^*}{\dot{B}_z} \text{ ou } k_y = k_z \quad (130)$$

**P3.** Fluxos de rejeitos que não têm aplicações secundárias têm custo unitário nulo.

$$k_{\text{rej.}} = 0 \quad (131)$$

**P4.** Insumos externos que não têm valorização à priori, valem a sua própria exergia. Isto implica atribuir-lhes:

$$k_{\text{ins.ext.}} = 1 \quad (132)$$

O conjunto de  $k - m$  equações adicionais formadas, selecionando dentre as proposições **P1** a **P4** aquelas que melhor reflitam a realidade funcional do sistema, são da forma matricial:

$$\mathbf{a} \dot{\mathbf{B}}^* = \mathbf{w} \quad (133)$$

na qual  $\mathbf{a}$  é a matriz que encerra o conjunto formado pelo primeiro membro das proposições definidas para o problema em particular, dentre **P1** a **P4** acima, e o vetor  $\mathbf{w}$ , os segundos membros dessas proposições.<sup>6</sup> Da união das equações (128) e (133), resulta:

---

<sup>6</sup> Regra geral, sendo  $a$  e  $b$  dois fluxos quaisquer, as proposições podem ser escritas:  $\dot{B}_a^* / \dot{B}_b^* = \dot{B}_a / \dot{B}_b$ .

$$[\mathbf{A} \quad \mathbf{a}]^t \dot{\mathbf{B}}^* = (\mathbf{0} \quad \mathbf{w})^t \quad (134)$$

Ou, sinteticamente,

$$[\mathbf{A}] \dot{\mathbf{B}}^* = (\mathbf{Y}) \quad (135)$$

onde  $[\mathbf{A}]$  é a matriz de incidência ampliada e  $(\mathbf{Y})$  é o chamado *vetor de valorização externa exergética*. No Capítulo 7 esta modelagem é utilizada nas estruturas de cogeração concebidas.

#### 6.4.1 Custos Exergoeconômicos

M. A. Lozano e A. Valero (1993) citam que Tsatsaronis foi o primeiro pesquisador a introduzir o conceito de custo exergoeconômico  $\dot{C}_j$ , como um fluxo financeiro. Isso fica evidente quando se visualiza uma unidade de exergia em valor monetário.

Além dos custos exergoeconômicos, uma subunidade da planta também incorre em fluxos de custos de natureza eminentemente monetária, como o são os custos de investimento amortizado no tempo e os custos de operação e manutenção. Estes custos são englobados no termo geral  $\dot{Z}_i$ , interpretado como um fluxo que alimenta a estrutura termoeconômica de uma subunidade da planta. Dessa maneira, pode-se estabelecer uma equação de balanço conservativo dos e custos exergoeconômicos que entram e os s custos que saem, do modo (Figura 48):

$$\sum \dot{C}_e - \sum \dot{C}_s + \dot{Z}_i = 0 \quad (i = 1, \dots, m) \quad (e = 0, 1, \dots, n) \quad (s = 1, \dots, t), \quad (e + s = p) \quad (136)$$

Assim como nos custos exergéticos, a figura do custo exergoeconômico admite o conceito de *custo exergoeconômico unitário*, definido de forma semelhante ao custo exergético unitário:

$$c \equiv \frac{\dot{C}}{\dot{B}} \quad (137)$$

Para os insumos externos que adentram a planta, valorizados por seus preços de mercado, esses preços correspondem a seus custos unitários, e.g. combustível, energia elétrica.

Todas as considerações feitas para o custo exergético, que levaram às equações (124) a (134), são igualmente válidas aqui. Assim, a equação matricial completa para solução do sistema de custos exergoeconômicos é:

$$[A \quad \vdots \quad a_c]^t (\dot{c}\dot{B}) = (-\dot{Z} \quad \vdots \quad w_Z)^t \quad (138)$$

onde  $a_c$  e  $w_Z$  são, respectivamente, uma matriz e um vetor equivalentes à matriz  $a$  e ao vetor  $w$  da equação (133) e  $c$  é o vetor  $m \times 1$  de custos exergoeconômicos unitários, constituído pelo conjunto dos custos unitários de cada um dos fluxos. A equação (138) pode ser resumida por:

$$[A] \dot{C} = (Z) \quad (139)$$

O termo  $(Z)$  é chamado de vetor de *valorização externa exergoeconômica*.

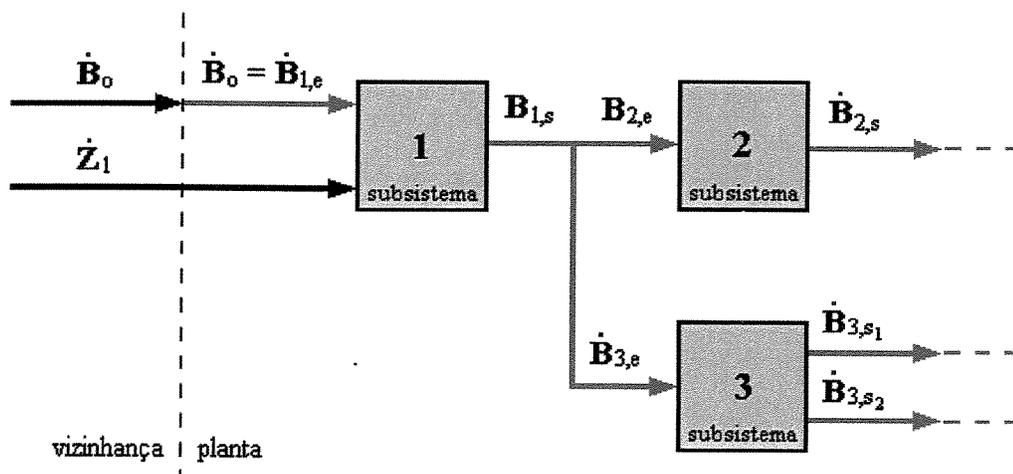


Figura 48. Subunidades com apenas uma entrada e uma saída.

Como discutido no Capítulo 1, custos exergoeconômicos são expressões financeiras apropriadas para sistemas que têm mais que um produto. Como a exergia da eletricidade é igual ao seu conteúdo energético, o custo exergoeconômico unitário da eletricidade é igual ao seu custo monetário em base energética, ou *custo exergoeconômico unitário*. Para o calor, porém, estes custos unitários são distintos. Para transformar o custo do calor de uma base para outra, tem-se que o custo exergoeconômico unitário do calor é, pela definição (137):

$$c_Q^B \equiv \frac{\dot{C}_Q}{\dot{B}_Q} = \frac{\dot{C}_Q}{\dot{Q} \eta_C} \quad (140)$$

Onde  $\eta_C$  é o fator, ou eficiência, de Carnot. Tendo, por hipótese, que o custo total do calor  $\dot{C}_Q$  não se altera, seja qual for a valoração, pode-se definir o *custo exergoeconômico* do calor usando-o como dividendo da relação exergoeconômica, de forma semelhante à relação (138):

$$c_Q^E \equiv \frac{\dot{C}_Q}{\dot{Q}} \quad (141)$$

E então, combinando-se as relações (140) e (141):

$$c_Q^E = c_Q^B \eta_C \quad (142)$$

Para cada uma das  $m$  subunidades da planta, o fator de Carnot é definido como:

$$\eta_{C,i} \equiv 1 - \frac{T_0}{T_i} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (143)$$

Quando  $T_i < T_0$  (refrigeração)  $\eta_{C,i} < 0$ , ou seja, o fluxo exergético tem sentido contrário ao energotérmico. Nos cálculos deve ser considerado o valor absoluto de  $\eta_{C,i}$ .

## **Capítulo 7**

# **Avaliações Termodinâmicas e Termoeconômicas de Uma Usina Isolada Cogerao Energia Elétrica e Calor**

### **7.1 Introdução**

O Capítulo 3 permitiu estimar potenciais de cogeração no contexto do sistema autônomo do Estado do Amazonas. As técnicas ali empregadas são apropriadas para estudos de planejamento. Nos Capítulos 4, 5 e 6, foram desenvolvidos modelos termodinâmicos e termoeconômicos para análise dos subsistemas de uma unidade de cogeração, ou seja, sistemas térmicos de mais de um produto. A par disso, em unidades cujo único produto é a energia elétrica, uma análise energoeconômica é suficiente.

Análises de natureza energo e exergoeconômica podem ser consideradas como um segundo estágio de refinamento do planejamento energético.

Neste capítulo, apresenta-se inicialmente um estudo do custo de geração e dos custos marginais de uma central produzindo apenas energia elétrica. As análises de uma central dieselétrica em cogeração são assunto da segunda parte do capítulo. Ambas as análises versam sobre centrais cujo formato é o das maiores capacidades instaladas do sistema autônomo da Companhia Energética do Amazonas – CEAM, da ordem de 1 [MW]. Os dados utilizados são de um grupo-gerador fabricado no Brasil, para cujo motor Diesel as especificações técnicas constam na Tabela 8, Capítulo 4. E os dados econômicos, também cedidos pelo mesmo fabricante, são dados na Tabela 14 da seção 7.2.1 do presente capítulo.

Nas análises deste capítulo, não são considerados quaisquer benefícios fiscais e tampouco subsídios, redutores das rubricas de custeio, de modo a que os custos determinados reflitam a realidade econômica da tecnologia de geração dieselétrica.

## 7.2 Custos de Usinas Isoladas Gerando Energia Elétrica sem Cogeração

O parque gerador da Companhia Energética do Amazonas – CEAM presentemente opera gerando apenas energia elétrica. O enfoque das análises econômicas neste cenário se restringe à abordagem energoeconômica tradicional. Não obstante, na seção 7.9 o custo de geração sem cogeração também é determinado pela abordagem exergetica.

Esta seção busca metodizar análises para três formas de visualizar as relações entre os custos de investimento e o produto energético de uma usina. Primeiramente, determina-se uma função para o *custo de geração*, a permitir determinar o custo total da central conforme sua carga varia. Dessa função de produção, deriva-se imediatamente o *custo marginal da carga* que informa quanto custa variar uma unidade de carga de uma usina implantada. E, por fim, o terceiro ponto de vista muda o enfoque para o relacionamento de mercado das capacidades instaladas com o custo de implantação de grupos-geradores.

### 7.2.1 Custo de Geração de Uma Usina-tipo

A função custo de geração é uma expressão da função de produção de uma usina elétrica. Esta função é definida por uma parcela de *custo variável* com a carga de operação, portanto proporcional ao consumo de combustível. A outra parcela do custo de geração é o *custo fixo*, não dependente da carga (Cruz e Nebra, 2001). Tudo isso é escrito:

$$\dot{C}_{\text{ger},q} \equiv \dot{C}_{\text{v}q} + \dot{C}_f \quad (144)$$

A equação (144) define o custo de geração como um fluxo temporal. Também é possível defini-la na base energética:

$$C_{en,q} \equiv \frac{\dot{C}_{ger,q}}{\dot{W}_{el,q}} \quad (145)$$

O custo variável depende diretamente do produto da unidade, qual seja, a sua potência elétrica na carga considerada. Nas respectivas bases temporal e energética, esta parcela é:

$$\dot{C}_{v|q} = p_{od} C_{e|q} \dot{W}_{el|q} \quad (146)$$

$$C_{v|q} = p_{od} C_{e|q} \quad (147)$$

Na expressão do custo fixo são contemplados os custos de amortização dos investimentos, assumida uma taxa de retorno esperada, e os custos de operação e manutenção da planta:

$$\dot{C}_f = \dot{C}_A + \dot{C}_{O\&M} \quad (148)$$

Admite-se valor residual dos investimentos nulo ao fim da vida útil.

O investimento total contempla: (i) Itens secundários – edificações, equipamentos eletromecânicos, comissionamentos, projetos, seguros e fretes,  $C_{IS}$ ; (ii) Recuperações do grupo-gerador ao longo da vida útil e despesas fixas com lubrificantes,  $C_{RP}$ . Estas parcelas do investimento total são estimadas como frações do custo de investimento do grupo-gerador  $C_{GG}$ :

$$C_{IS} = f_{IS} C_{GG} \quad (149)$$

$$C_{RP} = f_{RP} FRP \cdot C_{GG} \quad (150)$$

Na equação (150), as  $p$  recuperações periódicas do grupo (RP), executadas a cada período de tempo  $j$ , determinado pelo fabricante, geram um custo presente que é aditado ao custo de in-

vestimento no início do primeiro ano de operação da planta, a partir de uma taxa de desconto  $i$ , pelo fator de recuperação de capital:

$$FRP = \sum_{j=1}^p (1+i)^{-3j} \quad (151)$$

Assim, tendo o investimento total, o custo de amortização é calculado para uma vida útil  $t$  da unidade, sob uma taxa de desconto  $i$ , como:

$$\dot{C}_A = \frac{C_{GG}}{\tau} \left( 1 + f_{IS} + f_{RP} \sum_{j=1}^p (1+i)^{-3j} \right) \frac{i(1+i)^t}{[(1+i)^t - 1]} = \dot{C}_{GG} \cdot FK \cdot FA \quad (152)$$

Onde  $\tau$  é o tempo de operação,  $FK$  é o fator de capitalização e  $FA$  o fator de amortização.

O custo de operação e manutenção, ambos admitidos constantes ao longo da vida útil da planta, é avaliado pelo modelo simples (Gomes, 1998):

$$\dot{C}_{O\&M} = f_{O\&M} \dot{C}_A \quad (153)$$

Visando a determinação das funções de custo de geração para aplicação nas análises deste trabalho, são assumidos os dados da Tabela 13 a seguir, levantados do representante local de um fabricante de grupos-geradores, e na área comercial da Companhia Energética do Amazonas – CEAM, em compatibilidade com as condições sócio-econômicas do interior.

Dado as expressões (146) a (153), e a regressão (54) do Capítulo 4, para o consumo específico corrigido para as condições amazônicas, as duas equações que definem o custo de geração do grupo-gerador objeto deste estudo são suficientemente representadas pelas regressões seguintes, no intervalo de carga assumido, asseguradas por um coeficiente de explicação  $R^2 = 1$ , e cujas imagens podem ser vistas na Figura 49.

$$\begin{aligned} \dot{C}_{ger,q} = & 1,360\ 485 \cdot 10^{-2} + 3,499\ 569 \cdot 10^{-4} q - 1,394\ 360 \cdot 10^{-6} q^2 + \\ & + 7,655\ 308 \cdot 10^{-9} q^3 \end{aligned} \quad (154)$$

$$\begin{aligned} C_{en,q} = & 4,587\ 329 \cdot 10^2 - 10,246\ 013 q + 1,145\ 372 \cdot 10^{-1} q^2 - \\ & - 4,486\ 812 \cdot 10^{-4} q^3 \end{aligned} \quad (155)$$

A base da equação (155) é a unidade [MWh], típica do setor elétrico.

**Tabela 13. Dados econômicos do grupo-gerador utilizado**

<b>Especificação</b>	<b>Valor (CIF-Manaus)</b>
Custo de Investimento do grupo-gerador de 1 220 [kW] <sup>1</sup>	US\$ 562.500,00
Vida útil do grupo-gerador (t) <sup>2</sup>	10 anos
Taxa de desconto assumida (i)	15 % aa
Tempo médio de operação (τ)	2,88 · 10 <sup>7</sup> [s/ano] (8 000 h)
Número de restaurações (p)	3 (cada 24 000 [h] de operação)
Fator de acréscimo dos investimentos secundários (f <sub>IS</sub> )	1,0
Fator de restaurações do grupo-gerador (f <sub>RP</sub> )	0,1
Fator de O&M (f <sub>O&amp;M</sub> )	0,5
Preço médio do óleo diesel tipo B (p <sub>od</sub> ) <sup>3</sup>	0,452 [US\$/kg]

Nota: <sup>1</sup> Cummins (2003). <sup>2</sup> Prática regional face ao desgaste a que os motores são submetidos na Amazônia (CEAM, 2003). <sup>3</sup> Valor médio da CEAM (2003).

### 7.2.2 Custo Marginal da Carga da Usina

Custo marginal é uma figura de Ciência Econômica, definida como a quantidade adicional de um recurso (F) necessário para produzir uma unidade adicional de um produto (P), *ceteris paribus*. Analiticamente:

$$c_{mg} \equiv \frac{\partial P}{\partial F} \quad (156)$$

A definição do custo marginal pode ser empregada para avaliação do custo agregado pela variação de uma unidade de carga de uma usina dieselétrica, produzindo apenas energia elétrica. Na presente particularização, a definição (156) é aplicada sobre a expressão do fluxo de custo de geração (154), sendo mantidas constantes todos as demais variáveis da unidade (Fortunato et al., 1990), o que coaduna com os pressupostos da definição. Simbolicamente, então:

$$c_{mg|q} = 3,499\ 569 \cdot 10^{-4} - 2,788 \cdot 10^{-9} q + 2,2 \cdot 10^{-9} q^2 \quad (157)$$

Observa-se da equação (144) que o custo marginal da carga não depende do custo fixo da usina. A Figura 49 reúne as curvas do custo marginal e as curvas do custo de geração.

### 7.2.3 Análise de Resultados

Na Figura 49, fluxo de custo de geração em base temporal é crescente com a carga, daí o mínimo de 0,022 [US\$/s] (79,20 [US\$/h]) ocorrer na carga mínima 25 [%] e o máximo 0,042 [US\$/s] (151,20 [US\$/h]), na carga 100 [%], uma variação de 90,9 % em 75 % de variação de carga (Figura 49). Por outro lado, o custo de geração em base energética é decrescente, de 267,16 [US\$/MWh] ( $q = 25$  [%]) a 130,82 [US\$/MWh] ( $q = 100$  [%]). A Figura 49 permite ver que uma central dieselétrica isolada gerando energia elétrica tem economicidade praticamente constante em cargas entre 65 [%] e 100 [%].

A curva de custo marginal da carga mostra ligeira concavidade no intervalo considerado. Seu valor varia entre 0,002 9 [US\$/s] (10,44 [US\$/h]) na carga 25 [%], até 0,003 0 [US\$/s] (10,80 [US\$/h]) na carga 100 [%], passando por um mínimo de 0,002 6 [US\$/s] (9,36 [US\$/h]) na carga 63 [%], de modo que a média de 10,08 [US\$/h] pode ser assumida como um valor constante do custo de cada 1 [%] de carga adicional da usina.

Um modo de avaliar a velocidade com que o custo marginal oscila, é pelo *coeficiente de elasticidade da carga*, ou simplesmente *elasticidade-carga*, definido como a relação entre a variação relativa do custo e a variação relativa da carga (Fortunato et al., 1990). Como seja, para cada carga discreta  $q$  no intervalo assumido:

$$e_q \equiv \left| \frac{\partial \dot{C}_{ger.|q} / \dot{C}_{ger.|q}}{\partial q/q} \right| = \left| c_{mg|q} \left( \frac{q}{\dot{C}_{ger.|q}} \right) \right| \quad (158)$$

Que deve ser lida como a indicar de quanto cai percentualmente o custo marginal a cada 1 [%] de aumento da carga.

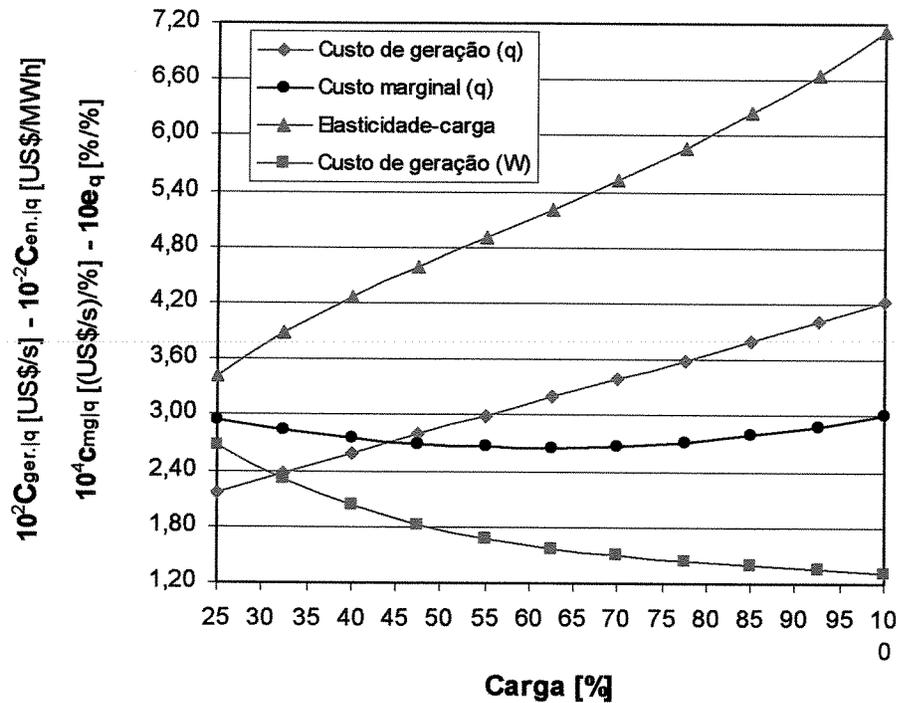


Figura 49. Curvas de custos de geração, custo marginal e elasticidade da carga.

A Figura 49 também sobrepõe uma curva da elasticidade-carga definida. Seu comportamento levemente oscilatório no intervalo assumido converge para uma reta crescente. Uma investigação ponto-a-ponto da curva indica um valor mínimo de 0,341 [%/%], na carga 25 [%], e um máximo de 0,711 [%/%], a 100 [%], tal que, em termos lineares, pode-se assumir uma inclinação constante de 0,047. Ou seja, a elasticidade cresce 0,047 [%] a cada 1 [%] de aumento de carga. Como interpretado em Ciência Econômica, o custo marginal é pouco elástico em relação à carga.

### 7.3 Usinas Autônomas Operando em Cogeração

No Capítulo 1, a Figura 1 mostra as duas propostas técnicas para introdução da cogeração no sistema autônomo da CEAM. O objetivo visado, além de gerar energia elétrica, é a cogeração de frio e gelo, produtos importantes para a economia do setor pesqueiro do Amazonas, conforme foi discutido no Capítulo 3.

Quando uma planta produz mais de um produto, dos quais pelo menos um é térmico, o custo de geração determinado pela abordagem dos parágrafos anteriores não satisfaz. A exergia é a melhor tradução para formas de energia cujos conteúdos qualitativos são distintos. Realmente, nesses casos, a metodologia lança mão da primeira e segunda lei da Termodinâmica.

No presente capítulo, são usados os modelos do Capítulo 6, considerando-se a carga variando para os sistemas da Figura 1. Subsidiarão as análises os modelos desenvolvidos nos Capítulos 4 – para motores, e 5 – para sistemas de absorção água-amônia.

### 7.4 Concepção Física dos Sistemas e Dados Dimensionais

Os sistemas de cogeração concebidos têm como diretrizes a produção de frio de baixa temperatura – subunidade RAA-1, aproveitando apenas o rejeito de energia dos produtos de combustão, ou simplesmente gases; e a fabricação de gelo – subunidade RAA-2,<sup>1</sup> aproveitando a energia rejeitada à água de refrigeração, que circula pela *jaqueta* do motor. Conceberam-se, ainda, duas variantes para a energia térmica aportando a subunidade RAA-1: na primeira, a energia é transportada por vapor de baixa pressão e, na segunda, diretamente pelos gases. A estas opções, aqui se denominam *sistema vapor/água* e *sistema gás/água*, respectivamente. Por outro lado, a energia é sempre entregue diretamente à subunidade RAA-2 pela água de refrigeração do motor.

Na Figura 50, tem-se a concepção física do sistema de cogeração com mais detalhes do que na Figura 1. Os processos no motor e nas unidades de absorção já foram descritos, respectivamente, nos Capítulos 4 e 5. O vapor produzido no recuperador de calor dos gases (RCG) é enviado ao dessorvedor (DESS) da subunidade RAA-1. E, para a subunidade RAA-2, o DESS é aque-

---

<sup>1</sup> As subunidades RAA-1 e RAA-2 seguem as definições do Capítulo 6, pelas quais consistem de conjuntos que contêm outras subunidades em um mesmo volume de controle.

cido diretamente pela água de refrigeração do motor. No retorno de condensado gerado no DESS, pode ser necessário resfriá-lo, se a temperatura tiver excedido o valor máximo de segurança do motor, daí o papel do trocador de calor mostrado na figura. A circulação do condensado e da água é feita pelas bombas BC1 e BC2. Na Figura 50, o sistema mostrado é basicamente o vapor/água. Suas únicas diferenças para o sistema gás/água são o recuperador de calor dos gases (RCG), a bomba BC1 e as linhas de vapor e condensado, que não existem no gás/água, desde que neste o aquecimento do DESS é feito diretamente pelos gases do motor. De modo a resguardar a didática nas discussões desta tese, a numeração ordinal das estações definidas para o sistema vapor/água é mantida no sistema gás/água.

Os principais dados tecnológicos das subunidades RAA-1 e RAA-2 estão no Capítulo 5. Todas as análises consideram as temperaturas 238,15 [K] (-35 C) e 270,15 [K] (-3 C), para frio e gelo, respectivamente, que são assumidas constantes com a carga. Na Tabela 8, Capítulo 4, estão dados do motor Diesel do grupo-gerador adotado. Na Tabela 14, arrolam-se os dados restantes de pressão e temperatura dos sistemas de cogeração, assumidos constantes com a carga.

**Tabela 14. Dados dos fluidos de trabalho do sistema de cogeração**

<b>Localização e estado do fluido</b>	<b>Temperatura [K] (C)</b>	<b>Pressão [kPa]</b>
Estação 3 (líquido saturado)	403,15 (130)	—
Estação 4 (vapor saturado)	403,15 (130)	270,0
Estação 5 (líquido comprimido)	363,15 (90)	250,0
Estação 6 (líquido comprimido)	348,15 (75)	—

Fonte: Elaboração própria com uso do programa EES® (2003).

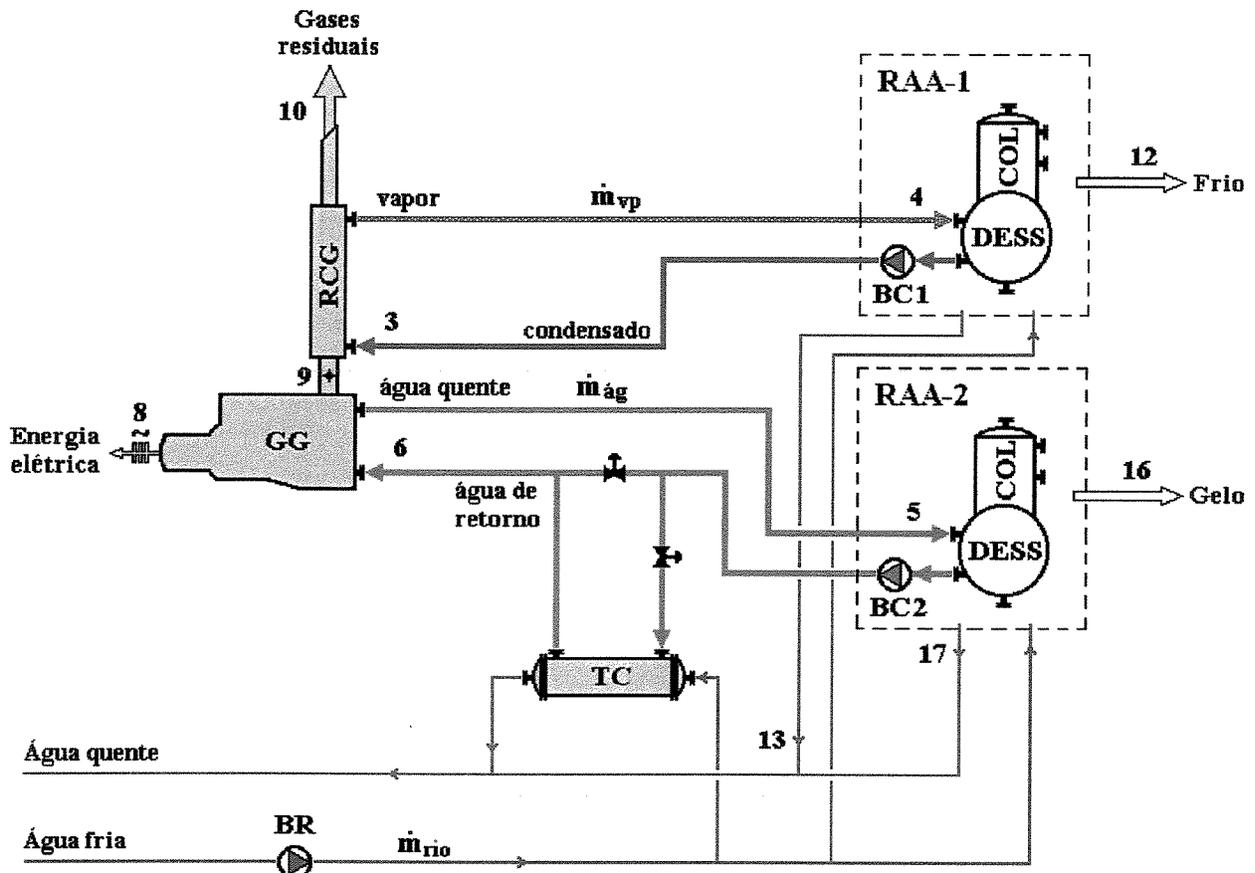


Figura 50. Sistema de cogeração usando calor dos gases e da água de refrigeração do motor.

### 7.5 Características e Níveis de Desagregação dos Sistemas

Metodologicamente, as análises de primeira e segunda lei da planta térmica precisam isolar cada subunidade em conjuntos individuais ou reagrupados, os quais devem refletir características comuns com os balanços do Capítulo 6. Maior o nível de desagregação, mais próximo estarão os resultados das análises do real comportamento de cada subunidade e da planta.

Foram escolhidos os níveis de desagregação *mínimo* e *máximo* para ambas as análises de primeira e segunda lei, cujas estruturas produtivas, ou diagramas estruturais, são mostrados nas Figuras 51 a 53 seguintes. Em todas as figuras, o produto frio industrial e gelo estão com o sentido exergético, desde que em termos energéticos estes têm sentido contrário aos indicados. Também, nessas figuras, a câmara de combustão do grupo-gerador (GG) é uma unidade externa que visa introduzir a energia do combustível na planta, fruto de sua reação com o ar.

No nível de desagregação mínimo, todos os componentes da estrutura física da planta (sistema de cogeração e subunidades RAA-1 e RAA-2) estão contidos em um volume de controle global. Esta concepção é usada com os índices globais de segunda lei. Para os índices de primeira lei de Horlock (1987), RAA-1 e RAA-2 são retiradas do volume de controle (Figura 51).

Na desagregação máxima, para o sistema vapor/água (Figura 52), o recuperador de calor dos gases (RCG) é considerado um subsistema isolado do motor cuja função é gerar vapor para alimentar a subunidade RAA-1. Em ambas RAA-1 e RAA-2, os termos *rejeitos* são as somas dos calor rejeitado por seus condensadores de refluxo (CR), condensadores (CD) e absorvedores de amônia (ABS). Esses rejeitos são encaminhados para um curso d'água vizinho à usina.

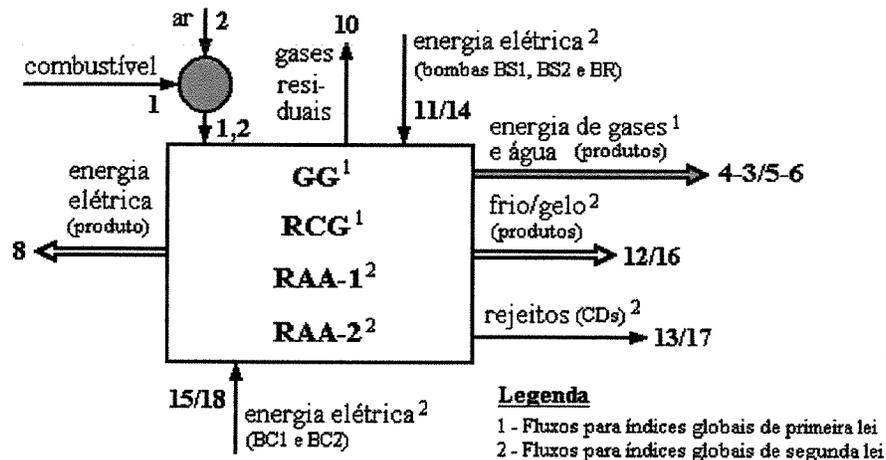


Figura 51. Diagrama estrutural dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração sob desagregação mínima.

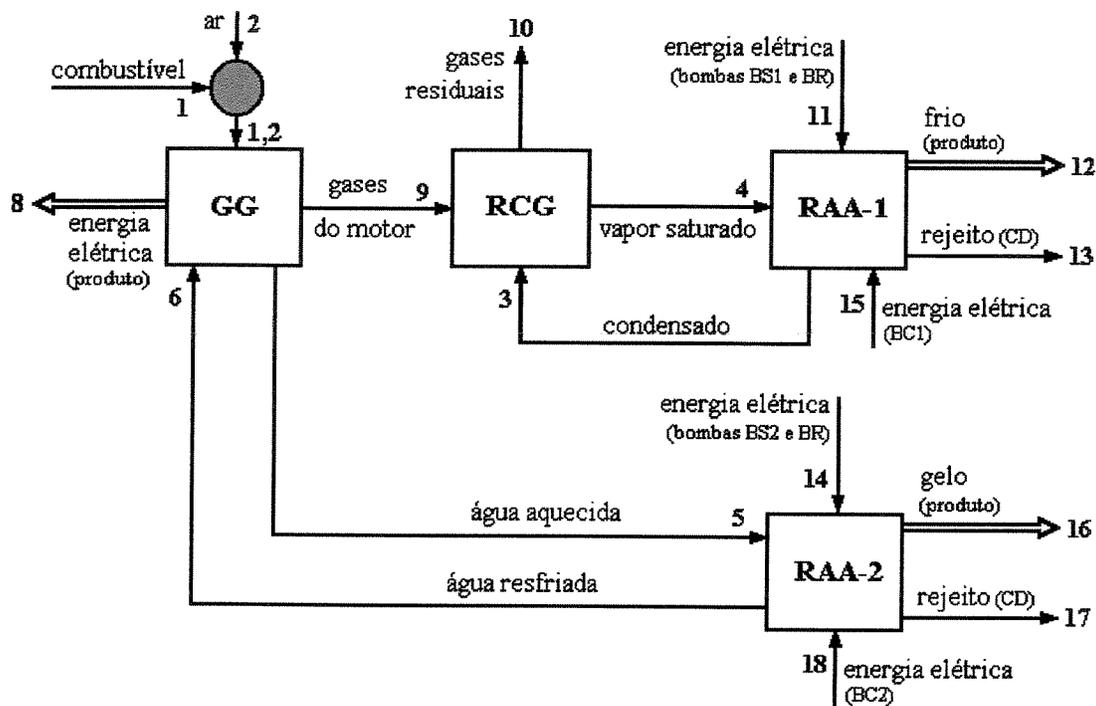


Figura 52. Diagrama estrutural do sistema vapor/água de cogeração sob desagregação máxima.

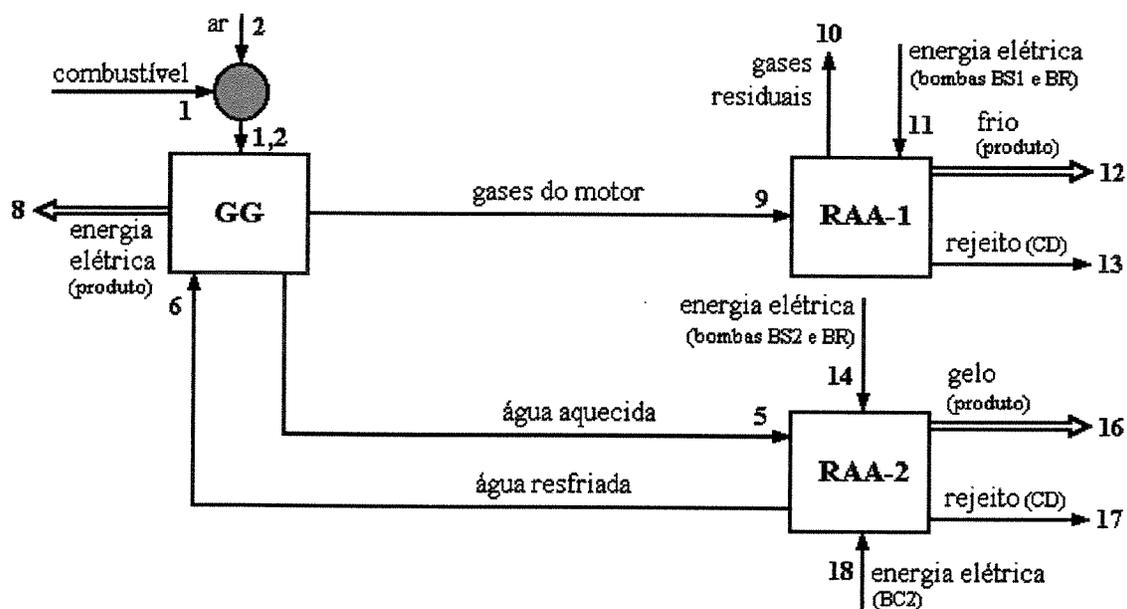


Figura 53. Diagrama estrutural do sistema gás/água de cogeração sob desagregação máxima.

## 7.6 Análises de Primeira Lei dos Sistemas de Cogeração

No Capítulo 4 foram desenvolvidos balanços de massa e de energia para motores e, no Capítulo 5, ambos os balanços visaram uma subunidade de absorção água-amônia (RAA). Aqui os balanços focam as demais subunidades das plantas dos sistemas vapor/água e gás/água. As temperaturas de evaporação para as subunidades RAA-1 e RAA-2 são dadas na Tabela 9, Capítulo 5. Os fluxos entre as subunidades definem insumos F e produtos P, que estão na tabela que segue.

**Tabela 15. Balanços de primeira lei dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração**

Sistema	Sub-sistema	Insumo (F)	Produto (P)
Vapor/água	GG	$\dot{E}_{1,2}$	$\dot{E}_8 + \dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)$
	RCG	$\dot{E}_9$	$(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)$
	RAA-1	$(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_{12}$
	RAA-2	$(\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{18}$	$\dot{E}_{16}$
Gás/água	GG	$\dot{E}_{1,2}$	$\dot{E}_8 + \dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)$
	RAA-1	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{12}$
	RAA-2	$(\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{18}$	$\dot{E}_{16}$

No contexto de elementos dos Capítulos 3, 4 e 5, alguns termos da Tabela 15 definem:

$$\dot{E}_{1,2} = \dot{m}_{\text{comb.}} \text{PCI} \equiv \dot{E}_{\text{comb.}} \quad (159)$$

$$(\dot{E}_5 - \dot{E}_6) \equiv \dot{E}_{\text{refr.}} \quad (160)$$

$$\dot{E}_8 \equiv \dot{W}_{\text{el}} \quad (161)$$

As equações (159) a (161) atendem a ambos os sistemas vapor/água e gás/água. Para o sistema vapor/água, se têm os fluxos líquidos:

$$\dot{E}_9 = \dot{m}_{\text{exaus.}} (h_9 - h_o) \equiv \dot{E}_{\text{exaus.}} \quad (162)$$

$$(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) \equiv \dot{E}_{\text{coger.}} \quad (163)$$

Na equação (162), a vazão de gases  $\dot{m}_{\text{exaus.}}$  é dada pelo binômio (14) do Capítulo 4. Também nesta equação, o motivo da diferença de entalpias ( $h_9 - h_0$ ) é eliminar a entalpia de formação dos gases CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O da mistura de exaustão, nas condições de referência (nota nº. 11, Capítulo 4). Para o sistema gás/água, define-se:

$$\dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) \equiv \dot{E}_{\text{coger.}} \quad (164)$$

Os fluxos energéticos de eletricidade consumidos por bombas (potências de acionamento) são dados por:

$$\dot{E}_x \equiv \eta_{\text{BR}} \lambda_z \dot{W}_{\text{BR}} + \eta_{\text{BS}} \dot{W}_{\text{BS}} \quad (165)$$

$$\dot{E}_y \equiv \eta_{\text{BC}} \dot{W}_{\text{BC}} \quad (166)$$

Onde seus subscritos referem-se a:  $\underline{x}$ , às estações 11 (RAA-1) e 14 (RAA-2);  $\underline{y}$ , às estações 15 (RAA-1) e 18 (RAA-2); e  $\underline{z}$ , às estações 13 (RAA-1) e 17 (RAA-2). Na equação (165):

$$\lambda_z = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_{\text{rio}}} \quad (167)$$

em que  $\dot{m}_{\text{rio}}$  é a vazão de refrigeração total bombeada do curso d'água (Figura 50).

Para as subunidades RAA-1 e RAA-2 tem-se as capacidades frigoríficas:

$$\dot{E}_w \equiv \dot{Q}_{\text{evp}} \quad (168)$$

$$\dot{E}_z \equiv \dot{Q}_{CD} \quad (169)$$

Em que os subscritos significam:  $\underline{w}$ , estação 12 (RAA-1) e estação 16 (RAA-2); e  $\underline{z}$  refere-se às mesmas estações da expressão (165).

### 7.6.1 Eficiências de Primeira Lei da Termodinâmica

Uma vez contabilizados insumos e produtos energéticos na Tabela 15, determinam-se as eficiências de primeira lei das  $m$  subunidades da planta  $\eta_i^E$  ( $i = 1, \dots, m$ ), relação (106), Capítulo 6, para o nível de desagregação máximo. Note-se inclusive que, se desprezadas as potências das bombas BS, BR e BC (Figuras 52 e 53), as eficiências  $\eta_{RAA-1}^E$  e  $\eta_{RAA-2}^E$  tornam-se os coeficientes de performance  $COP_{RAA-1}$  e  $COP_{RAA-2}$ , como definidos pela equação (63), Capítulo 5.<sup>2</sup>

Para o nível de desagregação mínimo (global), calculam-se os índices de eficiência de Horlock (1987), relações (107) a (111) do Capítulo 6: razão calor-potência (RCP), fator de utilização de energia (FUE), índice de poupança de energia (IPE) e eficiência artificial ( $\eta_{art}$ ). Em particular, dado as equações (159) a (169) e os termos da Tabela 15, estes índices são escritos como se-guem, para os dois sistemas de cogeração *em juízo*:

Sistema vapor/água:

$$RCP = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)}{\dot{E}_8} \quad (170)$$

$$FUE = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{E}_8}{\dot{E}_{1,2}} \quad (171)$$

<sup>2</sup> Esta é uma generalização possível aqui, porque  $\eta_{RAA-1}^E$ ,  $\eta_{RAA-2}^E$  foram definidas tendo que frio e gelo, enquanto *produtos*, têm sentido (“saído” do volume de controle) contrário aos sentidos energéticos (“entrando”). Em geral, o COP também é definido assim. Esta generalização, porém, não pode ser estendida a sistemas por compressão.

$$\text{IPE} = 1 - \left\{ \frac{\eta_Q \eta_w \dot{E}_{1,2}}{\eta_w [(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)] + \eta_Q \dot{E}_8} \right\} \quad (172)$$

$$\eta_{\text{art}} = \frac{\eta_Q \dot{E}_8}{\eta_Q \dot{E}_{1,2} - [(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)]} \quad (173)$$

Sistema gás/água:

$$\text{RCP} = \frac{\dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)}{\dot{E}_8} \quad (174)$$

$$\text{FUE} = \frac{\dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{E}_8}{\dot{E}_{1,2}} \quad (175)$$

$$\text{IPE} = 1 - \left\{ \frac{\eta_Q \eta_w \dot{E}_{1,2}}{\eta_w [\dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)] + \eta_Q \dot{E}_8} \right\} \quad (176)$$

$$\eta_{\text{art}} = \frac{\eta_Q \dot{E}_8}{\eta_Q \dot{E}_{1,2} - [\dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)]} \quad (177)$$

Nas expressões acima,  $\dot{E}_{1,2}$  é o aporte de energia do combustível; e  $\dot{E}_8 \equiv \dot{W}_{el}$ , haja vista a discussão para o nível de desagregação mínimo da seção 7.5, tanto no sistema vapor/água como no gás/água. O índice de poupança de energia (IPE) e a eficiência artificial ( $\eta_{\text{art}}$ ) exigem as eficiências de referência  $\eta_Q$  e  $\eta_w$ , para as quais foram assumidos os valores respectivos e constantes em qualquer carga de 0,95 e 0,40, encontrados em geradores de vapor e motores Diesel de alta eficiência (Lozano Serrano, 1998). Dessa forma, os comportamentos dos índices de eficiência extraídos da presente análise são específicos do motor adotado nesta análise. Porém, pode-se inferir que os índices de outras máquinas semelhantes têm comportamentos semelhantes.

### 7.6.2 Análise dos Resultados

As Figuras 54 e 55 mostram os resultados dos índices para os sistemas vapor/água e gás/água. A título de comparação, foi calculado, e estas figuras mostram também, a *eficiência elétrica do grupo-gerador sem cogeração*  $\eta_{el}$ , trocando-se os termos relativos à energia térmica rejeitada do numerador da expressão (171) ou (175) acima, do FUE,  $(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)$  ou  $\dot{E}_9 + (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{E}_8$ , por  $\dot{E}_8 \equiv \dot{W}_{el}$  da equação (161). Nas Figuras 54 e 55, não constam algumas curvas, cujos valores constantes coincidem com outras. Estas estão na Tabela 16.

As duas eficiências  $\eta_{RAA-1}^E$  e  $\eta_{RAA-2}^E$  do sistema vapor/água são aproximadamente os coeficientes de performance das subunidades RAA-1 e RAA-2, como discutido no primeiro parágrafo desta seção, cujos valores *estimados* pela regressão da ASHRAE (Dorgan et al., 1995), são  $COP_{RAA-1} = 39,5 \%$  e  $COP_{RAA-2} = 37,6 \%$  (Tabela 9, Capítulo 5). As diferenças se reduzem se forem desprezadas as potências das bombas que servem a RAA-1 e RAA-2. Assim como os COPs,  $\eta_{RAA-1}^E$  e  $\eta_{RAA-2}^E$  são constantes, porque dependem diretamente das temperaturas de evaporação e condensação de RAA-1 e RAA-2, segundo os polinômios (64) a (68) do Capítulo 5 (Dorgan et al., 1995), temperaturas essas que foram assumidas constantes sob qualquer carga.

No sistema gás/água, apenas  $\eta_{RAA-2}^E$  se aproxima e é constante como o  $COP_{RAA-2}$ , o qual é constante *por construção*. A eficiência  $\eta_{RAA-1}^E$  é crescente com a energia dos gases, porque no sistema gás/água o aquecimento do dessorvedor (DESS) é feito diretamente pelos gases do motor, cujas temperatura é crescente com a carga (Figura 34, Capítulo 4). Neste caso, a eficiência  $\eta_{RAA-1}^E$  não se aproxima do  $COP_{RAA-1}$ , mesmo na máxima carga. Essa diferença permite ver que o sistema gás/água gera mais entropia do que o vapor/água. As irreversibilidades criadas no aquecimento direto ficam *retidas* na geração de vapor do sistema vapor/água, neste caso, não sendo *imputadas* à subunidade RAA-1.

Quanto ao valor constante da eficiência artificial  $\eta_{artif}$  na Tabela 16, se tem na Figura 31 do Capítulo 4 que os quatro termos que compõem sua definição na relação (111), Capítulo 6,

como sejam,  $\dot{W}_{el}$ ,  $\dot{E}_{comb.}$ ,  $\dot{E}_{exaus.}$  e  $\dot{E}_{refr.}$ , são retas que crescem com a carga. Então, a inclinação da reta  $\dot{W}_{el}$  no numerador da expressão (111) é neutralizada pela inclinação da diferença no denominador dessa expressão, o que mantém  $\eta_{artif.}$  constante em todas as cargas.

Os demais índices, que variam com a carga e constam nas Figuras 54 e 55, também têm seus comportamentos, no intervalo de cargas estudado, ditados pelo comportamento particular das parcelas do balanço energético do motor selecionado (Figura 32, Capítulo 4).

**Tabela 16. Eficiências de primeira lei constantes com a carga do grupo-gerador**

Eficiência	Sistema vapor/água (%)	Sistema gás/água (%)
$\eta_{RAA-1}^E$	37,4	—
$\eta_{RAA-2}^E$	36,2	36,2
FUE	—	94,9
$\eta_{artif.}$	—	94,8

Nas Figuras 54 e 55, o grupo-gerador (GG) tem eficiência de primeira lei constante sob qualquer carga, em ambos os sistemas vapor/água e gás/água ( $\eta_{GG}^E = 94,9\%$ ), o que é explicado pelo comportamento das respectivas parcelas energéticas que compõem os insumos e os produtos dessas subunidades. Observe-se na Tabela 15, que  $\eta_{GG}^E$  é a soma da eficiência de conversão  $\eta_{comb,q}$  com as frações de exaustão  $f_{exaus,q}$  e da água de refrigeração  $f_{refr,q}$  do seu motor, todos equacionados no Capítulo 4. Segundo a Figura 32 daquele capítulo,  $\eta_{comb,q}$  é crescente e  $f_{refr,q}$  decrescente, enquanto  $f_{exaus,q}$  é praticamente constante. Assim, o efeito líquido da soma destes termos é, na prática, constante. A eficiência  $\eta_{GG}^E$  é muito elevada, denunciando as enormes perdas energéticas de um GG, nos gases e na água de refrigeração, quando não opera em cogeração. Pode-se constatar isso pela curva da eficiência elétrica do GG sem cogeração nas Figuras 54 e 55, que varia desde  $\eta_{el} = 33,5\%$  ( $q = 25\%$ ) a  $\eta_{el} = 41,0\%$  ( $q = 100\%$ ).

O fator de utilização de energia cresce no sistema vapor/água, de FUE = 68,8 % ( $q = 25\%$ ) a FUE = 84,3 % ( $q = 100\%$ ), e é constante no gás/água, com exatamente os mesmos valo-

res da eficiência do grupo-gerador ( $\eta_{GG}^E$ ) reportados acima, porque neste sistema suas razões de definição são as mesmas. Olhando pela ótica da relação (108) do Capítulo 6, o crescimento do FUE no sistema vapor/água reflete a maior inclinação da reta-soma de  $\dot{W}_{el.}$  com  $\dot{E}_{coger.}$ , quando esta se constitui de vapor, relativamente ao crescimento linear da reta  $\dot{E}_{comb.}$  (Figura 31, Capítulo 4). O crescimento de  $\dot{E}_{coger.}$  no sistema gás/água é menor do que no vapor/água.

A constância da relação calor-potência no sistemas vapor/água ( $RCP = 105,5$ ) e forte no gás/água (de 183,2 % em  $q = 25$  [%] a 131,5 % em  $q = 100$  [%]) mostra que a reta  $\dot{E}_{coger.}$  tem menor inclinação do que a reta  $\dot{W}_{el.}$ , ou seja, a potência reage mais rapidamente à carga do que a energia térmica de cogeração. Este comportamento não é tão acentuado no sistema vapor/água, como no gás/água, pela mesma razão das diferentes inclinações de  $\dot{E}_{coger.}$  mencionadas no parágrafo anterior. O intervalo de valores desenvolvidos por RCP no sistema gás/água é o mais próximo dos intervalos relatados por Silvia Nebra (2002) e Lozano Serrano (1998) para sistemas com motores de combustão interna, Capítulo 6. O valor de RCP deste sistema na carga 75 [%] é 135,5 %, num erro de 14,8 % em relação ao valor  $RCP_{|75} = 1,59$  adotado na discussão da seção 3.5 do Capítulo 3, mas isso não invalida aquela análise, desde que ali a base são índices estatísticos e tem por finalidade estimativas preliminares macroeconômicas, enquanto aqui a análise tem fundamento teórico e a finalidade de subsidiar projetos. Ambos os valores são confiáveis em seus respectivos contextos.

Os números obtidos para o índice de poupança de energia (IPE) também refletem as diferenças de crescimento das parcelas do balanço de energia do motor nos sistemas vapor/água (Figura 54) e gás/água (Figura 55).

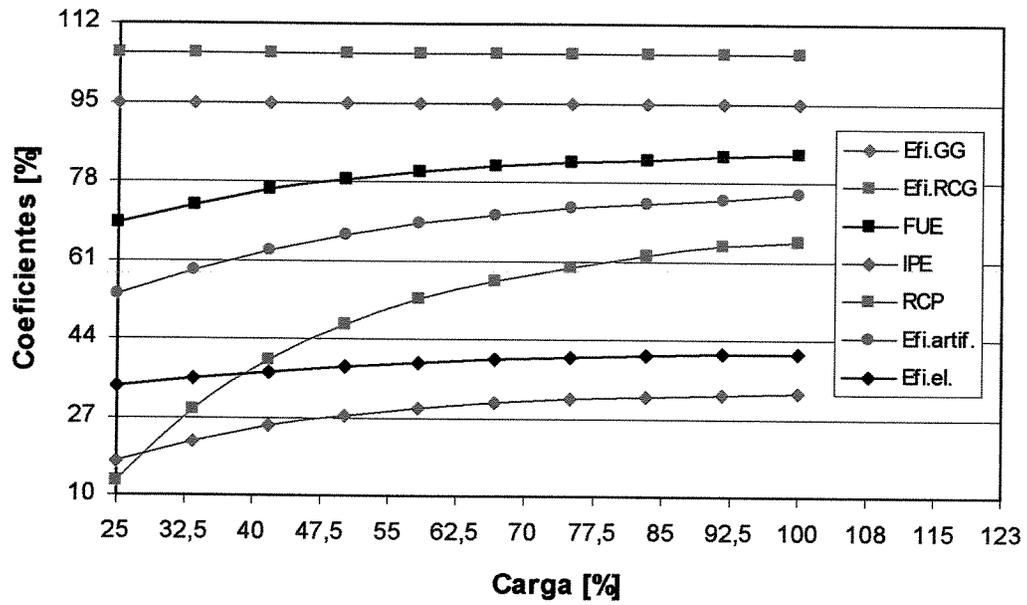


Figura 54. Coeficientes de primeira lei das subunidades do sistema vapor/água de cogeração.

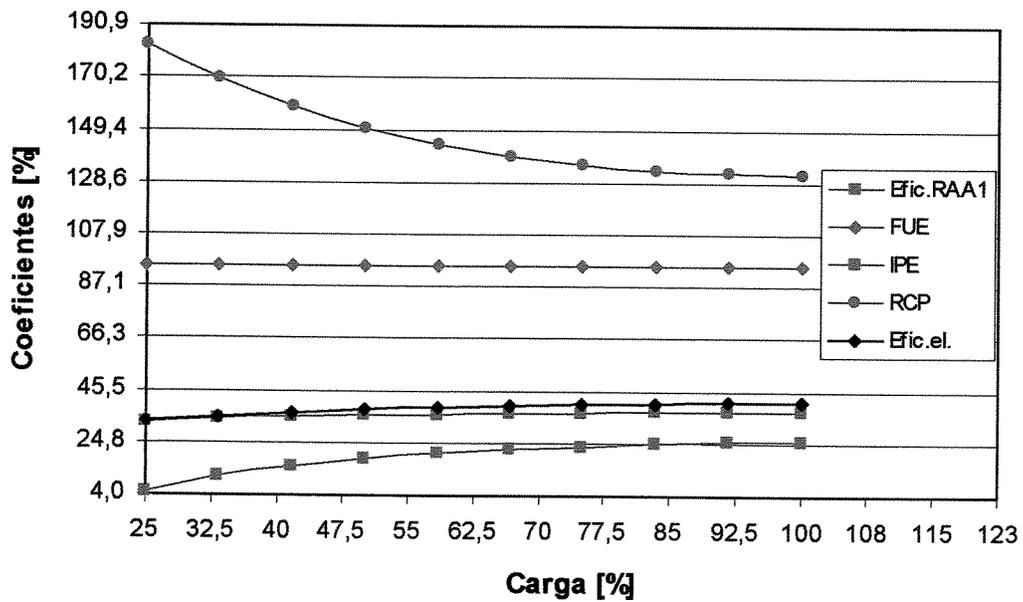


Figura 55. Coeficientes de primeira lei das subunidades do sistema gás/água de cogeração.

O índice de poupança de combustível (IPE) foi determinado assumindo constantes as eficiências de referência térmica ( $\eta_Q$ ) e mecânica ( $\eta_W$ ). A eficiência artificial ( $\eta_{art.}$ ) também foi determinada assumindo  $\eta_Q$  constante. Não obstante, as análises com índices de eficiência de primeira lei referenciadas na literatura (Horlock, 1987; Lozano Serrano, 1998; Silvia Nebra, 2002), em geral, assumem os sistemas de cogeração operando em regime contínuo e sob carga constante. Também, não são conhecidas na literatura figuras para  $\eta_Q$  e  $\eta_W$  variando com a carga, enquanto eficiências fornecidas por tecnologias de referência e sob determinado estágio tecnológico, cujos comportamentos nessas variações sejam compatíveis com o sistema de cogeração desta tese. Porém, uma análise de sensibilidade do IPE e  $\eta_{art.}$ , em que  $\eta_Q$  e  $\eta_W$  variam  $\pm 2,5\%$  e  $\pm 5,0\%$  em torno dos valores adotados, fornece uma indicação qualitativa de suas influências nestes índices. Assim, a Figura 56 mostra os resultados dessa análise, para ambos o sistema vapor/água e gás/água, na carga 75 [%]. Esta figura mostra que  $\eta_{art.}$  no sistema gás/água é mais sensível do que o IPE a  $\eta_Q$  e  $\eta_W$ , porque sua reta tem maior inclinação. Em geral, ambos, IPE e  $\eta_{art.}$  crescem com  $\eta_Q$  e  $\eta_W$  decrescentes.

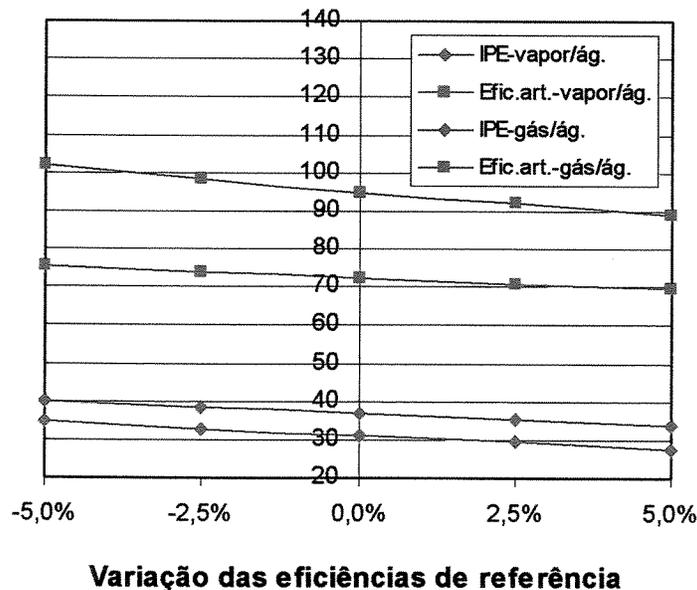


Figura 56. Sensibilidade do IPE e da eficiência artificial a variações das eficiências de referência.

## 7.7 Análises de Segunda Lei

Como visto no Capítulo 6, qualquer subunidade admite duas equações independentes de balanço de segunda lei, uma de fluxos de exergias e outra de custos exergéticos. Para solução do sistema dos custos exergéticos, há que se adicionar equações adicionais, o que a Teoria do Custo Exergético (TCE) (Valero et al., 1986a, 1986b) permite fazer partindo do conjunto de proposições *P1* a *P4* (Capítulo 6). No item 7.8.2 é dado o sistema formulado para esta tese.

### 7.7.1 Discussão da Estrutura F-P-L Adotada

A seguir são analisadas duas formas de tratamento de custos que implicam em estruturas F-P-L, no contexto da definição de eficiência racional, relação (114), Capítulo 6, determinando os termos dos insumos F e os produtos P de um subsistema.<sup>3</sup> Os fluxos de exergia não aproveitados definem as perdas L do subsistema.

O sistema de equações para o sistema vapor/água contém 17 fluxos (Figura 52). Isso implica na necessidade de 13 equações adicionais, a serem formuladas pelas proposições *P1* a *P4* do método TCE (Valero et. al, 1986a, 1986b), tais que tornem o sistema de 4 equações de custos determinado. A ausência do recuperador de calor (RCG) no sistema gás/água reduz o seu número de equações para 3 e o de fluxos para 14, e também o número de equações complementares para 11, mas, em ambos os sistemas, os tratamentos para os mesmos custos são iguais. Das equações complementares, três destas serão discutidas nos próximos parágrafos. As restantes constam na Tabela 17, em termos dos custos exergéticos unitários. Nesta tabela, os custos valorizados pela energia elétrica têm como premissa que o custo do insumo elétrico não se altera com o uso; e os custos nulos são de fluxos considerados resíduos.

---

<sup>3</sup> Nesta análise se consideram as subunidades RAA-1 e RAA-2 como volumes fechados. Nesse sentido, não se analisam suas fontes de irreversibilidades internas. Não obstante, são sabidos que os processos de dessorção e evaporação de amônia são aqueles que mais geram entropia. Reciprocamente, os processos de condensação e absorção contribuem para as reduções entrópicas das unidades de refrigeração por absorção.

**Tabela 17. Conjunto parcial de equações adicionais dos sistemas de cogeração**

Equação	Proposição	Equação	Proposição
$k_1 = 1$	<i>P4</i>	$k_{13} = 0$	<i>P3</i>
$k_2 = 0$	<i>P3</i>	$k_{14} = k_8$	<i>v.e.e.</i>
$k_3 = k_4$ <sup>1</sup>	<i>P1</i>	$k_{15} = k_8$ <sup>1</sup>	<i>v.e.e.</i>
$k_{10} = 0$	<i>P3</i>	$k_{17} = 0$	<i>P3</i>
$k_{11} = k_8$	<i>v.e.e.</i>	$k_{18} = k_8$	<i>v.e.e.</i>

Notas: *v.e.e.* – valoração pela energia elétrica. <sup>1</sup> Nulo no sistema-gás/água.

Para duas das equações adicionais, foi analisada a seguinte hipótese:

- Concebendo-se os fluxos  $\dot{B}_8$  (potência elétrica),  $(\dot{B}_5 - \dot{B}_6)$  (água de refrigeração) e  $\dot{B}_9$  (gases) como produtos do grupo-gerador (GG), se está considerando implicitamente que as irreversibilidades do GG são compartilhadas entre estes fluxos. Isso implica na igualdade de custos unitários:

$$k_9 = k_8 \text{ e } k_5 = k_8 \quad (178)$$

Tozer et al. (1996) fizeram consideração semelhante, em um estudo de cogeração para ar condicionado por absorção, aproveitando rejeitos térmicos de turbinas a gás. No estudo desses autores não há a água de refrigeração como um segundo fluido térmico além dos gases, que são considerados um *subproduto*. No caso presente, em que a máquina térmica é um motor de combustão interna, não se justifica termodinamicamente dividir *igualmente* as irreversibilidades do GG entre os fluxos 5 e 9.

Uma forma de tratamento para o terceiro custo adicional é como segue:

- Igualdade dos custos dos dois produtos frios, o que implica dizer, as irreversibilidades que são levadas às subunidades RAA-1 e RAA-2, bem como as suas próprias, são iguais, e, portanto:

$$k_{12} = k_{16} \quad (179)$$

Porém, também não se justifica, termodinamicamente, considerar as irreversibilidades da água quente que chega à subunidade RAA-2 como tendo a mesma ordem de grandeza das irreversibilidades do vapor que chega à RAA-1. Ainda, dadas as grandes diferenças entre as temperaturas de evaporação dessas unidades, suas irreversibilidades internas não são da mesma ordem. O tratamento de melhor justificativa termodinâmica é o que considera apenas um produto para o grupo-gerador (GG), o fluxo  $\dot{B}_8$  (potência elétrica), tal que os demais fluxos são considerados subprodutos, como feito em trabalhos de vários autores, com turbinas a vapor e a gás (Frangopoulos, 1983; Lozano e Valero, 1993b; Silveira e Nogueira, 1992; Tsatsaronis, 1994). Dessa forma, todas as irreversibilidades do GG são carregadas pelo fluxo  $\dot{B}_8$ . Então, é válido considerar que os fluxos  $\dot{B}_5$  (água quente),  $\dot{B}_6$  (água de retorno) e  $\dot{B}_9$  (gases) têm a mesma importância termodinâmica. Portanto, para as três equações adicionais:

$$k_9 = k_6 = k_1 \quad \text{e} \quad k_5 = k_6 \quad (180)$$

Reini e Giadrossi (1994) usaram este tratamento com um motor Diesel em cogeração, sob a justificativa de que este necessita da água para funcionar, o que justifica elevar seu valor exergético ao nível do combustível.

Desse modo, optou-se pelo tratamento que considera apenas o produto potência elétrica para o grupo-gerador (GG). A estrutura F-P-L que resulta deste tratamento é descrita na Tabela 18, em termos dos fluxos que constituem os insumos (F), os produtos (P) e as perdas (L) de cada subsistema dos sistemas de cogeração das Figuras 52 e 53. Meramente a título de ilustração, ali também é mostrada a estrutura F-P-L do tratamento que confere três produtos ao GG.

**Tabela 18. Estrutura F-P-L dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração**

Sistema	Subunidade	Insumo (F)	Produto (P)	Perda (L)	
Vapor/água	GG	3 prod.	$\dot{B}_1$	$\dot{B}_8 + \dot{B}_9 + (\dot{B}_5 - \dot{B}_6)$	—
		1 prod.	$\dot{B}_1 - \dot{B}_9 - (\dot{B}_5 - \dot{B}_6)$	$\dot{B}_8$	—
	RCG	1/3 prod.	$\dot{B}_9$	$(\dot{B}_4 - \dot{B}_3)$	$\dot{B}_{10}$
	RAA-1	1/3 prod.	$(\dot{B}_4 - \dot{B}_3) + \dot{B}_{11} + \dot{B}_{15}$	$\dot{B}_{12}$	$\dot{B}_{13}$
	RAA-2	1/3 prod.	$(\dot{B}_5 - \dot{B}_6) + \dot{B}_{14} + \dot{B}_{18}$	$\dot{B}_{16}$	$\dot{B}_{17}$
Gás/água	GG	3 prod.	$\dot{B}_1$	$\dot{B}_8 + \dot{B}_9 + (\dot{B}_5 - \dot{B}_6)$	—
		1 prod.	$\dot{B}_1 - \dot{B}_9 - (\dot{B}_5 - \dot{B}_6)$	$\dot{B}_8$	—
	RAA-1	1/3 prod.	$\dot{B}_9 + \dot{B}_{11}$	$\dot{B}_{12}$	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{13}$
	RAA-2	1/3 prod.	$(\dot{B}_5 - \dot{B}_6) + \dot{B}_{14} + \dot{B}_{18}$	$\dot{B}_{16}$	$\dot{B}_{17}$
Global	—	$\dot{B}_1 + \dot{B}_{11} + \dot{B}_{14} + \dot{B}_{18}$	$\dot{B}_8 + \dot{B}_{12} + \dot{B}_{16}$	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{13} + \dot{B}_{17}$	

### 7.7.2 Eficiências de Segunda Lei da Termodinâmica

A Tabela 19 mostra os resultados das eficiências racionais e das irreversibilidades relativas das subunidades, determinadas pelas expressões (114) e (116), Capítulo 6, para as cargas 25 [%] e 100 [%]. Nas Figuras 57 e 58 se têm as curvas dos índices, entre as mesmas cargas. As propriedades dos fluxos do sistema são dadas pelas expressões (113) e (120) a (123), Capítulo 6.

**Tabela 19. Índices de segunda lei dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração**

Sistema	Carga [%]	Eficiência racional					Irreversibilidade relativa			
		GG	RCG	RAA-1	RAA-2	Global	GG	RCG	RAA-1	RAA-2
Vapor/água	25	36,69	8,97	34,99	21,03	32,93	78,97	13,23	1,04	6,84
	100	46,87	32,69	34,99	21,03	41,25	71,54	16,71	6,46	5,28
Gás/água	25	36,69	—	3,82	21,03	32,93	79,07	—	14,08	6,85
	100	46,87	—	13,75	21,03	41,25	72,53	—	22,12	5,35

Notas: GG – grupo-gerador. RCG – recuperador de calor dos gases. RAA-1 e RAA-2 – subunidades água-amônia.

As Figuras 57 e 58 e os números da Tabela 19 indicam que é no grupo-gerador onde se encontram as maiores irreversibilidades. A média da eficiência racional do grupo-gerador (GG) em ambos os sistemas é 42,92 %. No geral, as subunidades dos dois sistemas de cogeração apresentam as mesmas eficiências, que são constantes ou pouco variáveis com a carga. A exceção é a subunidade RAA-1 que, no sistema gás/água, paga o ônus das irreversibilidades externas da e-

missão dos gases e que são assumidas pelo recuperador (RCG), no sistema vapor/água. A despeito de suas irreversibilidades decrescentes com a carga, o RCG, cuja eficiência racional é baixa, mas crescente, atua reduzindo a entropia dos gases.

As duas subunidades de refrigeração RAA-1 e RAA-2 têm as menores importâncias no jogo das irreversibilidades do sistema vapor/água, exceto, novamente, a subunidade RAA-1 no sistema gás/água. Suas eficiências racionais são constantes, porque permanecem constantes as frações de energia do motor, já expostas no caso das eficiências de primeira lei.

A eficiência racional global tem os mesmos valores nos sistemas vapor/água e gás/água, devido as plantas serem contidas em volume de controle global, o que as iguala.

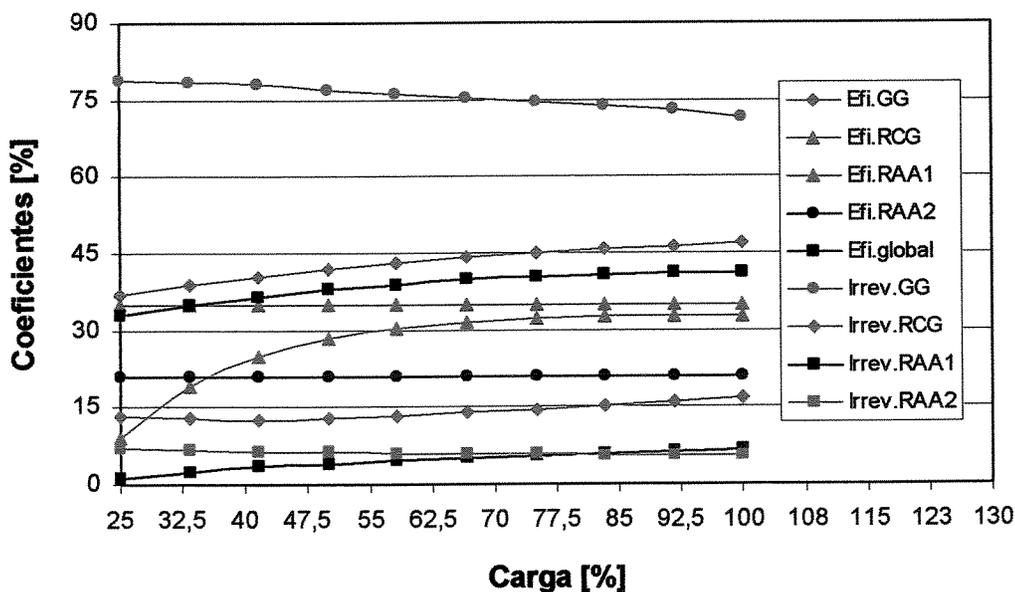


Figura 57. Eficiências racionais e irreversibilidades relativas do sistema vapor/água de cogeração.

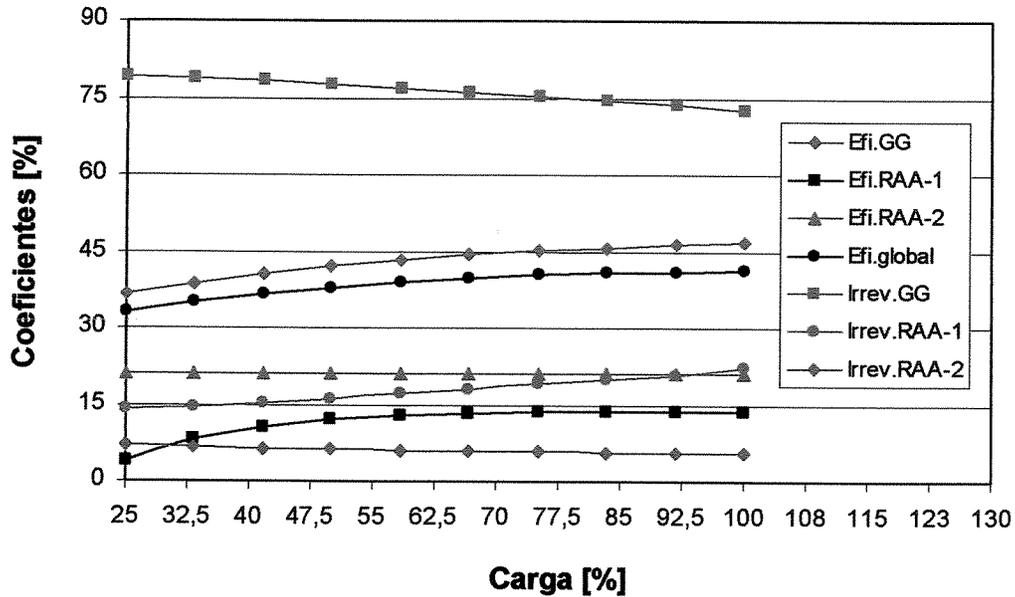


Figura 58. Eficiências racionais e irreversibilidades relativas do sistema gás/água de cogeração.

## 7.8 Análise Termoeconômica

Ao longo dos próximos itens desta seção, são discutidos os custos exeréticos e os custos exergoeconômicos. Os balanços que formam o sistema de equações de custos estão no item 7.8.2.

### 7.8.1 Custos Exeréticos

A determinação dos custos exeréticos dos sistemas vapor/água e gás/água pela Teoria do Custo Exerético (TCE) (Valero et. al, 1986a, 1986b) também usa a definição F-P-L, estabelecida no item 7.7.1. O método da TCE exige equações adicionais, porque o número de fluxos é maior do que o número de equações. Essas equações adicionais são fornecidas pelas proposições *PI* a *P4* do Capítulo 6, que complementam as equações do item 7.7.1 e determinam a matriz de incidência ampliada  $[A]$ . Nisso, é usada a equação matricial (128) do Capítulo 6, que permite determinar os custos unitários  $k_j$ . E pela relação (125), também daquele capítulo, são obtidos os custos exeréticos  $\dot{B}_j^*$  dos fluxos da planta.

Na tabela 20, que segue, estão dispostos valores dos custos unitários (intensivos), custos totais (extensivos) e exergias dos fluxos, calculados para as cargas 25 [%] e 100 [%], pela solução das equações descritas no parágrafo anterior. Em ambos os sistemas vapor/água e gás/água os custos unitários obtidos são os mesmos, à exceção do fluxo 12, cuja pequena diferença se deve ao fato de que há mais geração de entropia na cessão de calor para produzir o vapor consumido no sistema vapor/água, do que na cessão de calor direto dos gases ao dessorvedor (DESS) da subunidade RAA-1, dado os respectivos diferenciais de temperaturas envolvidos.

Nas Figuras 59 e 60 estão plotadas as curvas dos custos exergéticos unitários dos fluxos, respectivamente, do sistema vapor/água e do sistema gás/água. A Figura 59 mostra o comportamento decrescente das curvas dos custos dos fluxos: 12 – frio das subunidades RAA-1; e 3 & 4 – retorno de condensado e alimentação de vapor ao dessorvedor (DESS) da RAA-1. E na Figura 60, é decrescente a curva do custo unitário do mesmo fluxo 12. Este comportamento decrescente é o que se denomina em Ciência Econômica de *efeito escala* de um fator de produção, ou seja, ocorrendo um aumento do benefício relativamente ao dispêndio, o custo unitário cai. Por outro lado, o efeito escala é nulo naqueles custos unitários que se mantêm constantes com a carga (*inelásticos*), no caso, os custos dos demais fluxos. Chamam à atenção as fortes mudanças de declividade das curvas dos custos dos fluxos 12 (ambos os sistemas de cogeração) e 3 & 4 (sistema vapor/água), aproximadamente a partir da carga 37,5 [%]. A razão disso é a redução da temperatura dos gases conforme a carga se reduz (Figura 34, Capítulo 4), e o aumento da magnitude relativa da energia residual dos gases na saída da chaminé. Em outros termos, caindo a qualidade da fonte térmica da subunidade RAA-1, eleva-se seu custo exergético.

Igualmente, interessa destacar as relações entre os custos unitários dos fluxos 12 e 16, dos dois produtos frigoríficos, e o fluxo 8, da energia elétrica produzida pela planta, que permitem aquilatar quão mais dispendiosa é a produção das capacidades frigoríficas do que energia elétrica. Tomando dados da Tabela 20, se tem que no sistema vapor/água a relação  $\dot{B}_{12}^*/\dot{B}_8^*$  é 9,97 na carga 25 [%], que cai para 3,87 na carga 100 [%]; e a relação  $\dot{B}_{16}^*/\dot{B}_8^*$  é 2,34 na carga 25 [%], caindo para 2,73 na 100 [%]. Para o sistema gás/água,  $\dot{B}_{12}^*/\dot{B}_8^*$  vale 9,58 na carga 25 [%] e 3,48 na 100 [%]; e  $\dot{B}_{16}^*/\dot{B}_8^*$  tem os mesmos valores do sistema vapor/água em ambas as cargas. Fica evidente que o fluxo 12 custa mais do que o 16 em baixa carga, pelas razões discutidas acima.

**Tabela 20. Custos exergeticos, exergias e custos unitários dos fluxos dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração**

Sistema	Atributos	Carga [%]	Fluxo 1	Fluxo 3	Fluxo 4	Fluxo 5	Fluxo 6	Fluxo 8	Fluxo 9
Vapor /água	$\dot{B}_i^*$ [kW]	25	930,1	17,9	110,4	328,7	284,6	793,4	92,5
		100	3 041,0	88,5	546,5	735,7	636,8	2 484,0	458,1
	$\dot{B}_i$ [kW]	25	930,1	1,6	9,9	328,7	284,6	291,1	92,5
		100	3 041,0	28,9	178,6	735,7	636,8	1 164,0	458,1
	k [kW/kW]	25	1,00	11,19	11,15	1,00	1,00	2,72	1,00
		100	1,00	3,06	3,06	1,00	1,00	2,13	1,00
	Atributos	Carga [%]	Fluxo 11	Fluxo 12	Fluxo 14	Fluxo 15	Fluxo 16	Fluxo 18	—
	$\dot{B}_i^*$ [kW]	25	1,3	97,6	28,6	3,8	74,0	1,2	—
		100	18,2	529,8	50,1	53,5	151,1	2,1	—
	$\dot{B}_i$ [kW]	25	0,5	3,6	10,5	1,4	11,6	0,4	—
		100	8,5	64,2	23,5	25,1	25,9	1,0	—
	k [kW/kW]	25	2,60	27,11	2,72	2,71	6,38	3,00	—
100		2,14	8,25	2,13	2,13	5,83	2,10	—	
Sistema	Atributos	Carga [%]	Fluxo 1	Fluxo 5	Fluxo 6	Fluxo 8	Fluxo 9	Fluxo 11	Fluxo 12
Gás /água	$\dot{B}_i^*$ [kW]	25	930,1	328,7	284,6	793,4	92,5	1,3	93,8
		100	3 041,0	735,7	636,8	2 484,0	458,1	18,2	476,3
	$\dot{B}_i$ [kW]	25	930,1	328,7	284,6	291,1	92,5	0,5	3,6
		100	3 041,0	735,7	636,8	1 164,0	458,1	8,5	64,2
	k [kW/kW]	25	1,00	1,00	1,00	2,72	1,00	2,60	26,06
		100	1,00	1,00	1,00	2,13	1,00	2,14	7,42
	Atributos	Carga [%]	Fluxo 14	Fluxo 16	Fluxo 18	—	—	—	—
	$\dot{B}_i^*$ [kW]	25	28,6	74,0	1,2	—	—	—	—
		100	50,1	151,1	2,1	—	—	—	—
	$\dot{B}_i$ [kW]	25	10,5	11,6	0,4	—	—	—	—
		100	23,5	25,9	1,0	—	—	—	—
	k [kW/kW]	25	2,72	6,38	3,00	—	—	—	—
100		2,13	5,83	2,10	—	—	—	—	

Notas:  $\dot{B}_i^*$  – custo exergetico de um fluxo.  $\dot{B}_i$  – exergia de um fluxo.  $k = \dot{B}_i^* / \dot{B}_i$  – custo exergetico unitario de um fluxo.

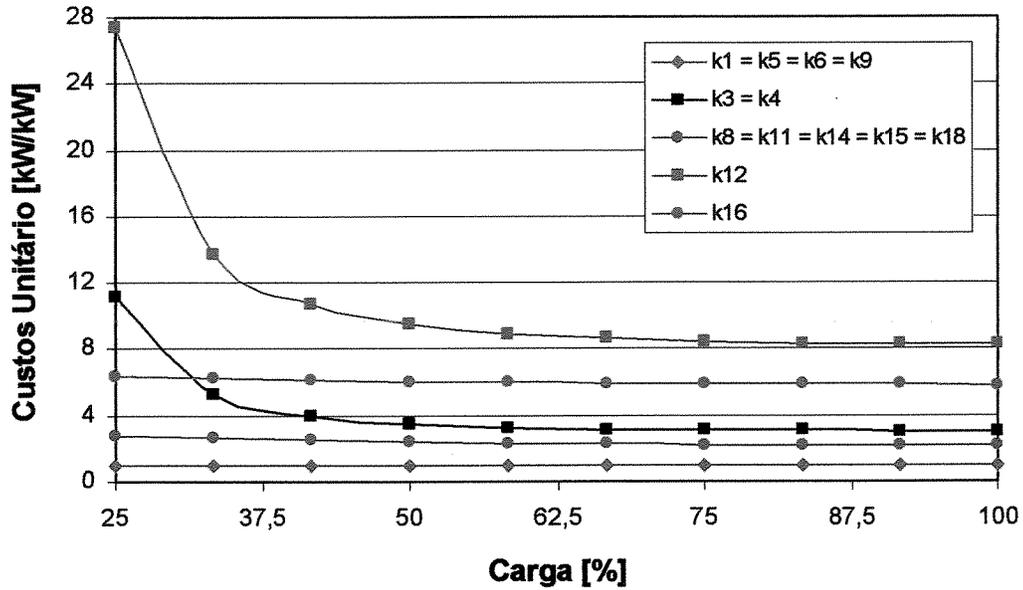


Figura 59. Custos exergéticos unitários dos fluxos do sistema vapor/água de cogeração.

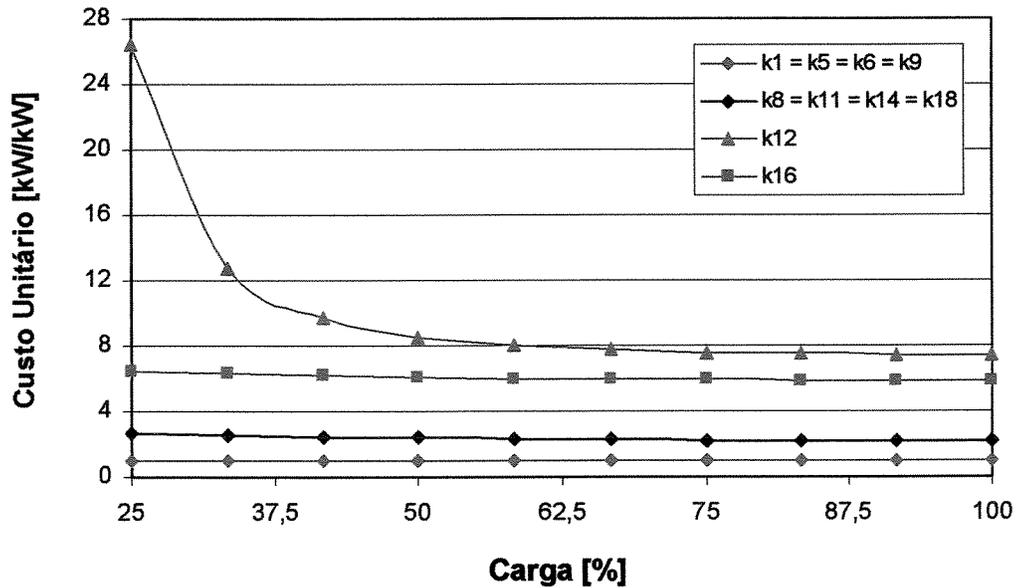


Figura 60. Custos exergéticos unitários dos fluxos do sistema gás/água de cogeração.

Nas Figuras 61 e 62 pode-se ver o comportamento dos custos exergéticos totais mais significativos, como sejam, custos acima de 50 [kW] e, quando sobrepostos ou muito próximos, o mais importante dentre estes. A desproporção da ordem de grandeza dos custos exergéticos dos

fluxos 1 (combustível) e 8 (energia elétrica) para os demais também aparece com os custos unitários. No caso das subunidades de refrigeração RAA-1 e RAA-2, seus baixos coeficientes de performance (COP) explicam as pequenas capacidades exergéticas. Isso indica que sistemas de refrigeração por absorção oferecem oportunidades para estudos aumento de eficiência.

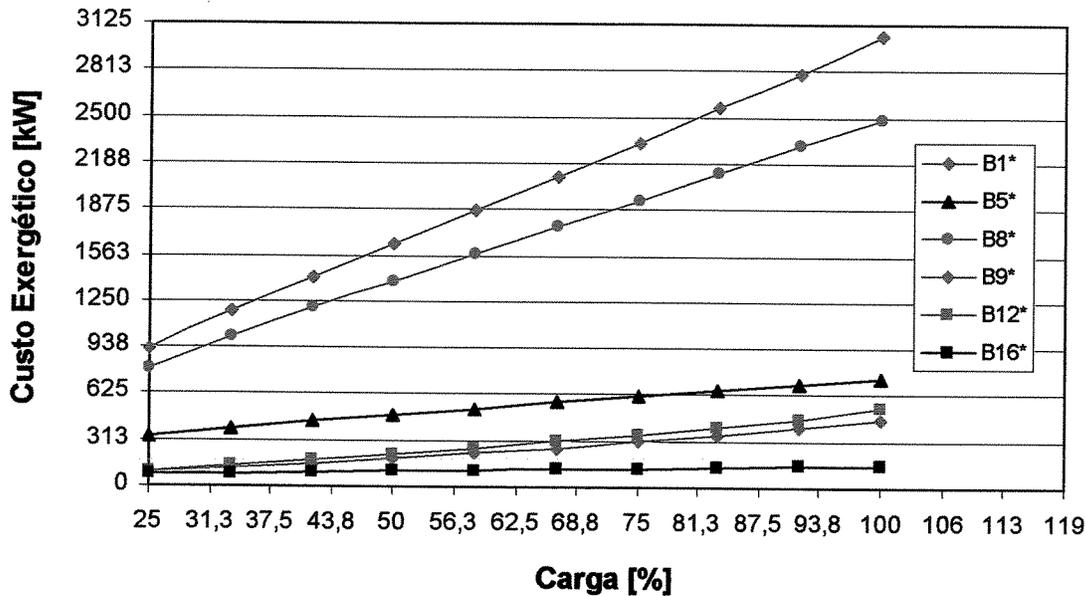


Figura 61. Custos exergéticos dos fluxos do sistema vapor/água de cogeração.

Foram determinados também os custos exergéticos de insumos e produtos das subunidades que constam na Tabela 21 para as cargas 25 [%] e 100 [%], dadas as definições na Tabela 18. Pode-se ver ali que o grupo-gerador (GG) é o grande consumidor de exergia. A Tabela 21 mostra um resultado esperado do método do custo exergético, demonstrado por Valero et al. (1986a, 1986b) como um corolário da Teoria do Custo Exergético (TCE), qual seja, o custo dos insumos é igual ao custo dos produtos. Isso não implica que os custos exergéticos unitários também sejam iguais, o que seria contrário à lógica dos produtos carregarem as irreversibilidades dos subsistemas. Pode-se ver também que, excetuando a subunidade RAA-1 no sistema gás/água, os custos unitários de insumos e produtos nos sistemas vapor/água e gás/água são praticamente iguais. A diferença nos custos unitários do insumo da RAA-1, entre os sistemas vapor/água e gás/água, deve-se à eliminação do recuperador (RCG) no segundo.

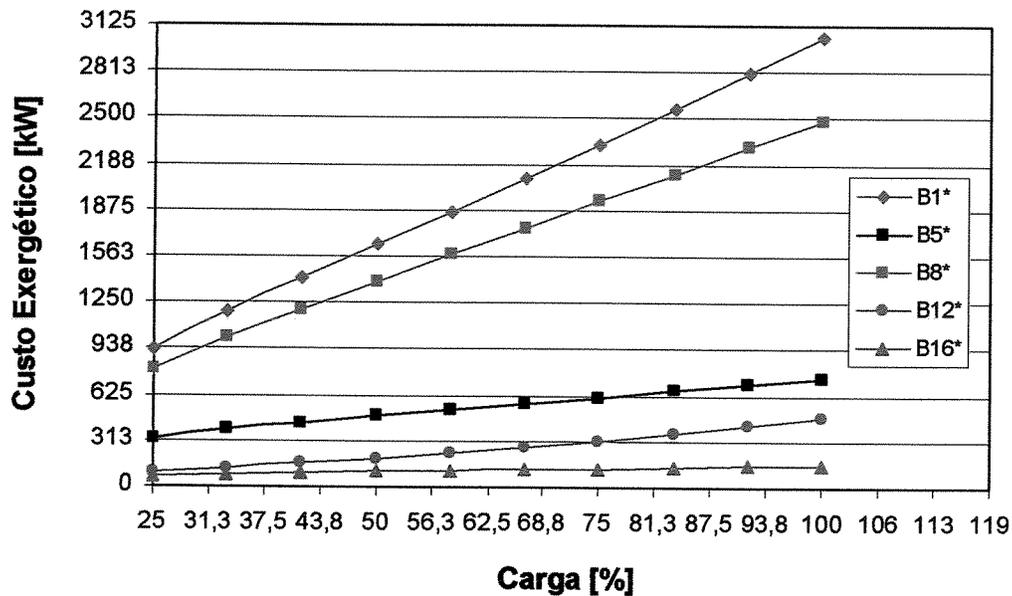


Figura 62. Custos exergéticos dos fluxos do sistema gás/água de cogeração.

Tabela 21. Custos exergéticos de insumos ou produtos

Sistema	Custo	Carga [%]	GG	RCG	RAA-1	RAA-2	
Vapor/água	F	Exergético [kW]	25	793,5	92,5	97,6	73,9
			100	2 484,0	458,1	529,8	151,1
		Unitário [kW/kW]	25	1,00	1,00	9,21	1,34
			100	1,00	1,00	2,89	1,22
	P	Exergético [kW]	25	793,4	92,5	97,6	74,0
			100	2 484,0	458,0	529,8	151,1
		Unitário [kW/kW]	25	2,73	9,35	27,45	6,38
			100	2,13	3,06	8,26	5,82
Gás/água	F	Exergético [kW]	25	793,5	—	93,8	73,9
			100	2 484,0	—	476,3	151,1
		Unitário [kW/kW]	25	1,00	—	1,01	1,34
			100	1,00	—	0,99	1,15
	P	Exergético [kW]	25	793,4	—	93,8	74,0
			100	2 484,0	—	476,3	151,1
		Unitário [kW/kW]	25	2,73	—	25,56	5,85
			100	2,11	—	7,19	5,42

Notas: F – insumo. P – produto. GG – grupo-gerador. RCG – recuperador de calor dos gases. RAA-1 e RAA-2 – subunidades água-amônia.

As curvas dos custos exergeticos dos insumos, ou produtos, estão na Figura 63. Como discutido acima, suas imagens se confundem. A curva do grupo-gerador (GG) tem a maior inclinação dentre todas, indicando que sua taxa de consumo, ou de produção, de exergia é a maior, conforme a carga varia. A curva de custo do recuperador de calor (RCG) quase coincide com a curva da subunidade RAA-1.

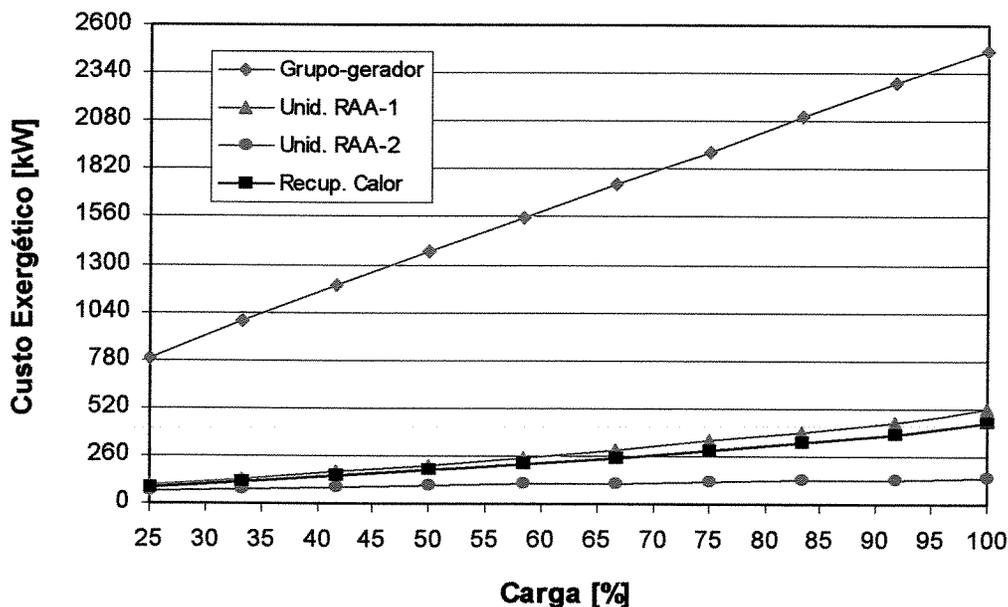


Figura 63. Custos exergeticos de insumos, ou produtos, de ambos os sistemas de cogeração.

### 7.8.2 Balanços de Custos Exergoeconômicos

No Capítulo 6, foi desenvolvida a formulação geral dos custos exergoeconômicos (Tsatsaronis, 1994), ou termoeconômicos (Valero et al., 1986a, 1986b) de sistemas, resultando na equação matricial (137). Aqui se adota a denominação custos exergoeconômicos. A título de visualização, escrevem-se a seguir as equações dos balanços exergoeconômicos das subunidades da planta, apoiado pelas Figuras 52 e 53. De modo a generalizar, as equações se referem ao caso mais geral do sistema vapor/água, Figura 52. Para as equações do sistema gás/água, devem ser eliminados os fluxos 3, 4 e 15, que desaparecem com a retirada do recuperador de calor (RCG). As mesmas equações podem ser usadas com os custos exergeticos, bastando trocar a notação e eliminar os termos de custos externos.

### Grupo-gerador (GG)

$$c_1\dot{B}_1 + c_6\dot{B}_6 - c_5\dot{B}_5 - c_8\dot{B}_8 - c_9\dot{B}_9 + \dot{Z}_{GG} = 0 \quad (181)$$

### Recuperador de calor dos gases (RCG)

$$c_3\dot{B}_3 + c_9\dot{B}_9 - c_4\dot{B}_4 + \dot{Z}_{RCG} = 0 \quad (182)$$

### Subunidade RAA-1

$$c_4\dot{B}_4 + c_{11}\dot{B}_{11} + c_{15}\dot{B}_{15} - c_3\dot{B}_3 - c_{12}\dot{B}_{12} + \dot{Z}_{RAA-1} = 0 \quad (183)$$

### Subunidade RAA-2

$$c_5\dot{B}_5 + c_{14}\dot{B}_{14} + c_{18}\dot{B}_{18} - c_6\dot{B}_6 - c_{16}\dot{B}_{16} + \dot{Z}_{RAA-2} = 0 \quad (184)$$

Também necessárias para tornarem determinado o sistema de equações exergoeconômicas (168), as equações adicionais, para os custos exergoeconômicos unitários, são equivalentes às equações adicionais dos custos exergéticos unitários. Em termos monetários, o unitário do fluxo externo 1 é valorado pelo preço médio do combustível praticado pelo Sistema CEAM, também dado na Tabela 21. A relação dos custos unitários é mostrada na Tabela 22.

A solução do sistema de equações (181) a (184) pode ser feita evidenciando cada termo de custo em equações isoladas ou, elegantemente, resolvendo um sistema matricial formado pela equação (128) do Capítulo 6. Aqui se adotam ambas as abordagens, mas com finalidades diferentes. Com a primeira abordagem, é analisado a formação dos custos dos fluxos energéticos 8 e 4 (Figuras 52 e 53), já que os outros dois energéticos, os fluxos 9 e 5, têm, por definição, qualidade (*valor*) igual à do combustível (Tabela 22). E com a segunda, são obtidos resultados numéricos.

**Tabela 22. Conjunto de equações adicionais dos sistemas de cogeração**

<b>Equação</b>	<b>Proposição</b>	<b>Equação</b>	<b>Proposição</b>
$c_1 = p_{od}$	P4, <i>v.o.d</i>	$c_{13} = 0$	P3
$c_2 = 0$	P3	$c_{14} = c_8$	<i>v.e.e.</i>
$c_3 = c_4$ <sup>1</sup>	P1	$c_{15} = c_8$ <sup>1</sup>	<i>v.e.e.</i>
$c_5 = c_6$	P1	$c_{17} = 0$	P3
$c_6 = c_1$	P2	$c_{18} = c_8$	<i>v.e.e.</i>
$c_9 = c_1$	P2	—	—
$c_{10} = 0$	P3	—	—
$c_{11} = c_8$	<i>v.e.e.</i>	—	—

Notas: *v.o.d* – valorização pelo óleo diesel. *v.e.e.* – valorização pela energia elétrica. <sup>1</sup> Nulo no sistema gás/água.

Pela primeira abordagem, da equação (181), do grupo-gerador (GG), e das equações adicionais para o tratamento de custos adotada da Tabela 22, obtém-se o custo unitário do fluxo 8 (Silvia Nebra, 1999). Em decorrência da formulação para o produto do GG, dada na Tabela 18 (estrutura F-P-L), este custo é próprio custo unitário da energia elétrica gerada:

$$c_8 \equiv c_{P_{GG}} = \frac{p_{od} [\dot{B}_1 - (\dot{B}_9 + \dot{B}_5 - \dot{B}_6)] + \dot{Z}_{GG}}{\dot{B}_8} \quad (185)$$

A relação (185) permite concluir que apenas uma parte da exergia do combustível contribui para a formação de  $c_{P_{GG}}$ , além do custo próprio do grupo-gerador (GG). Permite ver ainda que, no caso do GG operando em uma usina sem cogeração, caso em que o termo  $(\dot{B}_9 + \dot{B}_5 - \dot{B}_6)$  é nulo (são rejeitos), a razão (185) simplifica para:

$$c'_8 \equiv c'_{P_{GG}} = \frac{p_{od} \dot{B}_1 + \dot{Z}_{GG}}{\dot{B}_8} \quad (186)$$

Neste caso, toda a exergia do combustível é consumida na formação do custo da energia elétrica. Então,  $c'_{P_{GG}} > c_{P_{GG}}$ , pelo que se tem que a cogeração contribui para a redução do custo de gera-

ção da usina. O unitário  $c_{P_{GG}}$  é outra leitura do custo de geração em base energética  $C_{en}$ , desenvolvido no item 7.2.1, uma vez que  $\dot{E}_8 \equiv \dot{B}_8 \equiv \dot{W}_{el}$ , por natureza. Pode-se verificar que o resultado auferido da equação (186) confere com o da regressão (155) do item 7.2.1.

Além das conclusões acima, outra é ainda possível, se efetuando um balanço de segunda lei no volume de controle do grupo-gerador (GG), escrito conforme a equação (117) do Capítulo 6:

$$\dot{B}_1 + \dot{B}_6 + \dot{I}_{GG} - (\dot{B}_5 + \dot{B}_8 + \dot{B}_9) = 0 \quad (187)$$

Levando o termo  $(\dot{B}_9 + \dot{B}_5 - \dot{B}_6)$  à equação (185):

$$c_8 \equiv c_{P_{GG}} = \frac{p_{od} \dot{I}_{GG} + \dot{Z}_{GG}}{\dot{B}_8} \quad (188)$$

Pelo que se pode dizer, em outros termos, a energia elétrica gerada pela planta carrega todas as irreversibilidades do GG. Ademais,  $\dot{I}_{GG} \equiv (\dot{B}_9 + \dot{B}_5 - \dot{B}_6)$ .

Do balanço (182) e das equações adicionais da Tabela 22, se depreende o custo do produto do recuperador de calor dos gases (RCG), o vapor gerado:

$$c_4 \equiv c_{P_{RCG}} = \frac{p_{od} \dot{B}_9 + \dot{Z}_{RCG}}{(\dot{B}_4 - \dot{B}_3)} \quad (189)$$

É no recuperador de calor dos gases (RCG) onde se tem a geração de irreversibilidades no aproveitamento desse rejeito. As irreversibilidades se evidenciam em um balanço de segunda lei:

$$\dot{B}_3 + \dot{B}_9 + \dot{B}_{10} + \dot{I}_{RCG} - \dot{B}_4 = 0 \quad (190)$$

Levando  $\dot{B}_9$ , deste balanço, à relação (189):

$$\begin{aligned} c_4 \equiv c_{\text{RCG}} &= p_{\text{od}} + \frac{p_{\text{od}}(\dot{I}_{\text{RCG}} + \dot{B}_{10})}{(\dot{B}_4 - \dot{B}_3)} + \frac{\dot{Z}_{\text{RCG}}}{(\dot{B}_4 - \dot{B}_3)} = \\ &= p_{\text{od}} + \frac{p_{\text{od}}\dot{D}_{\text{RCG}}}{(\dot{B}_4 - \dot{B}_3)} + \frac{\dot{Z}_{\text{RCG}}}{(\dot{B}_4 - \dot{B}_3)} \end{aligned} \quad (191)$$

Ou seja, o custo do vapor gerado é formado pela soma do custo do combustível da planta, o custo da exergia destruída no recuperador de gases (RCG) e o custo do investimento nesta subunidade.

Os resultados (188) e (191) mostram também que as irreversibilidades geradas no grupo-gerador não são carregadas pelos gases e a água de refrigeração do motor. Isso já se evidenciava quando os custos  $c_9$  e  $c_5$  foram valorados pelo combustível  $p_{\text{od}}$ , conforme a Tabela 22.

### 7.8.3 Dados de Investimento

Nas equações (181) a (184) acima, os fluxos de custos externos são dos tipos investimento e operação e manutenção, que definem o vetor de valorização externa ( $Z$ ) da equação matricial (139), Capítulo 6. Esses fluxos, para as  $m$  subunidades das plantas dos sistemas vapor/água e gás/água, adicionados das parcelas de custos de operação e manutenção, relacionados às próprias imobilizações fixas em máquinas e edificações, são dados pela mesma expressão (152) do estudo de geração da usina produzindo apenas energia elétrica:

$$\dot{Z}_i = (C_i/\tau)(f_{\text{O\&M}} + \text{FK} \cdot \text{FA}) \quad (i = 1, \dots, m) \quad (192)$$

Onde são:  $\tau$ , o tempo de operação; e  $\text{FK} = 1 + f_{\text{IS}} + f_{\text{RP}} \sum_{j=1}^p (1+i)^{-3j}$  e  $\text{FA} = i(1+i)^t [(1+i)^t - 1]^{-1}$ ,

respectivamente, os fatores de capitalização e de amortização, para os quais são assumidos os termos que estão na Tabela 23, repetidos da Tabela 13, item 7.2.1. A Tabela 23 também fornece

valores dos custos de investimento dos equipamentos de refrigeração por absorção água-amônia, obtidos do único fabricante brasileiro de equipamentos desses sistemas.

**Tabela 23. Custo de implantação de subunidades de cogeração**

<b>Especificação</b>	<b>Valor (CIF Manaus, AM)</b>
Recuperador de calor dos gases, incluindo sistemas auxiliares de controle e monitoramento de vapor saturado e de condensado de retorno <sup>1</sup>	US\$ 115.500,00
Instalação frigorífica água-amônia com trocador de calor da unidade dessorvedora dimensionado com opção para vapor ou gases de combustão, incluindo evaporadores <sup>1</sup>	US\$ 284.300,00
Conjunto de equipamentos e acessórios para produção de gelo em escamas e em barras <sup>1</sup>	US\$ 81.100,00
Custo de Investimento do grupo-gerador de 1 220 [kW] <sup>2</sup>	US\$ 562.500,00
Vida útil do grupo-gerador (t) <sup>3</sup>	10 anos
Taxa de desconto assumida (i)	15 % aa
Tempo médio de operação ( $\tau$ )	$2,88 \cdot 10^7$ [s/ano] (8 000 h)
Número de restaurações (p)	3 (cada 24 000 [h] de operação)
Fator de acréscimo dos investimentos secundários ( $f_{IS}$ )	1,0
Fator de restaurações do grupo-gerador ( $f_{RP}$ )	0,1
Fator de O&M ( $f_{O\&M}$ )	0,5
Preço médio do óleo diesel tipo B ( $p_{od}$ ) <sup>4</sup>	0,452 [US\$/kg]

Fontes: <sup>1</sup> MADEF/YORK (2003). <sup>2</sup> CIF-Manaus, julho de 2003 (Cummins, 2003). <sup>3</sup> Prática regional face ao desgaste a que os motores são submetidos na Amazônia (CEAM, 2003). <sup>4</sup> Valor médio da CEAM (2003).

#### 7.8.4 Discussão dos Resultados Obtidos

Os resultados que se apresentam foram restringidos aos custos exergoeconômicos de insumos e produtos dos sistemas de cogeração vapor/água e gás/água, uma vez que a discussão se arremete às questões de planejamento. O comportamento termoeconômico geral dos fluxos dos sistemas já foi focado nas análises dos custos exergéticos. Comparando as equações (135) e (139) do Capítulo 6, observa-se que o vetor dos custos exergéticos  $\dot{\mathbf{B}}^*$  só difere do vetor dos custos exergoeconômicos  $\dot{\mathbf{C}}$  pela magnitude do vetor ( $\mathbf{Z}$ ). Essa diferença não vies a tendência dos custos exergoeconômicos, relativamente à tendência dos custos exergéticos.

Nesses termos, na Tabela 24 se têm os custos totais e os unitários dos insumos e os produtos dos sistemas vapor/água e gás/água, nas cargas 25 [%] e 100 [%], das quais se extraem algumas informações comportamentais. Nas Figuras 64 a 67 são mostradas as curvas destes custos. De princípio, a Tabela 24 evidencia que os custos totais do sistema gás/água são menores do que os do vapor/água, como era de esperar, porque no primeiro não existe o recuperador de calor (RCG).

**Tabela 24. Custos exergetoeconômicos e unitários de insumos e produtos das subunidades**

Sistema	Custo	Carga [%]	GG	RCG	RAA-1	RAA-2	
Vapor/água	F	Exergetoeconômico [US\$/h]	25	28,02	3,27	7,96	4,00
			100	87,73	16,18	24,06	6,11
	Unitário [US\$/MWh]	25	35,32	35,32	783,47	72,68	
		100	35,32	35,32	131,25	49,53	
	P	Exergetoeconômico [US\$/h]	25	64,97	7,55	18,58	17,65
			100	124,70	20,46	34,68	19,76
		Unitário [US\$/MWh]	25	223,19	909,36	5 226,44	1 522,86
			100	107,13	136,68	540,52	761,76
Gás/água	F	Exergetoeconômico [US\$/h]	25	28,02	—	3,37	4,00
			100	87,73	—	17,10	6,11
	Unitário [US\$/MWh]	25	35,32	—	36,27	72,68	
		100	35,32	—	36,63	49,53	
	P	Exergetoeconômico [US\$/h]	25	64,97	—	13,99	14,62
			100	124,70	—	27,71	16,73
		Unitário [US\$/MWh]	25	223,19	—	3 935,30	1 261,43
			100	107,13	—	431,89	644,95

Notas: F – insumo. P – produto. GG – grupo-gerador. RCG – recuperador de calor dos gases. RAA-1 e RAA-2 – subunidades água-amônia.

A Tabela 24 destaca os elevados custos dos sistemas de refrigeração associados às plantas analisadas. A subunidade RAA-1 operando com o sistema vapor/água, em especial, detém os custos mais altos, especialmente na carga mínima (25 [%]), caindo rapidamente daí para a carga máxima (100 [%]). As Figuras 64 e 65 mostram isso. Em geral, se torna mais fácil visualizar as proporções entre todos os custos determinando razões entre estes. É o que expõe a Tabela 25.

Ambas as relações P/F da Tabela 25 apontam na direção que era de esperar, ou seja, os custos unitários dos produtos dos subsistemas da planta devem ser maiores do que os custos unitários dos seus insumos. Em particular, destaca-se a relação P/F do sistema gás/água na carga 25 [%]. Este grande número repete os comportamentos verificados nas análises dos itens 7.8.1 e

7.8.2, quanto à questão da subunidade que paga pelas irreversibilidades externas criadas pelas emissões do motor. A forte redução da relação P/F do sistema gás/água novamente reflete o efeito escala agindo nos custos exergoeconômicos unitários.

**Tabela 25. Relações entre custos unitários dos sistemas vapor/água e gás/água de cogeração**

Relação	Carga [%]	GG	RCG	RAA-1	RAA-2
$P_{(VA)}/F_{(GA)}$	25	6,32	25,75	6,67	20,95
	100	3,03	3,87	4,12	15,38
$P_{(VA)}/F_{(GA)}$	25	6,32	—	108,49	17,35
	100	3,03	—	11,79	13,02
$F_{(VA)}/F_{(GA)}$	25	1,00	—	21,60	1,00
	100	1,00	—	3,58	1,00
$P_{(VA)}/P_{(GA)}$	25	1,00	—	1,33	1,21
	100	1,00	—	1,25	1,18

Notas: F – insumo. P – produto. (VA) – Sistema vapor/água. (GA) – Sistema gás/água. GG – grupo-gerador. RCG – recuperador de calor dos gases. RAA-1 e RAA-2 – subunidades água-amônia.

As relações F/F e P/P na Tabela 25 servem para comparar as duas opções de sistemas de cogeração. O sistema cujas subunidades têm estas relações iguais ou próximas de 1 não tem vantagens relativas sobre o outro sistema. Mas as relações acima do valor 1 significam fisicamente insumos e produtos mais caros. Este é o caso da subunidade RAA-1, que paga um preço mais elevado pelo insumo vapor, gerado pelo recuperador de calor dos gases (RCG) no sistema vapor/água, do que paga pelos gases diretamente no gás/água, principalmente nas cargas mais baixas, a começar por 25 [%]. Esta característica dos custos unitários do vapor e dos gases puros é corroborada pela equação (184) e o último parágrafo do item 7.8.2.

Nas Figuras 64 e 65 são mostradas as curvas dos custos exergoeconômicos unitários, dos produtos do sistema vapor/água e do sistema gás/água, entre a carga 25 [%] e a carga 100 [%]; e nas Figuras 66 e 67, os custos exergoeconômicos totais. Por razões didáticas, nas Figuras 64 e 65 o limite superior do intervalo de valores do custo unitário da subunidade RAA-1 foi reduzido. Em ambas as figuras ficam evidentes os decrementos rápidos do custo unitário da subunidade RAA-1, sob carga crescente, inversamente associados com a queda de temperatura dos gases do motor conforme a carga se reduz.

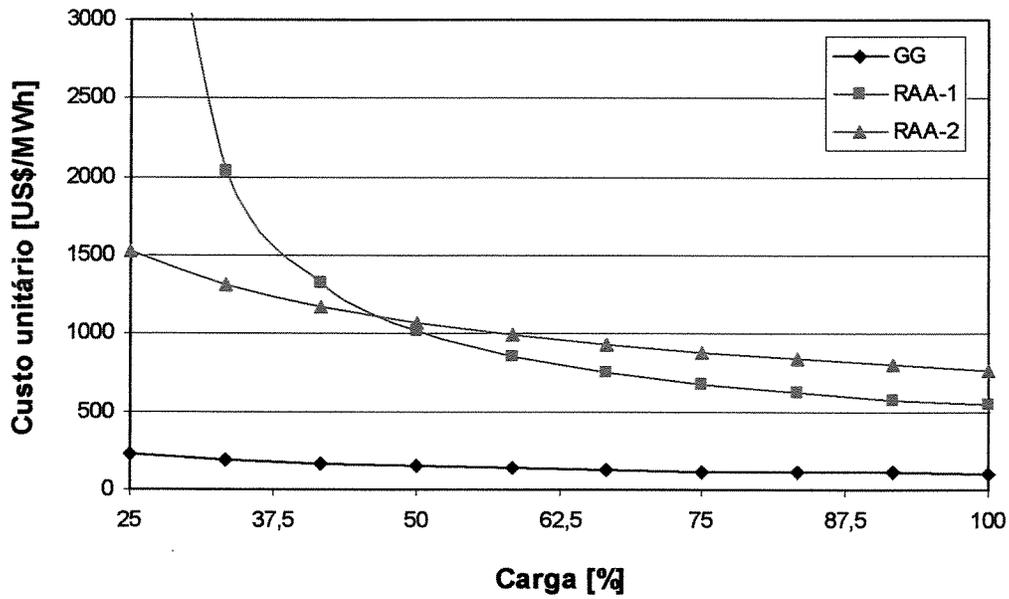


Figura 64. Custos exergoeconômicos unitários dos três produtos do sistema vapor/água.

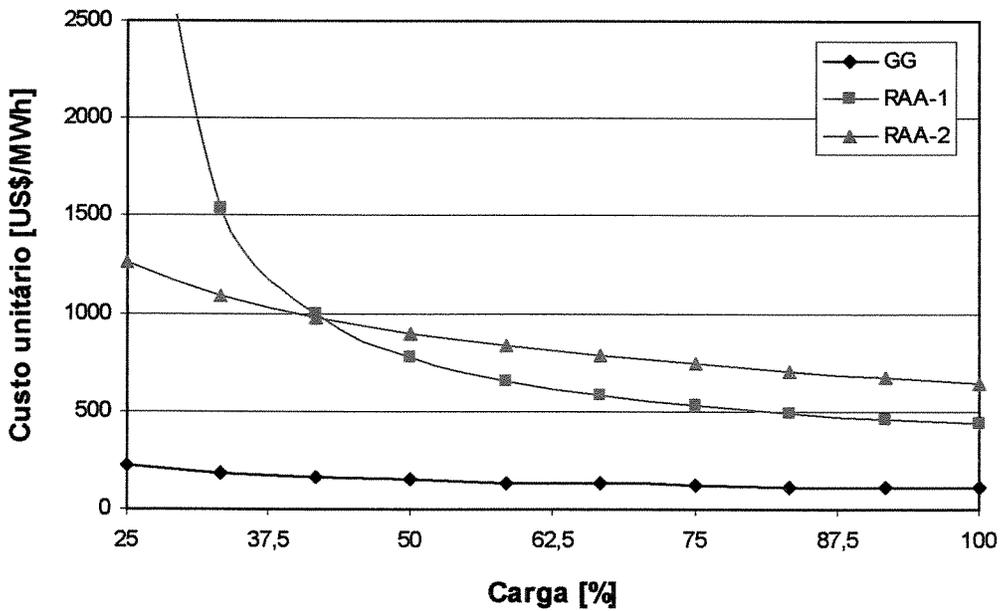


Figura 65. Custos exergoeconômicos unitários dos três produtos do sistema gás/água.

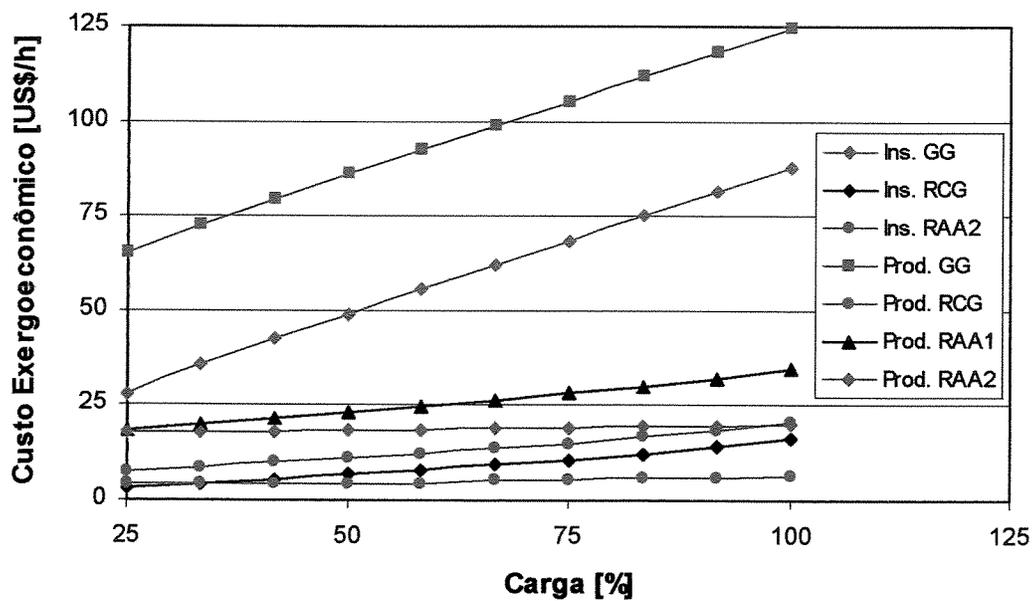


Figura 66. Custos exergoeconômicos totais de insumos e produtos do sistema vapor/água.

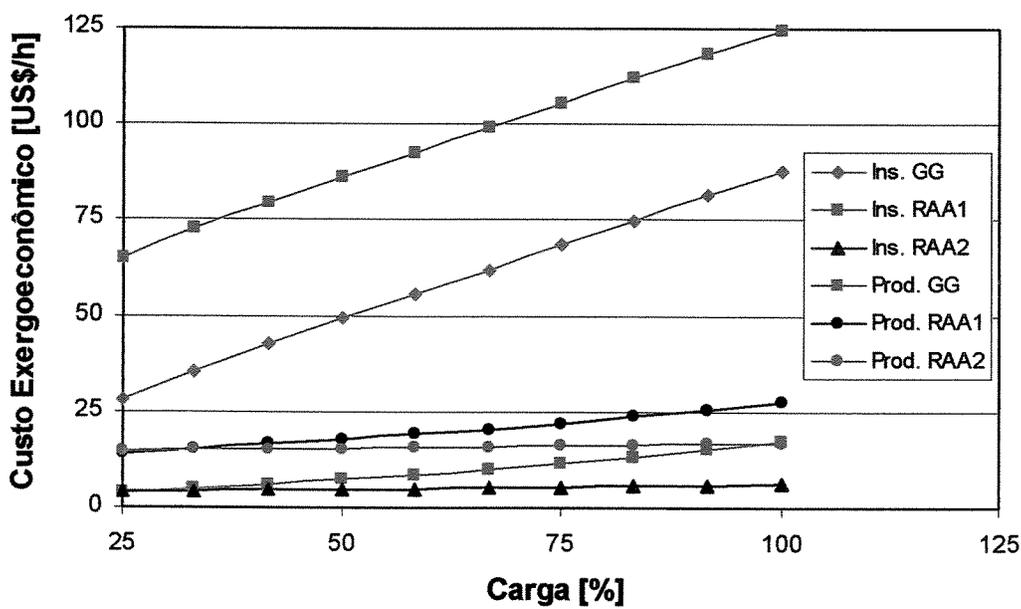


Figura 67. Custos exergoeconômicos totais de insumos e produtos do sistema gás/água.

## 7.9 Análise Comparativa dos Cenários Tecnológicos de Cogeração

Já foi justificada, a principal razão para a introdução da cogeração nas centrais autônomas do Sistema CEAM é a produção de mais um produto pelas usinas, como proposta de soerguimento da lucratividade do Sistema. Este é o ponto de vista desta seção.

A análise coteja os custos da energia elétrica, com e sem cogeração, com a tarifa média do sistema autônomo do interior do Amazonas. A Tabela 26 transcreve os resultados da seção 7.2.1, do custo de geração da central autônoma produzindo apenas energia elétrica, e valores de custos exergoeconômicos unitários, determinados da solução das equações matriciais formadas como exposto nas seções 7.8.2, 7.8.3 e 7.8.4, dos custos da planta cogerao energia elétrica, frio e gelo pelos sistemas vapor/água e gás/água. Na segunda metade da Tabela 26 estão as relações formadas entre os custos unitários da energia elétrica, do frio e do gelo, e a tarifa média da CEAM para consumo industrial em alta tensão (ANEEL, 1999) e o preço médio do gelo no mercado do interior amazonense. Todos os cenários consideram os sistemas operando na carga 75 [%], porque, como discutido nos Capítulos 3 e 4, desta carga até a máxima, as parcelas energéticas rejeitadas pelo grupo-gerador (GG) e aproveitadas para cogeração são pouco diferentes.

Na Tabela 26, o preço médio do gelo em base mássica é um dado de mercado (AIPAM, 2003),  $p_{\text{gelo}} = 67,85$  [US\$/t]. O preço do conteúdo energético do gelo é dado por:

$$p_{\text{gelo.en.}} = 3,6 \frac{\gamma p_{\text{gelo}}}{h_{\text{sl}}} \quad (193)$$

Em que:  $\gamma = 3,517$  [kW/TR] e a entalpia de fusão do gelo é  $h_{\text{sl}} = 332,79$  [kJ/kg]. Nesta tabela, para o frio e o gelo, as mudanças da base exérgica para a energotérmica (colunas [6] e [8]) são feitas pela expressão (142), Capítulo 6 e o fator  $\gamma$  acima. Como sejam:

$$c_{\text{RAA-1}}^{\text{E}} = \gamma \cdot 10^{-3} \left( c_{\text{RAA-1}}^{\text{B}} \eta_{\text{C.RAA-1}} \right) \quad (194)$$

$$c_{RAA-2}^E = \gamma \cdot 10^{-3} (c_{RAA-2}^B \eta_{C,RAA-2}) \quad (195)$$

Onde os fatores de Carnot são pela equação (143) do Capítulo 6:  $\eta_{C,RAA-1} = \left| 1 - (T_o/T_{evp,RAA-1}) \right|$  a qual, sendo  $T_{evp,RAA-1} = 238,15$  [K] (-35), vale 0,252; e  $\eta_{C,RAA-2} = \left| 1 - (T_o/T_{evp,RAA-2}) \right|$  cujo valor é 0,112, assumido  $T_{evp,RAA-2} =$  (Tabela 9, Capítulo 5).

Então, conforme os números da Tabela 26, no caso de geração de energia elétrica isoladamente, tem-se que o custo de geração é 191 % superior à tarifa média do Sistema CEAM (coluna A), o que evidencia o enorme peso que a Conta de Consumo de combustíveis (CCC) assume no cenário atual, para compensar a *rentabilidade negativa* do Sistema CEAM. Essas análises, porém, transcendem o escopo deste trabalho. Produzindo energia elétrica em cogeração por ambos os sistemas vapor/água e gás/água, a superioridade é de 160 % (coluna B). Em qualquer dos casos, há defasagem entre a tarifa e os custos. Mesmo os sistemas tendo iguais custos unitários para a energia elétrica, globalmente, o sistema de custos de produção *mais baratos* é o gás/água.

As relações dos custos do frio e do gelo com a tarifa média são grandes, mas, por si só, isso não significa muito além da valorização qualitativa do conteúdo exergético de cada produto: em geral, o valor pago pela energia elétrica vale entre 10,60 a 17,82 vezes menos que os custos do frio e do gelo (colunas C e F). Por outro lado, a magnitude qualitativa das relações entre os custos exergoeconômicos dos produtos frigoríficos e o custo da energia elétrica em cogeração têm mais significado físico, qual seja, os produtos frigoríficos custam entre 3,64 a 6,12 vezes mais que a energia elétrica para serem produzidos (colunas D e G).

Para as relações energotérmicas das colunas E e H na Tabela 26, o gelo é usado como referência, porque não foi possível identificar um preço para a armazenagem frigorificada (frio) no mercado local do Amazonas. O próprio segmento empresarial do ramo não dispõe dessa informação. Os baixíssimos valores dessas relações mostram que a produção de ambos os produtos tem grande potencial de rentabilidade no cenário local. Nestes termos, as relações das colunas E e H apontam larga margem de lucro por [TRh] de frio e de gelo produzidos sob o preço do [TRh] do gelo local.

**Tabela 26. Comparações entre custos unitários dos produtos de cogeração na carga 75 [%]**

Preço médio do gelo <sup>1</sup> [US\$/TRh] [1]	Tarifa média CEAM <sup>2</sup> [US\$/MWh] [2]	Custo de geração só de energia elétrica <sup>3</sup> [US\$/MWh] [3]	Usina sob cogeração					
			Sistema	Custo da energia elétrica <sup>4</sup> [US\$/MWh] [4]	Custo do frio [US\$] por		Custo do gelo [US\$] por	
					Exergia <sup>4</sup> [MWh] [5]	Energia [TRh] [6]	Exergia <sup>4</sup> [MWh] [7]	Energia [TRh] [8]
2,58	49,92	145,27	Vapor/água	129,7	683,00	0,605	889,50	0,350
			Gás/água	129,7	529,40	0,469	749,10	0,295
Relações entre os custos unitários								
A [3]/[2]	Sistema	B [4]/[2]	C [5]/[2]	D [5]/[3]	E [6]/[1]	F [7]/[2]	G [7]/[3]	H [8]/[1]
2,91	Vapor/água	2,60	13,68	4,70	0,234	17,82	6,12	0,136
	Gás/água	2,60	10,60	3,64	0,182	15,01	5,16	0,114

Fontes: <sup>1</sup> Associação das Indústrias de Pescado Sifado do Amazonas – AIPAM (2003). <sup>2</sup> Resolução ANEEL nº 166/99 (1999). <sup>3</sup> Equação (155). <sup>4</sup> Figuras 64 e 65.

### 7.10 Rentabilidade nos Cenários de Cogeração

A ampla margem do preço de mercado do gelo, em base energotérmica, sobre seu custo unitário, sugere que uma usina autônoma do Sistema CEAM pode alcançar sustentação econômica pela introdução da refrigeração em cogeração. A maneira de averiguar isso é determinando o *ponto de nivelamento* da planta sob cogeração, auferindo receita da venda de energia elétrica e dos produtos armazenagem frigorificada (frio) e gelo. Por ponto de nivelamento, define-se o nível de produção que permite que a receita total da planta iguale seu custo. Isso significa igualar as equações de receita e custo total da usina em cogeração.

Uma vez que as energias térmicas disponíveis do motor são rejeitos, há ampla liberdade para usá-las totalmente ou não, a depender de fatores exógenos de mercado. Tais fatores dizem respeito, fundamentalmente, ao comportamento dos preços decorrente do aumento da oferta de gelo no mercado fruto da introdução da cogeração para sua produção. Na etapa das análises desta tese, esta discussão não é considerada, pretendendo-se somente avaliar possibilidades econômicas no cenário extremo de monopólio puro do mercado dos agentes econômicos produtores.

Desse modo, as equações de receita e custo da planta são escritas para um nível de produção de energia elétrica constante e níveis variáveis dos dois produtos frigoríficos. Para o nível de produção de energia elétrica, foi assumida a potência na carga 75 [%], pelas razões já discutidas na seção 7.9 e Capítulos 3 e 4. Considerou-se um cenário econômico desfavorável, em que a receita advém da venda de energia elétrica pela tarifa CEAM e de gelo em massa, assumindo preço zero para o frio, já que não há um preço identificado para o produto armazenagem frigorificada no interior do Amazonas. Não obstante, considera-se que o custo total da usina é a soma do custo dos três produtos.

Dado às hipóteses acima, as equações de receita e de custo total do sistema de cogeração vapor/água e do sistema gás/água, em base horária, são dadas a seguir:

$$R_T = p_{\text{gelo}} \dot{M}_{\text{gelo}} + t_{EE} \dot{W}_{el|75} \quad (196)$$

$$C_T = \frac{1}{3,6\gamma} \left( h_{sl} c_{\text{gelo}}^E \dot{M}_{\text{gelo}} \right) + c_{\text{frio}}^E \dot{Q}_{\text{frio}} + c_{EE}^B \dot{W}_{el|75} \quad (197)$$

Onde, afora termos já discriminados:  $t_{EE}$  – tarifa média de energia elétrica;  $c_{\text{gelo}}^E = c_{16}^E$ ,  $c_{\text{frio}}^E = c_{12}^E$  e  $c_{EE}^B = c_8^B$  são, respectivamente, os custos unitários do gelo, do frio e da energia elétrica dados na Tabela 26, os dois primeiros energoeconômicos, e o terceiro, exergoeconômico.

Na estratégia adotada na presente análise, foram geradas retas com as equações (196) e (197). Para  $R_T$ , foram considerados dois preços para o gelo  $p_{\text{gelo}}$ : primeiro, o *preço A*, com o valor de mercado local, 67,848 [US\$/t], constante da Tabela 26; e segundo, o *preço B*, cujo valor foi escolhido aleatoriamente menor do que o de mercado, 40,00 [US\$/t].

Em ambas as retas  $R_T$  e  $C_T$ , a massa horária de gelo  $\dot{M}_{\text{gelo}}$  varia em um intervalo de nove valores equidistantes, que correspondem a nove valores de potência de refrigeração variando

desde um valor mínimo arbitrado a um máximo próximo do valor de  $\dot{Q}_{\text{gelo}}$ .<sup>4</sup> As retas  $C_T$  são cinco, uma para cada valor discreto e equidistante de potência, de um intervalo onde a potência de refrigeração da subunidade RAA-1,  $\dot{Q}_{\text{frio}}$ , é o máximo.<sup>4</sup> Preços, custos unitários e a potência elétrica da usina  $\dot{W}_{\text{el}75}$  são constantes. As potências frigoríficas das subunidades RAA-1 e RAA-2 são, respectivamente, 29,4 [TR] e 82,8 [TR] (Tabela 10, Capítulo 5). O intervalo de  $\dot{M}_{\text{gelo}}$  segue o de  $\dot{Q}_{\text{gelo}}$ , por:

$$\dot{M}_{\text{gelo}} = \frac{3\,600\gamma\dot{Q}_{\text{gelo}}}{h_{\text{sl}}} \quad (198)$$

As Figuras 68 e 69 fornecem imagens das inter-relações entre  $R_T$  e as  $C_T$  para os dois sistemas de cogeração. As imagens foram restringidas à zona em que as retas duas  $R_T$  cruzam as cinco retas  $C_T$ . Os pontos de encontro são os *pontos de nivelamento* procurados. Observa-se nessas figuras, as retas  $C_T$  são paralelas, mas a inclinação da reta  $R_T$  (preço A) é maior que a inclinação da  $R_T$  (preço B). Isso implica que a segunda reta tem um campo de massas de gelo maior do que a primeira. Nas Figuras 68 e 69, “CT (0 TR)” denota a curva  $C_T$  para a qual  $\dot{Q}_{\text{frio}}$  (RAA-1) é zero, significando que a planta produz exclusivamente gelo, um caso comum em muitas cidades do interior amazonense.

---

<sup>4</sup> Os intervalos variam:  $\dot{Q}_{\text{gelo}}$ , de 2,0 [TR] a 82 [TR], cada 10 [TR]; e  $\dot{Q}_{\text{frio}}$ , de 0,0 [TR] a 30 [TR], cada 7,5 [TR].

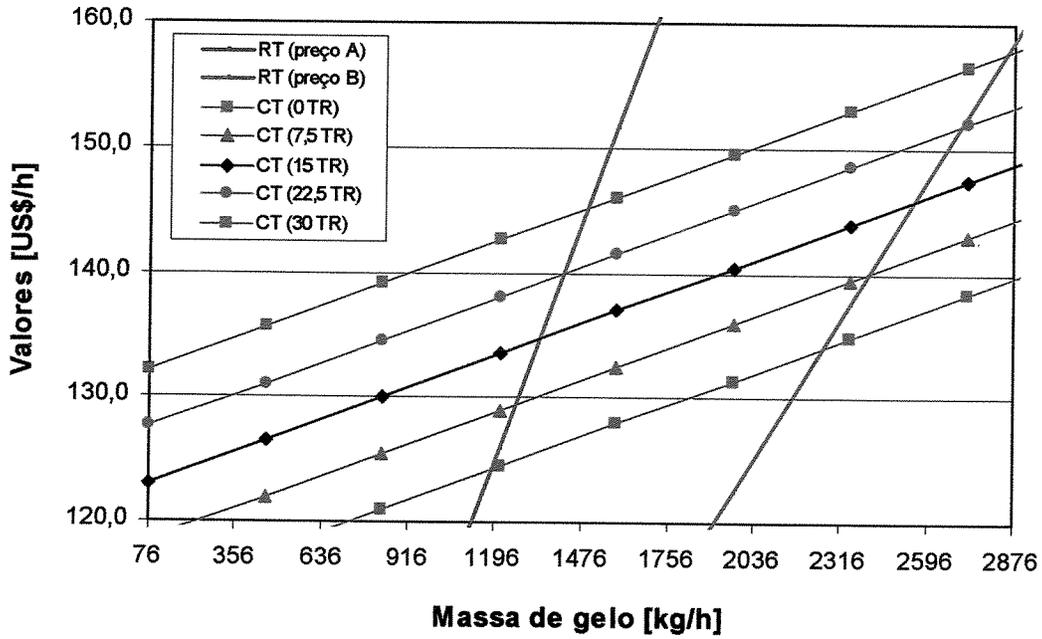


Figura 68. Curvas de receita total e custo total do sistema vapor/água.

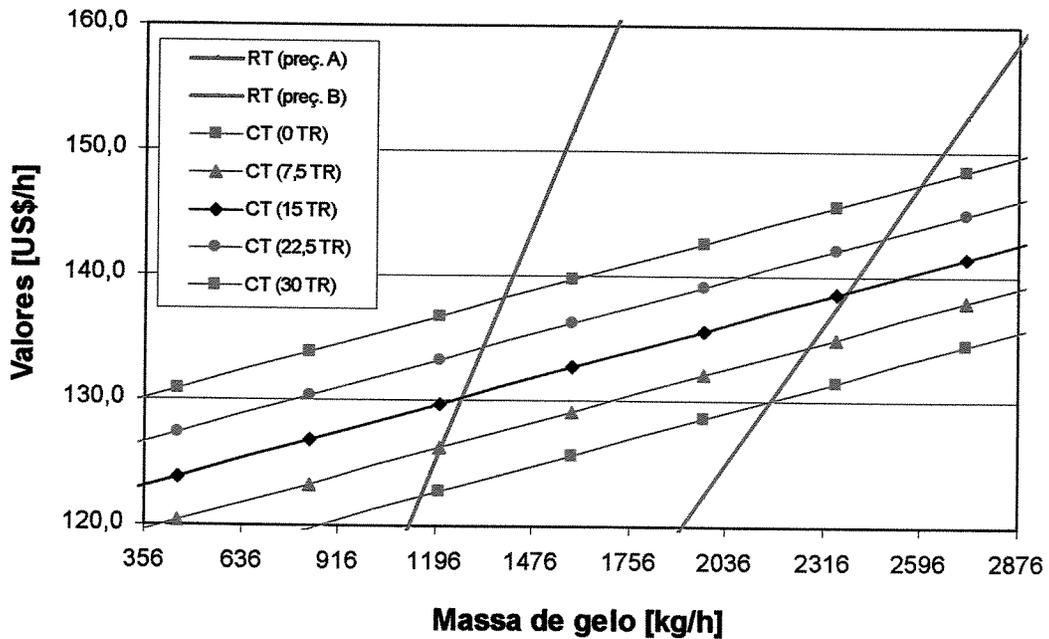


Figura 69. Curvas de receita total e custo total do sistema gás/água.

Os pontos de nivelamento determinados estão relacionados na Tabela 27. As relações entre esses valores, mostrada na última linha da tabela, indicadores formadas entre os vários valores das duas primeiras linhas, servem para mostrar que o sistema gás/água demanda volume de produção de gelo ligeiramente menor do que o sistema vapor/água, para *zerar* seus custos. O sistema gás/água tem, portanto, rentabilidade pouco melhor do que o vapor/água. Do ponto de vista estritamente econômico, não há diferenças significativas entre os dois sistemas.

**Tabela 27. Massas de gelo nos pontos de nivelamento dos sistemas de cogeração**

Sistema	Massa de gelo [kg/h]									
	Frio 0 [TR]		Frio 7,5 [TR]		Frio 15 [TR]		Frio 22,5 [TR]		Frio 30 [TR]	
	preço A	preço B	preço A	preço B	preço A	preço B	Preço A	preço B	preço A	preço B
Vapor/água – (A)	1 499	2 851	1 421	2 704	1 344	2 557	1 266	2 409	1 189	2 262
Gás/água – (B)	1 396	2 600	1 329	2 476	1 278	2 382	1 220	2 273	1 161	2 164
(A)/(B)	1,07	1,10	1,07	1,09	1,05	1,07	1,01	1,06	1,02	1,04

Os trechos das retas  $R_T$  acima dos pontos de corte de cada reta  $C_T$  definem regiões de lucro, ou em outros termos, uma diferença positiva entre  $R_T$  e  $C_T$ . A medida geométrica das *margens de lucro* é dada pelos segmentos de retas verticais compreendidos entre as retas  $R_T$  e cada reta  $C_T$ . Tendo que em ambos os sistemas vapor/água e gás/água as retas  $R_T$  são as mesmas, e que suas inclinações são muito superiores que a inclinação comum às retas  $C_T$ , tem-se que grandes margens de lucro são possíveis para pequenos aumentos de níveis de produção acima dos pontos de nivelamento (os segmentos de reta são *curtos*). Este comportamento deriva da estrutura econômica onde o preço do gelo é bastante superior ao custo de produção tanto de frio como gelo, nos dois sistemas de cogeração – vapor/água e gás/água (colunas E e H, Tabela 26).

## Capítulo 8

### Conclusões

#### 8.1 Resultados Obtidos

As pesquisas empreendidas permitem traçar diferentes perfis de um sistema dieselétrico isolado como o do Estado do Amazonas. Historicamente, o fornecimento de energia elétrica no interior amazonense tem sido planejado dos pontos de vista político, logístico e financeiro, mas pouco foi pensado do ponto de vista das questões tecnológicas.

As análises dos planos micro e macroeconômico do Capítulo 3 formaram um quadro geral atual do parque gerador do Sistema CEAM que ajudam a compreender a sua baixa rentabilidade. Inicialmente, enfocou-se qualitativamente o Sistema por levantamentos em cinco usinas autônomas da Região Norte. Essa pesquisa mostrou que os grupos dieselétricos de menor potência trabalham com baixos fatores de carga. Não é raro encontrar grupos operando com 25 [%] a 30 [%] da carga de regime contínuo. Os motivos disso, conforme os levantamentos, são de natureza técnica, um dos quais é o grande número de máquinas de diferentes fabricantes, além do perfil das curvas de carga das usinas, cujas pontas são predominantemente noturnas. Conseqüentemente, o consumo específico desses grupos é alto, por volta de 0,38 [kg/kWh].

O Capítulo 3 forneceu razões ao objetivo específico desta tese, a introdução da cogeração pelo aproveitamento dos principais rejeitos térmicos das usinas isoladas – produtos de combustão e água de refrigeração, para a refrigeração em paridade elétrica, ou seja, privilegiando a geração elétrica. Aqui se analisou a produção de refrigeração total (frio industrial e gelo), focando no problema da má conservação da produção pesqueira do interior do Amazonas, cujo mercado é a ca-

pital do Estado, Manaus. Outra estratégia a considerar é o aumento da produção de gelo no interior via cogeração, reduzindo a participação da Capital nesse segmento, hoje por volta de 40,9 % do total.

Os municípios de Itacoatiara e Iranduba, por exemplo, próximos de Manaus, à qual se ligam por estrada, detêm juntos a maior capacidade de estocagem refrigerada do Estado (62,6 %). Como exposto no Capítulo 3, a pesca no interior absorve tanta mão de obra quanto o Distrito Industrial da SUFRAMA na Capital, com a ressalva de que a pesca ocupa mão de obra não qualificada que, de outro modo, não teria como sobreviver economicamente.

A questão da refrigeração no interior vem de encontro a outro problema, mais atual, a universalização da energia. Atualmente, obrigada pela Lei nº. 10.438/02, que criou o Programa de Estímulo às Fontes Alternativas de Energia – PROINFA, a Companhia Energética do Amazonas – CEAM tenta se decidir por uma entre várias alternativas tecnológicas de natureza térmica, além da atual podendo-se citar o gás natural de Urucu, os óleos vegetais e a interligação dos municípios de Itacoatiara, Iranduba e Manacapuru ao Sistema Manaus; e este ao sistema interligado brasileiro. Em nenhuma dessas alternativas tem sido considerado a questão da efficientização do Sistema, para o que, entre outras medidas, uma é o deslocamento das grandes cargas que a refrigeração por compressão das instalações hoje existentes nos municípios representam. Esse deslocamento pode ser conseguido com a cogeração.

A introdução da refrigeração por absorção em cogeração nas usinas do Sistema CEAM pode contribuir para a criação de mercados frigoríficos, em municípios onde ainda não existe a infraestrutura do frio, bem como a substituição ou a ampliação da infraestrutura nos municípios que já a possuem. No Capítulo 3 mostrou-se que 36 % dos municípios dotados de instalações frigoríficas de todas as vertentes (armazéns frigoríficos e fábricas de gelo) consomem entre 3 % a 11 % da ponta de carga de suas usinas. Estes números por si só já justificam o deslocamento de cargas, em benefício do consumo domiciliar, com subseqüentes benefícios, para a sociedade – na medida em que podem resultar em reduções de tarifas de energia – e para o meio ambiente, com a diminuição de emissões.

Outra abordagem analisada no Capítulo 3 foi o dimensionamento do potencial estadual de refrigeração com uso da tecnologia de absorção em cogeração, aqui denominado potencial macro. O enfoque não tem correlação com o nível de carga da central, mas com seus resultados em um certo período de tempo. Para tanto, foram levantados dados energéticos de todas as usinas do Sistema CEAM relativos a um ano fiscal. Essa informação permitiu implementar uma metodologia que assume um valor factível para a relação de primeira lei calor-potência (RCP). Esta análise verificou que, de trinta cidades possuindo instalações frigoríficas no interior, dos segmentos câmaras (espera e estocagem) e fábricas de gelo, somente de uma localidade, o município de Iranduba, o potencial de refrigeração por cogeração não poderia substituir a capacidade instalada somada em refrigeração por compressão desses segmentos. Não obstante, o potencial desse município poderia substituir totalmente a capacidade instalada da fábrica de gelo local. E, como já discutido, os potenciais das usinas das agências CEAM poderiam atender à estratégia de ampliação, e não de substituição, das capacidades existentes.

O Capítulo 3 também formulou um método expedito para avaliação de capacidades de cogeração e de refrigeração em usinas dieselétricas sob variação da carga, voltado para anteprojetos de planejamento. Por esta metodologia, verificou-se que dependendo se a usina recupera energia dos gases e/ou da água de refrigeração do motor de seus grupos, há unidades que podem cogerar com folga frio industrial e gelo; ou ambos, entre os limites de energia disponível nesses dois rejeitos. No primeiro grupo, citam-se as UTEs Careiro-Castanho e Eirunepé. E no segundo, tem-se a UTE Manicoré.

Em contraponto ao método expedito do Capítulo 3, o Capítulo 4 permitiu aprofundar a questão da estimação da energia recuperável de motores Diesel, ao formular uma metodologia que correlaciona o balanço de energia dos motores com a carga, sujeito às particularidades ambientais locais, com fundamentação teórica. Para tanto, foram assumidas condições de equilíbrio quase-permantes em cada carga de operação do motor. Além das parcelas energéticas envolvidas, o método tornou possível inferir a temperatura dos produtos de combustão na exaustão, um dado necessário para as avaliações da energia rejeitada nesta fonte. A metodologia empregada fez uso de parâmetros de desempenho de motores, e, portanto, são requeridos dados reais de máquinas comerciais. Nesse sentido, foi selecionado um grupo dieselétrico dentre as marcas que têm maior

número de unidades instaladas na geração elétrica na Amazônia, com uma capacidade compatível com as das maiores unidades da região, por volta de 1 [MW].

Os resultados obtidos para frações energéticas na simulação de respostas a variações de carga de motores Diesel do Capítulo 4, em particular, aplicado ao grupo-gerador selecionado, são suficientemente próximos a valores estatísticos relatados pela ASHRAE (2000) para motores supercarregados.

Assim como o Capítulo 4, o Capítulo 5 aditou informações de natureza tecnológica às avaliações da cogeração de refrigeração. O enfoque foi o cálculo das unidades de refrigeração por absorção água-amônia, para a qual há muito pouca informação de performance tabulada no Brasil. Em geral, os sistemas de absorção com o par brometo de lítio-água dispõem de mais dados catalogados, desde que é uma tecnologia apropriada para ar condicionado, com muita penetração comercial em todo o Mundo.

Em vista das razões acima, foi implementada uma metodologia de determinação dos parâmetros operacionais de duas unidades típicas de absorção água-amônia operando em regime permanente e, complementarmente, uma formulação que permitiu estimar a área de troca necessária dos permutadores de calor das unidades. Uma das unidades, denominada RAA-1, tem como função produzir frio industrial para conservação de perecíveis, na temperatura de 238,15 [K] (-35 C), característica da conservação de longo prazo em câmaras de estocagem. A segunda unidade, denominada RAA-2, visa produzir gelo, operando na temperatura de 268,15 [K] (-5 C). Foi assumido em ambas que os parâmetros operacionais não variam com a carga, mas sim as vazões dos fluidos de trabalho do ciclo e a concentração da solução água-amônia. Esta abordagem é factível na prática e deriva do fato dos sistemas de absorção possuírem muitos graus de liberdade, propiciados pela variação da concentração da amônia na solução ao longo do ciclo, além das variações da pressão e da temperatura.

No Capítulo 6 foi apresentada a formulação teórica dos índices de avaliação de primeira e segunda lei, bem como para as análises termoeconômicas. Este corpo de equações, em conjunto com as equações dos Capítulos 4 e 5, lastreou a metodologia de análise do Capítulo 7.

O Capítulo 7 tratou inicialmente da economicidade das centrais produzindo apenas energia elétrica, ou sem cogeração, que é a situação atual do parque gerador do interior do Amazonas. Para tanto, foram usados parâmetros de custos de investimento locais para o mesmo grupo-gerador do Capítulo 4 (capacidade em torno de 1 [MW]), e estimativas para os demais sistemas de uma usina. Como há apenas um produto da planta, as análises não exigiram determinar mais do que o custo de geração relacionado com a variação de carga da unidade. O intervalo considerado da carga foi de 25 [%] a 100 [%]. Esse relacionamento levou ao conceito de custo marginal da carga, que pode ser interpretado como um custo de curto prazo, na medida em que indica quanto muda o custo de geração quando sobe a carga da uma usina que, na Amazônia, normalmente não opera na capacidade máxima instalada. Como mostrado no Capítulo 3, isso é decorrência de baixos fatores de carga, ressaltando que, ali, isso diz mais respeito aos grupos-geradores de menor capacidade instalada. No caso do exercício do Capítulo 7, esta lógica é relativa a uma unidade isolada de grande porte.

Em decorrência das características de desempenho do grupo-gerador usado no estudo do custo de geração, verificou-se que este é crescente com a carga, mas o custo marginal se mantém praticamente constante conforme esta varia (média de 10,08 [US\$/h]), mais valendo dizer, este é muito pouco elástico com a carga. Em consequência disso, em geral, usinas que só geram energia elétrica na Amazônia mantêm margens de operação economicamente viável em cargas abaixo da máxima.

Outra forma de visualizar o comportamento do custo de geração foi feita definindo um coeficiente de elasticidade-carga, que mede variações relativas do custo de geração em relação a variações relativas de carga. Sua informação é qualitativa, que, no caso em estudo, mostrou-se linearmente crescente, ou seja, realmente a carga incrementa o custo de geração sem cogeração. Apesar de ter sido adotado um grupo-gerador particular neste estudo, a metodologia de análise pode ser usada com outras marcas de grupos-geradores.

A segunda abordagem do Capítulo 7 foi a determinação de índices de primeira e segunda lei da usina em cogeração, aplicando uma metodologias que utiliza a teoria exposta no Capítulo 6. Foram detalhadas duas opções de sistemas de cogeração, denominados sistemas vapor/água e gás/água. Os resultados simulados mostraram que as eficiências de primeira lei do grupo-gerador

(GG) e das subunidades de absorção RAA-1 e RAA-2 são constantes sob carga variável, fruto do comportamento das parcelas energéticas que os compõem. O grupo-gerador (GG), em particular, apresentou valor elevado de eficiência (94,9 [%]), o que indica a magnitude das perdas de energia na geração sem cogeração. A corroborar isso, foi calculada a eficiência elétrica do GG, sem cogeração, que variou entre 33,5 [%] e 41 [%] no intervalo de carga mínima a máxima. Outra característica é a igualdade de resultados das eficiências nos dois sistemas vapor/água e gás/água, à exceção da unidade RAA-1. É sabido da análise de segunda lei que, no sistema gás/água esta subunidade carrega as irreversibilidades da troca térmica com os gases. No sistema vapor/água essas irreversibilidades são imputadas ao recuperador de calor dos gases (RCG).

Também da esfera de análise de primeira lei, foram determinados alguns índices típicos para avaliação global de sistemas de cogeração. Um dos mais importantes é a relação calor-potência (RCP), porque indica como são fracionados estes dois produtos energéticos. No sistema vapor/água, o RCP mostrou-se constante (1,05); e no gás/água, fortemente decrescente, consequência da forte reação da potência ao aumento da carga. O índice de poupança de energia (IPE) e a eficiência artificial ( $\eta_{art}$ ), forneceram resultados que corroboram os anteriores. Estes dois índices dependem de figuras de mérito para duas eficiências de referência, uma para a potência e a outra para o calor; e crescem com o decréscimo destes. Em particular, os valores escolhidos destas referências foram acertados. Uma análise de sensibilidade mostrou que a influência das eficiências de referência é maior no  $\eta_{art}$  que no IPE, e no sistema gás/água.

Para as análises de segunda lei, foi definida uma estrutura F-L-P em termos exergéticos, considerando os sistemas sob os mesmos dois níveis de desagregação das análises de primeira lei. Neste caso, foram definidos insumos e produtos exergéticos, primeiro, partindo da definição literal da eficiência racional dos subsistemas; e, segundo, analisando os valores determinados com essas definições no intervalo de cargas considerado. Essa estratégia resultou no tratamento de custos que consigna um produto ao grupo-gerador (GG), a energia elétrica, ou fluxo 8. O GG é a subunidade mais importante da planta. O segundo produto da planta se subdivide em frio e gelo, mas é produzido nos clientes da unidade de cogeração (subunidades RAA-1 e RAA-2).

A primeira abordagem do estudo foi termodinâmica, procurando as eficiências racionais, ou de segunda lei, e as irreversibilidades relativas dos fluxos dos dois sistemas de cogeração, va-

por/água e gás/água. Assim como para as eficiências de primeira lei, as eficiências de segunda lei são essencialmente as mesmas nos dois sistemas de cogeração. E, novamente, há uma única diferença de eficiências, aquela da subunidade RAA-1 nos dois sistemas, devido à ausência do recuperador de gases (RCG) no sistema gás/água.

As eficiências racionais das subunidades, exceto da RAA-1, são praticamente constantes, nas várias cargas, nos sistemas vapor/água e gás/água. Também as eficiências globais são as mesmas neste dois sistemas. Entre as subunidades RAA-1 e RAA-2 há também diferenças, maior no sistema vapor/água do que no gás/água, denunciando o papel do recuperador de calor dos gases (RCG), que não há no RAA-2.

Pôde-se contatar que o grupo-gerador detém as maiores irreversibilidades de todo o sistema, e que seu índice de irreversibilidade relativa pouco varia, de 79,6 % na carga 25 [%], a aproximados 73 % na carga 100 [%], em ambos os sistemas de cogeração. Quer dizer, é o subsistema onde podem se concentrar as investigações de melhoria de eficiência pelos fabricantes, porque a maior parcela das irreversibilidades de um motor de combustão interna está no processo de combustão (Alegre, 1993).

Os custos exergéticos totais e exergéticos unitários, dos fluxos dos sistemas vapor/água e gás/água, foram obtidos pelo método da Teoria do Custo Exergético (TCE) (Valero et. al, 1986a, 1986b). Os custos unitários resultaram, na prática, os mesmos em qualquer carga de operação, mas isso não se verifica com os custos exergéticos totais, maiores no sistema vapor/água do que no gás/água. Também, permitiu constatar queda nos custos unitários dos fluxos associados aos produtos das plantas, o que pode ser interpretado como sendo o efeito de escala econômica dos custos unitários elásticos com a carga, ou seja, queda do custo do benefício em uma certa escala. Os custos unitários dos fluxos 12 e 16 respectivamente, dos produtos frigoríficos das subunidades RAA-1 e RAA-2, são os dois maiores da planta, nesta ordem. Em particular, o custo do fluxo 12 cresce muito com a redução de carga abaixo de 37,5 [%], denunciando aumento da influência da redução de temperatura que os gases sofrem, conforme a carga do motor cai. O comportamento decrescente da temperatura dos gases na exaustão foi verificado na simulação do motor.

O custo exergético total dos termos definidos para insumos (F) e produtos (P) das subunidades da estrutura produtiva da planta é um dos resultados da metodologia TCE. Os custos dos

três produtos da planta: a energia elétrica, o frio industrial e o gelo, são os mesmos dos fluxos 8, 12 e 16, em decorrência da definição exergetica de P para estes produtos. Verificou-se que há igualdade entre os custos exergeticos de F e de P, em todas as subunidades da planta, no que é respaldado por um corolário da TCE.

A monetarização dos custos exergeticos, definindo os custos exergoeconômicos – na acepção de Tsatsaronis (1994), ou termoeconômicos – segundo outros autores (Valero, Lozano e Muñoz, 1986b; Frangopoulos, 1983) permitiu comparar o desempenho dos custos de uma usina projetada, em um cenário onde a geração contemple apenas energia elétrica com o cenário onde essa usina opera em cogeração, produzindo adicionalmente frio e gelo. Vale lembrar, a usina projetada tem capacidade da ordem por volta de 1 [MW]. A referência para ambos os casos é a tarifa média praticada pelo Sistema CEAM.

No plano comportamental, ambos os custos exergoeconômicos unitários e totais mimetizam o comportamento de seus correlatos exergeticos. As melhores análises dos custos exergoeconômicos se voltaram para os significados econômicos e relações entre termos de insumos (F) e produtos (P) do cenário *com* cogeração; e entre este cenário e o *sem* a cogeração.

A presença do recuperador de calor dos gases (RCG), no sistema vapor/água, torna os custos unitários de F e P da subunidade RAA-1 superiores àqueles do sistema gás/água. Mas a ausência deste gerador de vapor no sistema gás/água torna o custo de F da RAA-1 muito superior que seu congênere no vapor/água, devido ao carregamento das irreversibilidades dos gases para a RAA-1. Já a RAA-2 não é afetada pela ausência do RCG.

A análise final do Capítulo 7 consistiu de uma comparação de economicidade dos cenários *sem* e *com* cogeração. Essa análise foi feita considerando a carga de 75 [%], porque a simulação e os dados referenciados (ASHRAE, 2000) de motores Diesel carregados mostram que suas performances são praticamente estáveis daí à carga máxima. No cenário da geração exclusiva de energia elétrica (*sem* cogeração), verificou-se que o custo unitário de geração da central em [US\$/MWh] é 191 % superior à tarifa média praticada pelo Sistema CEAM, destacando que o custo da energia elétrica é dado indistintamente em ambas as bases exergetica e energética, por definição. Conseqüentemente, não há como suportar o fornecimento de energia elétrica no Amazonas *sem* subsídios, por exemplo, a Conta de Consumo de Combustíveis (CCC).

Também o custo da energia elétrica no cenário da cogeração é muito superior à tarifa média, com o valor de 160 %, em ambos os sistemas vapor/água e gás/água. As relações entre os custos unitários do frio e do gelo dos dois sistemas de cogeração com o custo exergoeconômico da energia elétrica indicaram que os insumos e os produtos dos dois produtos frigoríficos são mais caros que o segundo, um resultado que também já havia sido detectado no âmbito dos custos exergéticos.

Um outro sentido é obtido quando os custos unitários dos dois produtos frigoríficos são comparados com o preço médio do gelo no mercado do interior do Amazonas. A comparação foi feita com o preço médio do gelo no mercado do interior, porque não foi possível definir um preço para armazenagem frigorificada junto ao setor. No caso, os custos exergoeconômicos unitários foram convertidos para a base energética (custos energotérmicos unitários), pelo relacionamento simples destas duas bases com o fator de Carnot. Resultou disso que ambos os custos unitários de frio e gelo são muito menor do que o preço médio do gelo.

As pequenas relações acima sugeriram que a operação de uma usina isolada no interior do Amazonas pode ser viável produzindo energia elétrica, frio e gelo, mesmo se o faturamento advier apenas da energia e do gelo. Isso é provado pela determinação dos pontos de nivelamento das usinas sob esta restrição, o qual indica quanto de massa de gelo produzir por hora é suficiente para igualar receita e custo total das plantas.

No exercício empreendido, a potência elétrica foi considerada constante. Todas as análises foram feitas na carga 75 [%]; as potências frigoríficas das subunidades RAA-1 e RAA-2 foram limitantes; e foram considerados dois preços para o gelo, o de mercado e outro menor. Assim, foram plotadas duas retas de receita total e cinco de custo total, para cada sistema de cogeração, cujas múltiplas interseções forneceram os pontos de nivelamento, as massas de gelo produzidas. Os resultados dos pontos de nivelamento, sob as hipóteses assumidas, permitiram mostrar que não há diferenças significativas entre as produções de gelo requeridas nos sistemas vapor/água e gás/água. Outro resultado de interesse advém da grande declividade da reta de receita: as possíveis margens de lucro são elevadas, para pequenos valores de produção acima dos pontos de nivelamento.

## 8.2 Conclusões e Sugestões Para Estudos Suplementares

O conjunto de análises efetuadas procurou explorar as características das usinas isoladas do interior do Estado do Amazonas, de sorte a propor estratégias que possam reverter a atual inviabilidade da geração elétrica neste mercado.

Mostrou-se que, sem subsídios, não há viabilidade na geração exclusiva de energia elétrica, mas que isso é possível sob a cogeração, produzindo frio e gelo para atendimento, principalmente, da economia pesqueira do Estado. Esta conclusão foi obtida para uma central da ordem de 1 [MW], potência que congrega a maior parcela da capacidade instalada do Sistema CEAM. Uma etapa posterior sugerida é a investigação do papel das centrais de baixa capacidade instalada. Esse estudo poderá basear-se na metodologia da presente tese.

As conclusões foram obtidas sob a ótica da atual configuração do sistema dieselétrico da CEAM. Não obstante, há outras configurações técnicas que merecem estudos posteriores, como a troca dos motores Diesel para motores a gás natural de ignição por centelha; ou o uso de óleos vegetais consorciados ou não ao óleo diesel; e ainda, a mudança de perfil técnico do parque gerador, dos motores de combustão interna para turbinas a gás de pequeno porte. No que tange aos motores a gás serão necessárias poucas alterações na modelagem do Capítulo 4. Para as turbinas a gás os modelos são diferentes, do ponto de vista termodinâmico.

No âmbito das avaliações termoeconômicas, esta tese restringiu-se à abordagem inicial da determinação dos custos médios. Faltam modelos de relacionamento entre as variáveis características dos motores de combustão interna alternativos estacionários, para aprofundar o uso da metodologia na direção dos custos marginais termoeconômicos (Serra, Lozano, Valero e Torres, 1995). Nesse sentido, diferentemente, há vasta informação referenciada para turbinas a gás e turbinas a vapor. Um trabalho voltado à formulação de equações características de motores Diesel e de gás por centelha pode ser desenvolvido em bases estatística, com a compilação sistemática de dados de custos de investimento, parâmetros de desempenho, pressão do sistema de carregamento de ar, massa de combustível, rotação e potência ao freio, dentre outros.

Uma extensão de estudo potencialmente interessante, ainda com vistas ao projeto e à análise de operação de usinas autônomas, é a estratégia de adequação da capacidade ótima do sistema de

refrigeração para o potencial de cogeração disponível, levando em conta variáveis exógenas, e.g. questões mercadológicas. Nisso, também se insere a questão do balanceamento dos vários grupos-geradores da usina no fornecimento conjunto de rejeitos térmicos para cogeração, quer para produção de frio industrial, quer gelo, quer os dois juntos.

A viabilidade econômica dos sistemas de cogeração, qualquer que sejam suas concepções, e que, na seção 7.10 do Capítulo 7, se demonstrou pela determinação dos pontos de nivelamento, não deve se encerrar em si mesmo, mas planejada para transferência de benefícios ao consumidor final. Desse modo, sugere-se que uma extensão das análises da seção 7.10 pode se dar na direção da proposição de uma metodologia de transferência dos réditos auferidos com a refrigeração em cogeração para a tarifa do outro produto da usina, a energia elétrica. Esta abordagem vem de encontro à proposta de estender a filosofia de eficientização da Lei nº. 10.438/02 – PROINFA aos sistemas isolados, tal que isso permita a redução gradual da necessidade do subsídio da CCC a esses sistemas. A fórmula para este fim deverá considerar os ganhos de eficiência das usinas isoladas, cujos valores, como discutido na seção 3.8 do Capítulo 7, poderão inicialmente ser constante para qualquer tamanho de sistema.

Ainda no âmbito das discussões econômicas, sugere-se que os estudos que complementem a presente tese não percam de vista o papel que o gás natural de Urucu deverá desempenhar no futuro do parque energético do Amazonas. Num cenário em que, no curto e médio prazo, o gás não será disponibilizado a todo o Estado, quer por motivos econômicos, quer logísticos, é inconcebível que seus benefícios não se estendam a todo o povo amazonense. Sugere-se que tais estudos procurem formular um mecanismo de divisão proporcional de parte ou do todo dos ganhos de eficiência que serão conquistados com o gás, no interior e na Capital, aos municípios que não serão atendidos pelo sistema de distribuição desenhado para entrar em operação nos próximos anos. Esses estudos também não devem perder de vista a possibilidade de venda de créditos de carbono no mercado internacional, mecanismo introduzido pelo Protocolo de Kioto, como já sugerido na seção 3.8 do Capítulo 3.

## Referências Bibliográficas

Agência Nacional de energia Elétrica – ANEEL. (1998). *Resolução N.º 315*. Brasília, Brasil.  
Disponível na internet: [www.anel.gov.br](http://www.anel.gov.br).

Agência Nacional de energia Elétrica – ANEEL. (1999). *Resolução N.º 166*. Brasília, Brasil.  
Disponível na internet: [www.anel.gov.br](http://www.anel.gov.br).

Agência Nacional de energia Elétrica – ANEEL. (2000). *Resolução N.º 21. Legislação Básica do Setor Elétrico Brasileiro. Qualificação de Cogeneradoras de Energia*. Brasília, Brasil.  
Disponível na internet: [www.anel.gov.br](http://www.anel.gov.br).

Agência Nacional de energia Elétrica – ANEEL. (2001). *Relatório Final do Levantamento do Consumo Específico de algumas Centrais Dieselétricas na Amazônia Brasileira*. (em CD rom). Coordenadora: Elizabeth F. Cartaxo. Brasília, Brasil

Agência de Cooperação Internacional do Japão – JICA e Instituto de Desenvolvimento Agropecuário do Estado do Amazonas – IDAM (2002). *Estudo Para Melhoria da Qualidade de Vida das Populações Rurais Através da Agricultura, Gestão e Manejo dos Recursos Naturais do Estado do Estado do Amazonas, República Federativa do Brasil. Relatório Principal*. Coordenador: Masamitsu Fujioka. 1 300 p. Manaus, Brasil.

Alegre, J. A. A. V. (1993). *Simulação dos Processos e Análise Exergética do Motor de Ciclo Diesel*. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.

- Alekseev, G. N. (1986). *Energy and Entropy*. Mir Publishers. 200 p. Moscow, Russia.
- Alkmin, J. T. D. (2000). *Potencial de Cogeração no Estado do Amazonas*. Série Sistemas Energéticos – V. Editora da Universidade do Amazonas. 219 p. Manaus, Brasil.
- Almeida, S. C. A., Freitas, M. A. V. Di Lascio, M. A. (1994). “Biomassa como opção energética para o desenvolvimento autosustentado de comunidades isoladas na Amazônia – O caso dos óleos vegetais”. In: “Planejando o Século XX”. Anais do II Congresso Brasileiro de Planejamento Energético. pp. 625-631. UNICAMP. Campinas, Brasil.
- ASHRAE. (2000). “Cogeneration Systems and Engine and Turbine Drives (Chapter 7).” In: *Handbook for Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and Equipment. SI Edition*. pp. 7.1-7.48. Atlanta, USA.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT. (1995). “Motores de combustão interna alternativos – Desempenho – Parte 1: Condições-padrão de referência e declarações de potência e de consumo de combustível e óleo lubrificante. NBR ISO 3046”. 15 p. Rio de Janeiro, Brasil.
- Associação das Indústrias de Pescado Sifado do Amazonas – AIPAM (2003). “Tabela de preços de gelo em escama e em barra na capital e no interior do estado”. Informe interno. 25 p. Manaus, Brasil.
- Bajay, S. V., Berni, M. D. (1994). “A tração elétrica no transporte urbano”. In: “Planejando o Século XX”. Anais do II Congresso Brasileiro de Planejamento Energético. pp. 466-473. UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Baxter, G. R., Caton, J. A. (1997). “Technical and economic assessments of cogeneration systems: an overview of the development and application of a generalized computer simulation.” Proceedings of Power Gen International Conference (in CD Rom). Dallas, USA.
- Bejan, A. (1988). *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons. 758 p. New York, USA.

- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc. 542 p. New York, USA.
- Bell, Keneth J. (1983). "Approximate sizing of shell-and-tube heat exchangers." In: *Heat Exchanger Design Handbook*. Thermal and hydraulic design of heat exchanger. Shell-and-tube reboilers. Hemisphere Publishing Corp. Vol.3. pp 3.6.2-1 – 3.6.2-10. Washington, EUA.
- Benson, R., Whitehouse, N. D. (1979). *Internal Combustion Engines*. Pergamon Press International Library. Vol. 1, 201 p. Oxford, UK.
- Benson, R., Whitehouse, N. D. (1979). *Internal Combustion Engines*. Pergamon Press International Library. Vol. 2, 430 p. Oxford, UK.
- Bingham, R. C. (1980). *Economics, Mathematically Speaking*. McGraw-Hill, Inc. 500 p. New York, USA.
- Bohem, R. F. (1987). *Design Analysis of Thermal Systems*. John Wiley & Sons. 266 p. New York, USA.
- Brodianskii, V. (1997). "Industrial processes efficiency and minimization of irreversibility." In: "FLOWERS '97". pp. 859-865. Florence, Italy.
- Bruno, J. C., Miquel, J., Castells, F. (1999). "Modeling of ammonia absorption chillers integration in energy systems of process plants." In: "Applied Thermal Engineering ". Pergamon. Vol. 19, pp. 1297-1328. London, UK.
- Campbell, A. (1985). *Thermodynamic Analysis of Combustion Engines*. Robert E. Krieger Publishing Co. 366 p. Malabar, USA.
- Capstone Turbine Corp. (2002). *C60 – High Pressure. Natural Gás*. USA. Disponível na internet: [www.microturbine.com](http://www.microturbine.com).
- Cartaxo, E. F. (2000). *Fornecimento de Serviço de energia Elétrica Para Comunidades Isoladas da Amazônia: Reflexões a Partir de Um Estudo de Caso*. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.

- Cartaxo, E. F., Nebra, S. A., Cruz R. W. (2001). "Performance diagnosis of northern diesel electric power plants." In: "16<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM)." Proceedings. Uberlândia, Brazil.
- Carvalho, F. R. (1996). *Termoeconomia Aplicada à Manutenção de Centrais Termelétricas*. X  
Dissertação de Mestrado. Escola Federal de engenharia de Itajubá – EFEI. Itajubá, Brasil.
- Cavaliero, Carla K. N., Silva, Ennio P. da (2004). "Electricity Generation: Regulatory Mechanisms to Incentive Renewable Alternative Energy Sources in Brazil." Publicação interna do Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Energético – NIPE da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, Brasil.
- Cerqueira, S. A. A. G. (1999). *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas*. Tese de Doutorado. Faculdade de engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Cerqueira, S. A. A. G., Nebra, S. A. (1998). "Cost attribution methodologies in cogeneration systems." In: "Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems and Processes (ECOS '98)." pp. 255-262. Nancy, France.
- Chmela, F. G., Kapus, P. (1993). "The new AVL high turbulence lean-burn natural gas engine." In: "Gas Engines for Co-Generation. IMechE Seminar of the Combustion Engines Group of the Institution of Mechanical Engineers." Mech. Eng. Public. Ltd. Pp. 11-18. London, UK.
- Chrisman, B. M., Freen, P. D. (1995). "Development of the 2400G Stationary Gas engines." In: "Transactions of the ASME." Vol. 117, pp. 810-819. ASME. Atlanta, USA.
- Chua, H. T., Han, Q., Ng, K. C., Gordon J. M. (1996). "Thermodynamic modeling and experimental evidence for the optimization and maximum-efficiency operation of absorption chillers." In: "Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems (ECOS '97)." pp. 157-166. Stockholm, Sweden.
- Cimbliris, Borisas. (1998). "Economia e termodinâmica". In: "Economia e Energia". Ano II. N.º 9, Belo Horizonte, Brasil. Disponível na internet: <http://ecen.com>.

- Companhia Energética do Amazonas - CEAM. (2000). *Relatório de Faturamento Consolidado por Agência DOT/DFC/CEAM*. 356 p. Manaus, Brasil.
- Companhia Energética do Amazonas - CEAM. (2002). *Resolução No.463/2001 – Tarifas de Energia Elétrica*. Brasília, Brasil. Disponível na internet: [www.eletronorte.com.br](http://www.eletronorte.com.br).
- Companhia Energética do Amazonas - CEAM. (2003). “Procedimentos gerais e dados de custo operacional das usinas CEAM”. Informe pessoal. Manaus, Brasil.
- CONPET – Programa Nacional da Racionalização do Uso de Derivados do Petróleo e do Gás Natural. (1997). “Gás Natural. Informações Técnicas”. Brochura. São Paulo, Brasil.
- Cortez, L. A. B., Larson, D. L., Silva, A. Da. (1997). “Energy and Exergy Evaluation of Ice Production By Absorption Refrigeration.” In: “Transactions of the ASAE.” Vol. 40, No. 2. pp. 395-403. MI, USA.
- Costa, Ênio Cruz da (1976). *Física Industrial. Refrigeração*. Editora Emma/PUC. Vol. 2. 175 p. Porto Alegre, Brasil.
- Costa, Ênio Cruz da. (1982). *Refrigeração*. Editora Edgard Blücher. 3.º Ed. 322 p. São Paulo, Brasil.
- Cover, M. T., Thomas, J. A. (1991). *Elements of Information Theory*. John Wiley & Sons, Inc. 568 p. New York, USA.
- Creyts, J. C., Carey, V. P. (1997). “Use of extended exergy analysis as a tool for assessment of the environmental impact of industrial processes.” In: “AES-Vol. 37. Proceedings of the ASME Energy Systems Division”. pp. 129-137. ASME. USA.
- Cruz, Ricardo W. A. da, Nebra, Silvia A. (2001). “Custo específico e o custo de geração com motores de combustão interna na Amazônia”. In: “Relatório Final da Pesquisa do Consumo Específico de Algumas Centrais Dieselétricas da Região Amazônica. Agência Nacional de Energia Elétrica”. Coordenadora: Elizabeth F. Cartaxo. ANEEL. Brasília, Brasil.

- Cruz, Ricardo W. A. da (2000). "Geração de Eletricidade com Turbina Hidrocinética na Amazônia: O Caso da Comunidade de São Sebastião". In: 3.º Encontro de Energia no Meio Rural (AGRENER 2000). Campinas, Brasil.
- Cruz, Ricardo W. A. da, Nebra, Silvia A. (2002). "Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of Compression Ignition Engine and Absorption Refrigeration Machine." International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE) (in CD rom). ASME. New Orleans, USA.
- Cruz, Ricardo W. A. e Walter, Arnaldo C. da S. (1999). "Possibilidades técnico-econômicas da cogeração para auto-suprimento de eletricidade em fábricas de compensado no Estado do Amazonas". In: Anais do 1º Encontro de Ciência e Tecnologia da Amazônia - I ECTA'99 (em CD rom). Belém, Brasil.
- Cummins Co. Inc. (1998). *Engine performance curve FR-6250. Data sheet DS-6250*. Columbus, USA. Disponível na internet: [www.cummins.com](http://www.cummins.com).
- Cummins do Brasil S. A. – Distrito Amazônia Ocidental (2003). "Orçamento para grupo-gerador motor mod. KTA50". Informe pessoal. 8 p. Manaus, Brasil.
- Dorgan, C. B., Leight, S. P., Dorgan, C. E. (1995). *Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat*. ASHRAE. 186 p. Atlanta, USA
- Empresa Brasileira de Infraestrutura Aeronáutica S. A. – INFRAERO (2002). *Boletim anual das condições meteorológicas da área da seccional Amazônia Ocidental*. 127 p. Manaus, Brasil.
- Engler, B. H., Glück, K. H., Lox, E., Schäfer-Sindlinger, A. (1993). "Catalyst development for stoichiometric and lean burn natural gas engines." In: "Gas Engines for Co-Generation. IMechE Seminar of the Combustion Engines Group." Mechanical Engineering Publications Ltd. pp. 19-27. London, UK.
- Espirito Santo, D. B. (2001). *Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade*. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.

- Estudos Técnicos e Economia de Energia em Refrigeração*. Série Sistemas Energéticos - IV. (1998). Coordenador: Luiz A. B. Cortez. Editora da Universidade do Amazonas, 526 p. Manaus, Brasil.
- F-Chart Software. (2003). *Engineering Equation Solver - EES®* (www.fchart.com). MI, USA.
- Falabella, P. G. (1995). *A Pesca no Amazonas: Problemas e Soluções*. Editora da EMATER. 2ª Ed. 180 p. Manaus, Brasil.
- Ferguson, C. R. (1986). *Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences*. John Wiley & Sons. 546 p. New York, USA.
- FIGENER. “Legislação *sobre* co-geração inibe investimentos”. Boletim Informativo nº. 10. Disponível na internet: [www.figener.com.br/portugues/PO-frameset.htm](http://www.figener.com.br/portugues/PO-frameset.htm).
- Figueiredo, J. R. (1980). *Projeto e Modelamento Teórico de Um Sistema de Refrigeração Por Absorção Movido a Energia Solar*. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade de Campinas - UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Figueiredo, J. R. (1985). “Modelamento estático e dinâmico de sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar”. In: “VIII COBEM”. pp. 261-264. São José dos Campos, Brasil.
- Fortunato, L. A., Neto, T. A. A., Albuquerque, J. C. R., Pereira, M. V. F. (1990). *Introdução ao Planejamento da Expansão e Operação de Sistemas de Produção de Energia Elétrica*. Editora da Universidade Federal Fluminense. 232 p. Niterói, Brasil.
- Frangopoulos, C. A. (1983). *Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems*. PhD Dissertation. Georgia Institute of Technology. Georgia, USA.

- Frankl, P. Gamberale, M. (1997). "The methodology of Life-Cycle-Assessment (LCA) and its application to the energy sector." In: "Proceedings of the International Workshop Advances in Energy Studies. Energy Flows in Ecology and Economics" Editor-in-chief: Sergio Ulgiati. MUSIS. pp 241-256. Porto Venere, Italy.
- Gaggioli, R. A., El-Sayed, Y. M. (1989). "A critical review of second law costing methods." In: "2<sup>nd</sup> Law Analysis of Thermal Systems". Preview paper (from the author). USA
- Gallo, L. R. (1989). "Análise paramétrica de um motor de combustão interna por simulação em computador". In: "V Simpósio de Engenharia Automotiva. Seção F: Simulação de Combustão". pp 504-518. São Paulo, SP.
- Gallo, L. R. (1990). *Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool*. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.
- George, B. (1997). "Potential and perspectives for R.E.S. exploitation in autonomous grids." Proceedings of Power Gen International Conference (in CD rom). Dallas, USA.
- Giansanti, R. (1999). *O Desafio do Desenvolvimento Sustentável*. Editora Atual S.A. 2.<sup>a</sup> Edição. 112 p. São Paulo, Brasil.
- Gomes, C. M. (1998). *Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de Uma Instalação Termelétrica em Ciclo Combinado com Cogeração de Vapor*. Dissertação de Mestrado. Faculdade de engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Gomes, I. C. (1981). "Gás de aterros sanitários: o projeto da COMGÁS". In: "Revista do CNP". Vol. 12. pp. 60-66. Brasília, Brasil.
- Gomide, R. (1988). *Operações Unitárias. Volume IV. Transferência de Massa*. Edição do autor. Câmara Brasileira do Livro, cód. G6210/CDD-660.2. 444 p. São Paulo, Brasil.

- Gong, M., Wall, G. (1997). "On exergetics, economics and optimization of technical processes to meet environmental conditions." In: "Thermodynamic analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES '97)". pp. 453-460. Beijing, China.
- Guascor S.A. (2002). *Catálogo Geral de Motores, Sistemas e Cogeração*. Madrid, Espanha. Disponível na internet: [www.guascor.com](http://www.guascor.com).
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill. 930 p. New York, USA.
- Horlock, J. H. (1987). *Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP)*. Pergamon Press. 205 p. Oxford, UK.
- Huang, F. F. (1996). "Performance Assessment Parameters of a Cogeneration System." In: "Efficiency, Costs, Optimization and Environmental Aspects of Energy Systems (ECOS '96)." pp. 225-229. Stockholm, Sweden.
- Hufford, P. E. (1992). "Absorption chillers improve cogeneration energy efficiency." In: "ASHRAE Journal," March Ed. pp. 48-53. Atlanta, USA.
- Iberese S. A. (2002) *Catálogo geral e referências de geração de energia*, 24 p. Madrid, Espanha Disponível na internet: [www.iberese.com](http://www.iberese.com).
- Jannuzzi, G. M., Swisher, J. N. P. (1997). *Planejamento Integrado de Recursos Energéticos. Meio Ambiente, Conservação de Energia e Fontes Renováveis*. Editora Autores Associados. 246 p. Campinas, Brasil.
- Jannuzzi, G. M., Silva, E. P., Leonardi, M. L. (1995). "A produção e o processamento de óleos vegetais". In: "Uso Eficiente de Energia e Fontes Renováveis Para a Cidade de Manaus". pp. 95-100. UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Jones, W. P. (1983). *Engenharia do Ar Condicionado*. Editora Campus. 506 p. Rio de Janeiro, Brasil.
- Jornal A Crítica. (2001). "Governo do Amazonas adota nova postura". 11, 2001, Manaus, Brasil.

- Jornal A Crítica. (2002). "Ainda debaixo da terra...". 05, 2002, Manaus, Brasil.
- Jornal A Crítica. (2002). "Gás natural no lugar do diesel". 08, 2002, Manaus, Brasil.
- Kalina, J., Skorek, J. (2000). "Simulation of the small-scale CHP system performance for given heat and electricity load profiles." In: "From Thermo-Economics to Sustainability (ECOS 2000)". Editor: G. G. Hirs. pp. 703-711. Twente, Nederland.
- Klein, S. A. (2003) "Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating System" (tutorial). In: EES Software package. 253 p. USA.
- Kotas T. J. (1995). *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Corporation. 328 p. New York, USA.
- Kuwahara, N., Berni, M. D., Bajay, S. V. (1999). "Energy supply from municipal wastes: the potential of biogas-fuelled buses in Brazil." In: "Renewable Energy." Pergamon. Vol. 16. pp. 1000-1003. London, UK.
- Lemoult, B., Tazerout, M., Rousseau, S. (1997). "Impact of Operating Parameters Changing on Energy, Environment and Economic Efficiencies of a Lean Burn Gas Engine." Ecole de Mines de Nantes. Nantes, France.
- Lichty, L. C. (1951). *Internal Combustion Engines*. McGraw-Hill Book Co. 6<sup>th</sup>. Ed. 598 p. New York, USA.
- Lozano, M. A., Valero, A., Serra, L. (1993). "Theory of Exergetic Cost and Thermo-economic Optimization." In: "ENSEC - Energy System and Ecology." Edited by Jan Szargut and George Tsatsaronis. pp. 339-350. Cracow, Poland.
- Lozano, M. A., Valero, A., Serra, L. (1996). "Local optimization of energy systems." In: "AES-Vol. 36, Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division". pp. 241-250. Atlanta, USA.
- Lozano, M. A., Valero, A. (1993a). "Theory of the exergetic cost". Energy, Vol. 18, No. 9, pp. 939-960. UK.

- Lozano, M. A., Valero, A. (1993b). "Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems." In: "AES-Vol. 30, Thermodynamic and the Design, Analysis, and the Improvement of Energy Systems", Editor: H. J. Richter. ASME Book No. H00874, pp 311-320. Atlanta, USA.
- Marco, J. A. G. (1990). *Cogeneracion y Gas Natural. Sistemas de Cogeneracion*. ENAGAS. 63 p. Madrid, España.
- Mendis, K. J. S., Stone, C. R., Ladommatos, N., Daragheh, M. (1993). "A lean burn low emissions gas engine." In: "Gas Engines for Co-Generation. IMechE Seminar of the Combustion Engines Group." Mech. Eng. Publications Ltd. pp. 1-10. London, UK.
- Milanés, R. L. P. (1998). "Análise energética e exergetica de um sistema de resfriamento por absorção trabalhando com gases produtos da combustão de um grupo gerador diesel". Projeto de Pesquisa. Orientador: José Tomaz V. P. Campinas, Brasil.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A. (2002). "Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H<sub>2</sub>O vapour absorption system." In: *Energy* 27. pp 1009-1025. Pergamon ([www.elsevier.com/locate/energy](http://www.elsevier.com/locate/energy)).
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A. (2003). "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system." In: *International Journal of Refrigeration* 26. pp 158-169. Elsevier ([www.elsevier.com/locate/ijrefrig](http://www.elsevier.com/locate/ijrefrig)).
- Mohr, H. (1998). "LCV-Gas Utilization in CHP Plants with Dual-Fuel Engines." *Proceedings of Power Gen International Conference (in CD rom)*. Milan, Italy.
- Mostafavi, M., Agnew, B. (1996). "Thermodynamic analysis of combined diesel engine and absorption unit – turbocharged engine with intercooling." In: "Applied thermal Engineering." Vol. 16, Nos. 8/9. pp. 733-740. Pergamon. UK.
- Mueller, G. P. (1995). "Landfill Gas Application Development of the Caterpillar G3600 Spark-Ignited Engine." In: "Transactions of the ASME." Vol. 117, pp. 820-825. ASME. Atlanta, USA.

- Muñoz, J. R., Michaelides, E. E. (1999). "The impact of the model of the environment in exergy analysis." In: "Transactions of the ASME." Vol. 121, pp 268-276. ASME. Atlanta, USA.
- Muñoz, M., Valero, A. (1990). "La valoración económica en base exérgica." In: Ingeniería Química. Ediciones Mayo. España.
- Navarro, Jorge Gallo. (1995). "Cogeneración y recuperación energética para un sistema de aire acondicionado". Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração e V Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Ar condicionado. Vol. II. pp 219-231. São Paulo, Brasil.
- Nebra, Silvia A. (1999). *Termoeconomia*. Notas de aula apostiladas. Universidade Estadual de Campinas. 256 p. Campinas, Brasil.
- Nebra, Silvia A. (2002). "Sistemas de Cogeração: Métodos de Avaliação". Palestra antecedente ao CONEM 2002. 13 p. Campina Grande, Brasil
- Neves Filho, L. de C. (2000). *Refrigeração e Alimentos*. Instituto Brasileiro do Frio (IBF) e Universidade Estadual de Campinas. 700 p. Campinas, Brasil.
- Nogueira, J. L. Horta, Santos, A. H. Moreira (1987). "Cogeração Industrial. Aspectos Técnicos e Econômicos". In: Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico. Vol. XIII. N.º 1. Itajubá, Brasil.
- Noronha, Marcondes C. (1996). *O Espaço Geográfico do Amazonas*. Editora Concorde, 174 p, Porto Alegre, Brasil.
- Obert, E. F. (1970). *Internal Combustion Engines*. International Textbook Co. 3<sup>rd</sup>. Ed. 736 p. Scranton, USA.
- Odum, H. T. (1997). "Emergy evaluation." In: "Proceedings of the International Workshop Advances in Energy Studies. Energy Flows in Ecology and Economics" Editor-in-chief: Sergio Ulgiati. MUSIS. pp 99-111. Porto Venere, Italy.
- Orçamento para uma unidade de refrigeração e fabricação de gelo por absorção (2003). MADEP/YORK S. A. Informe pessoal. 25 p. Porto Alegre, Brasil.

- Orlando, J. A. (1996). *Cogeneration Design Guide*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). 346 p. Atlanta, USA.
- Peixoto, M. M., Balestieri, J. A. P. (1994). “Alocação ótima de fontes energéticas em centrais de co-geração”. In: “Planejando o Século XX”. Anais do II Congresso Brasileiro de Planejamento Energético. pp. 433-437. UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Perez, L. F. B., Cortez, L. A. B., Jr., Z. J. C. (1998). “Ammonia as a CFC Alternative for Developing Countries: Its problems and Solutions.” In: “Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America.” Vol. 29, No. 2.
- Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRÁS. (2000). *Óleo Diesel*. Brochura de especificações. Lanna Gráficos. 73 p. Rio de Janeiro, Brasil.
- Pioch, D. Chirat, N., Liennard, A., Lozano, P., Vaitilingom, G. (2000). “Energy generation from vegetable oils.” In: “Report from CIRAD-AMIS/Agri-Food Systems Programme TA 40/16”. 19 p. Montpellier, France ([www.cirad.france](http://www.cirad.france)).
- Podevin, P. Descombes, G., Charpentier, C. (2000). “Effect of supercharging on internal combustion engine performances and pollutants emissions.” In: “From Thermo-Economics to Sustainability (ECOS 2000)”. Editor: G. G. Hirs. Pp. 703-711. Twente, Nederland.
- Postzednik, S., Zmudka, Z. “Work of the Internal Combustion Engine Fuelled with the Gaseous Fuel.” In: “From Thermo-Economics to Sustainability (ECOS 2000)”. Editor: G. G. Hirs. Pp. 679-689. Twente, Nederland.
- Prabhu, E., Scheibel, J. (1997). “Can Emerging Small Power Plants Using Abundant Local Fuels Help Provide Electricity to the Developing World ?.” Proceedings of Power Gen International Conference (in CD rom). Dallas, USA.
- Pretere Jr., M. (2000). *Rede de Pesca e Aqüicultura da Amazônia – REPAC. Projeto Executivo*. Ministério da Integração Regional/SUDAM/OEA. Belém, Brasil.

- Pulkabrek, W. W. (1997). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall. 411 p. New Jersey, USA.
- Ramos, J. I. (1989). "Mathematical Models of Diesel Engines." In: "Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines. Proceedings of the International Centre for Heat and Mass Transfer." Editor: N. C. Markatos. Hemisphere Publishing Co. New York, USA.
- Razvan, D., Mohand, T., Bernard, L. (2000). "A New Methodological Approach of Sizing and Operation Optimization for Cogeneration by Internal Combustion Engines." In: "From Thermo-Economics to Sustainability (ECOS 2000)". Editor: G. G. Hirs. pp. 679-689. Twente, Nederland.
- Reini, M., Giadrossi, A. (1994). "On the costs of products in multi-task systems: theoretical development and application to a cogeneration engine." In: Proceedins of the Florence World Energy Research Symposium. Eneyg for the 21<sup>st</sup>. Century: Conversion, Utilisation and Environmental Quality. Editors: Ennio Carnevale, Giampaolo Manfrida, Francesco Martelli. pp 121-132. Florence, Italy.
- Reis, J. A., Silveira, J. L. (2001). "Análise termodinâmica de um sistema compacto de cogeração nacional (BCCS): motor de combustão interna associado a unidade de refrigeração por absorção". In: "Proceedings of COBEM 2001, Energy and Thermal Systems". Vol. 4, pp. 292-300. Uberlândia, Brasil.
- Reis, L. B., Udaeta, M. E. M. (1994). "Geração descentralizada de energia elétrica: considerações para o planejamento energético sustentável na área rural". In: "Planejando o Século XX". Anais do II Congresso Brasileiro de Planejamento Energético. pp. 311-318. UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Renobales, L. M. Serra de (1994). *Optimización Exergoeconómica de Sistemas Térmicos*. Tesis doctoral. Universidad de Zaragoza. Zaragoza, España.
- Rosen, M. A., Dincer, I. (1999). "Exergy analysis of waste emissions." *Energy. Res:* 23, pp 1153-1163. UK.

- Sciubba, E. (1999). "Exergy as a direct measure of environmental impact." In: "AES-Vol. 39, Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division", pp. 573-581. ASME, USA.
- Serra, L., Lozano, M.A., Valero, A., Torres, C. (1995). "On average and marginal costs in thermoeconomics." In: "Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental of Energy Systems (ECOS '95)." Pp. 428-435. Istanbul, Turkey.
- Serrano, Lozano M. A. (1998). *Cogeneración*. Edición Universidad de Zaragoza. 179 p. Zaragoza, España.
- Serviço de Apoio às Micro e Pequenas Empresas do Amazonas – SEBRAE/AM e Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia – INPA (2000). *Cadeia Produtiva do Pescado no Amazonas*. Coordenação técnica: José Milton Barbosa Filho. 80 p. Manaus, AM.
- Silva, O. C. (2001). *Óleos Vegetais*. In: "Guia de Investimentos em Energia Renovável no Brasil – Biomassa". Cenbio/ANEEL. Rio de Janeiro, Brasil ([www.ambiental.com.br/Cenbio/](http://www.ambiental.com.br/Cenbio/)).
- Silveira, J. L., Horta Nogueira, L. (1992). "Thermoeconomic functional analysis applied in cogeneration systems associated to cellulose plants." In: "International Symposium on Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy systems (ECOS '92)," pp 381-390. Zaragosa, Spain.
- Silveira, J. L., Walter, A. C. S., Luengo, C. A. (1997). "A case study of compact cogeneration using various fuels." In: "Fuel." Vol. 76, No. 5, pp 447-451. Elsevier. UK.
- Silverio, R. J. (2000) *Simulação de Uma máquina de Produção de Gelo com Refrigeração por Absorção de Amônia em Regime Permanente e Transitório*. Tese de Doutorado. Faculdade de engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Soares, G. F.W., Vieira, L. S.R., Nascimento, M. V. G. (2000). "Operação de um grupo gerador diesel utilizando óleo vegetal bruto como combustível". In: "3.º Encontro de Energia no Meio Rural (AGRENER 2000)" (em CD rom). Campinas, Brasil.

- Souza, Zulcy de (1990). *Dimensionamento de Máquinas de Fluxo*. Editora Edgard Blücher. 197 p. São Pulo, Brasil.
- Sresnewsky, S. F. G. B. (1975). *Estudo de Ciclos de Refrigeração Por Absorção Quanto à Sua Aplicação e Fonte Energética*. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.
- Stone, Richard (1999). *Introduction to Internal Combustion Engine*. Society of Automotive Engineers, Inc. Third Edition. 641 p. Warrendale, USA.
- Stocker, W. F., Jabardo, J. M. Saiz (2002). *Refrigeração Industrial*. Editora Edgard Blücher. 2.<sup>a</sup> Ed. 453 p. São Paulo, Brasil.
- Superintendência do Desenvolvimento da Zona Franca de Manaus – SUFRAMA (2002). *Relatório de Atividades do Parque Industrial de Manaus – PIM*. 197 p. Manaus, Brasil.
- Szargut, J. (1998). “Exergy Analysis of Thermal Process: Ecological Cost.” In: “Proceedings of the International Workshop Advances in Energy Studies. Energy Flows in Ecology and Economics” Editor-in-chief: Sergio Ulgiati. MUSIS. pp 77-97. Porto Venere, Italy.
- Szargut, J., Morris, D. R., Steward, F. R. (1988). *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Corporation. 332 p. New York, USA.
- Taylor, C. F. (1988). *Análise dos Motores de Combustão Interna*. Editora Edgard Blücher. Vol. 1. 558 p. São Paulo, Brasil.
- Torres, E. A. (1999). *Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico*. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP. Campinas, Brasil.
- Torres, C., Serra, L., Valero, A., Lozano, M. A. (1996). “The productive structure and thermoeconomic theories of system optimization.” In: “AES-Vol. 36, Thermodynamic and the Design of Energy Systems”, Editors A. B. Duncan, J. Fiszdon, D. O’Neal and K. Den Braven. ASME Book No. G0122, pp 429-436. Atlanta, USA.

- Tozer, R. M., James, R. W., Gómez, C. M. (1995). "Absorption cooling with cogeneration." Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração e V Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Ar condicionado. Vol. II, pp 219-231, São Paulo, Brasil.
- Tozer, R., S., M. A. L., Capilla, A. V., James, R. (1996). "Thermoeconomics applied to an air conditioning system with cogeneration." Proc. CIBSE Building Serv. Res. Technol., 17(1), pp 37-42, UK.
- Tsatsaronis, G. (1998). "A Critical Review of Approaches for Evaluating Thermal Systems from the Thermodynamic, Economic and Environmental Viewpoints." In: "Proceedings of the International Workshop Advances in Energy Studies. Energy Flows in Ecology and Economics" Editor-in-chief: Sergio Ulgiati. MUSIS. pp 195-206. Porto Venere, Italy.
- Tsatsaronis, G, Pisa, J. (1994). "Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems – Application to the CGAM problem." Energy. Vol. 19. No. 3. pp 287-321. UK.
- Valero, A. (1998). "Thermoeconomics as a Conceptual Basis for Energy-Ecological Analysis." In: "Proceedings of the International Workshop Advances in Energy Studies. Energy Flows in Ecology and Economics" Editor-in-chief: Sergio Ulgiati. MUSIS. pp 415-443. Porto Venere, Italy.
- Valero, A., Lozano, M., Muñoz, M. (1986a). "A general theory of exergy saving. I. On the exergetic cost." In: "AES - Computer-Aided Engineering and Energy Systems. Vol. 3: Second Law analysis and Modelling." Editor: R. A. Gaggioli. ASME Book No. H0341C. Atlanta, USA.
- Valero, A., Lozano, M., Muñoz, M. (1986b). "A general theory of exergy saving. II. On the thermoeconomic cost." In: "AES - Computer-Aided Engineering and Energy Systems. Vol. 3: Second Law analysis and Modelling." Editor: R. A. Gaggioli. ASME Book No. H0341C. Atlanta, USA.

- Valero, A., Lozano, M., Serra, L., Tsatsaronis, G., Pisa, J., Frangopoulos, C., Spakovsky, M. R. Von. (1994). "CGAM problem: Definition and conventional solution." *Energy*. Vol. 19. n.º 3. pp 279-286. UK.
- Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Torres, C. (1994). "Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem." *Energy*. Vol. 19. n.º 3. pp 365-381. UK.
- Valero, A., Serra, L., Lozano, M. A. (1993). "Structural theory of thermoeconomics" In: "AES-Vol. 30, Thermodynamic and the Design, Analysis, and the Improvement of Energy Systems", Editor: H. J. Richter. ASME Book No. H00874. pp 189-198. Atlanta, USA.
- Ventura, L. M. (1990). "Influência da qualidade do combustível no desempenho, rendimento e durabilidade do motor diesel". In: "Anais do Seminário Combustíveis Alternativos no Brasil Atual: Aspectos Técnicos, Econômicos e Ambientais". Instituto Mauá de Tecnologia – Centro de Pesquisas/Secretaria da Ciência, Tecnologia e Desenvolvimento Econômico do Estado de São Paulo. pp 17-29. São Paulo, Brasil.
- Wall, G. (1990). "Exergy conversion in the Japanese society." *Energy*. Vol. 15. No. 5. pp 435-444. UK.
- Walter, A. C. S, Horta Nogueira, L. A. (1991). "Métodos de alocação de custos comuns em instalações de cogeração". In: "XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (CONEM)". São Paulo, Brasil.
- Waukesha-Dresser, Co. Inc. *Gás Enginator. Generating System. Catalog and main data*. USA  
Disponível na internet: [www.waukesha.com](http://www.waukesha.com).

## Apêndice A

### Informações Gerais de Alguns Municípios Amazônicos

O Estado do Amazonas ocupa uma área de 1 567 954 km<sup>2</sup>, ou 18,42% do território brasileiro (FIBGE, 2003). Na figura seguinte, se tem a localização dos principais municípios do Estado.

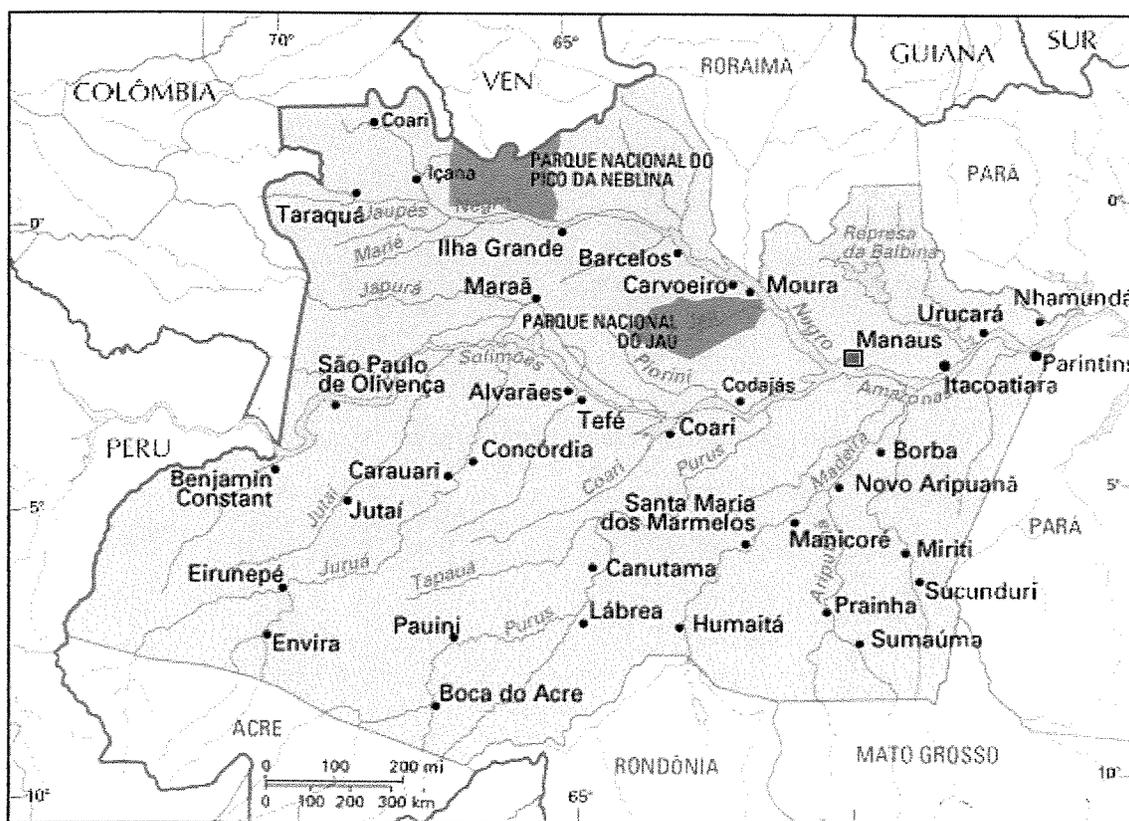


Figura 70. Mapa geopolítico do Estado do Amazonas (IPAAM, 2003).

As microrregiões amazonenses são definidas tendo como eixo, sentido Oeste-Leste, o Rio Solimões – da fronteira Oeste até Manaus, e o seu contínuo Rio Amazonas – desde Manaus até a foz atlântica a Leste. Na Tabela 28, se tem informação das populações das microrregiões.

**Tabela 28a. Microrregiões do Estado do Amazonas**

<b>Microrregião</b>	<b>Município</b>	<b>População</b>	<b>Atividade econômica por ordem de importância</b>
Alto Solimões (Oeste)	Atalaia do Norte	8 014	Borracha e madeira
	Benjamin Constant <sup>1</sup>		Borracha e madeira
	Santo Antonio do Içá	17 112	Borracha e madeira
	São Paulo de Olivença	13 647	Borracha e madeira
	Tabatinga	27 949	Extrativismo mineral e vegetal, pescado e agricultura
	Tonantins	10 048	Castanha-do-Brasil, borracha e côco
	Amaturá	4 740	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
Jutai-Solimões-Juruá (Oeste)	Jutai	14 849	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Juruá		Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Fonte Boa	16 465	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Japurá	10 697	Borracha e madeira
	Maraã	11 855	Madeira, borracha e farinha de mandioca
	Tefé <sup>1</sup>		Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária e agricultura (hortifrutigranjeiros)
	Uarini	5 309	Frutos regionais, madeira e farinha-de-Uarini
	Alvarães	8 486	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
Purus (Oeste)	Tapauá	28 689	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária e agricultura (mandioca, macaxeira, milho, arroz, feijão e cana-de-açúcar)
	Canutama	11 319	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Lábrea <sup>1</sup>		Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária de corte, agricultura (mandioca e hortifrutigranjeiros)
	Boca do Acre	24 928	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária e agricultura (mandioca, macaxeira, milho, arroz, feijão e cana-de-açúcar)
	Pauini	13 047	Madeira e farinha de mandioca

Fonte: Noronha (1996). Notas: <sup>1</sup> Principal município da microrregião. <sup>2</sup> Extração de produtos naturais variados sem regularidade, dentre vários óleos essenciais, fibras (piaçava, cipó-titica, etc.), látex de sorva, plantas medicinais, etc.

**Tabela 28b. Microrregiões do Estado do Amazonas**

<b>Microrregião</b>	<b>Município</b>	<b>População</b>	<b>Atividade econômica por ordem de importância</b>
Juruá (Oeste)	Itamarati	9 100	Borracha e madeira
	Eirunepé <sup>1</sup>		Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (mandioca, cana-de-açúcar, milho, arroz, feijão e fumo)
	Ipixuna	10 132	Borracha
	Envira	16 125	Borracha e madeira
	Carauari	19 289	Borracha, madeira e extração de látex de sorva
Madeira (Sul)	Borba		Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> castanha-do-Brasil, madeira e borracha
	Novo Aripuanã	10 691	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (banana e mandioca)
	Manicoré	32 138	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (milho, arroz, café e feijão)
	Humaitá <sup>1</sup>		Pecuária de corte, agricultura (soja e milho) e comércio atacadista
	Apuí	5 369	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (milho, arroz, café e feijão)
Alto Rio Negro (Norte)	São Gabriel da Cachoeira	23 056	Extrativismo mineral, fibras naturais (cipó-titica) e madeira
	Santa Izabel do Rio Negro	14 687	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Barcelos <sup>1</sup>	11 148	Castanha-do-Brasil, madeira, borracha e extrativismo tradicional <sup>2</sup>

Fonte: Noronha (1996). Notas: <sup>1</sup> Principal município da microrregião. <sup>2</sup> Extração de produtos naturais variados sem regularidade, dentre vários óleos essenciais, fibras (piaçava, cipó-titica, etc.), látex de sorva, plantas medicinais, etc.

**Tabela 28c. Microrregiões do Estado do Amazonas**

<b>Microrregião</b>	<b>Município</b>	<b>População</b>	<b>Atividade econômica por ordem de importância</b>
Rio Negro-Solimões (Centro)	Novo Airão	13 568	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (mandioca e melancia)
	Coari	38 772	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária de corte e leiteira e agricultura (banana e mandioca)
	Codajás	13 082	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e frutos regionais
	Anori	9 000	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (laranja e repolho)
	Beruri	7 378	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Caapiranga	6 837	Madeira, pescado e agricultura (feijão, milho e mandioca)
	Anamã	6 020	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e agricultura (laranja e pupunha)
	Careiro da Várzea	18 085	Produção de hortaliças
	Manacapuru	57 133	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pescado, pecuária de corte e agricultura (macaxeira, milho, melancia, cupuaçu e juta)
	Manaquiri	8 588	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária de corte e agricultura (abacaxi)
	Irاندuba	18 747	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária de corte e leiteira, pescado e agricultura (hortifrutigranjeiros, milho e mandioca)
	Manaus <sup>1</sup>	1 010 558	Indústria, pescado, madeira, pecuária de corte e leiteira, agricultura (hortifrutigranjeiros e frutos regionais) e turismo
	Rio Preto da Eva	7 425	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pecuária de corte e leiteira, pescado e agricultura (cacau, mamão, mandioca e laranja)
Autazes	16 904	Pecuária de corte e leiteira e agricultura (cupuaçu, milho e mandioca)	
Careiro-Castanho	32 301	Pecuária de corte e leiteira	

Fonte: Noronha (1996). Notas: <sup>1</sup> Principal município da microrregião. <sup>2</sup> Extração de produtos naturais variados sem regularidade, dentre vários óleos essenciais, fibras (piaçava, cipó-titica, etc.), látex de sorva, plantas medicinais, etc.

**Tabela 28d. Microrregiões do Estado do Amazonas**

<b>Microrregião</b>	<b>Município</b>	<b>População</b>	<b>Atividade econômica por ordem de importância</b>
<b>Médio-Amazonas (Leste)</b>	Presidente Figueiredo	7 126	Extrativismo mineral (cassiterita), pescado, madeira, agricultura (cupuaçu, macaxeira e cana-de-açúcar) e energia elétrica (UHE Balbina)
	Itacoatiara <sup>1</sup>	54 884	Madeira, castanha-do-Brasil, óleo de pau-rosa,
	Nova Olinda do Norte	13 467	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Maués	30 080	Agricultura (guaraná e melancia), óleo de pau-rosa, borracha, pescado, madeira e extração mineral de calcário
	Silves	5 665	Pecuária de corte e leiteira, agricultura (milho e mandioca) e extrativismo tradicional <sup>2</sup>
	Itapiranga	5 124	Madeira, castanha-do-Brasil e pescado
	Urucurituba	17 299	Extrativismo tradicional <sup>2</sup>
<b>Baixo Amazonas (Leste)</b>	São Sebastião do Uatumã	4 533	Extrativismo tradicional, <sup>2</sup> pescado e agricultura (mandioca e arroz)
	Nhamundá	13 105	Extrativismo tradicional <sup>2</sup> e pescado
	Urucará	10 426	Agricultura (hortifrutigranjeiros) e pescado
	Parintins <sup>1</sup>	105 300	Pecuária de corte e leiteira (bovina e bubalina), agricultura (mandioca, juta, melancia, banana, milho e frutos regionais), óleo de pau-rosa, borracha, castanha-do-Brasil, madeira e turismo
	Barreirinha	16 083	Castanha-do-Brasil, extrativismo tradicional, <sup>2</sup> madeira e pescado
	Boa Vista do Ramos	7 510	Madeira e extrativismo tradicional <sup>2</sup>

Fonte: Noronha (1996). Notas: <sup>1</sup> Principal município da microrregião. <sup>2</sup> Extração de produtos naturais variados sem regularidade, dentre vários óleos essenciais, fibras (piaçava, cipó-titica, etc.), látex de sorva, plantas medicinais, etc.

O mapa da Figura 74 delimita as áreas estaduais que compõem a Amazônia Legal, totalizando  $5,2 \cdot 10^6$  km<sup>2</sup>, ou cerca de 61 % do território brasileiro (SUDAM, 2003).



Figura 71. Mapa geopolítico da Amazônia Legal Brasileira (SUDAM, 2003).

## Apêndice B

### Metodologia Expedita Para Cálculo de Carga Térmica de Câmaras Frigoríficas

Esta metodologia, compilada de vários autores (Neves, 2000; Stocker e Jabardo, 2000; Costa, 1976), adota coeficientes médios recomendados. Nesse sentido, são consideradas as cargas sistemáticas diárias:

#### Transmissão de calor diário

$$\dot{Q}_1 = K_{\text{inf}} \cdot A_{\text{par}} \cdot \Delta T_{\text{ext. à câm.}} \quad (199)$$

#### Resfriamento da carga material diário

$$\dot{Q}_2 = c_{\text{prod}} \cdot CD \cdot \Delta T_{\text{prod. à câm.}} \quad (200)$$

#### Carga térmica de infiltração diária de ar

$$\dot{Q}_3 = F \cdot V_{\text{câm.}} \quad (201)$$

### Carga térmica da potência diária dissipada por motores elétricos

$$\dot{Q}_4 = 20,64 \left( 77,706 + 6,6099V_{\text{câm.}} - 0,0024V_{\text{câm.}}^2 \right) \quad (202)$$

### Cargas térmicas diárias eventuais

$$\dot{Q}_5 = 0,1 \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_i \quad (203)$$

### Carga térmica diária total

$$\dot{Q} = \sum_{j=1}^5 \dot{Q}_j \quad (204)$$

### Carga térmica em média de 10 [hora/dia], em [kW]

$$\dot{q} = \dot{Q} / 8\ 600 \quad (205)$$

Nestas expressões, os termos e seus valores assumidos são:

- $K_{\text{inf.}}$  – Coeficiente de transmissão de calor que leva em conta a insolação média e a transmissão por paredes. Nesta tese, adota-se o valor 5 [(kcal/m<sup>2</sup>.K)/dia] (MADEF/YORK, 2003), que alcança espessuras de isolamento com poliuretano de até 200 [mm] de espessura total e 238,15 [K] (-35 C) de temperatura interna.
- $A_{\text{par.}}$  [m<sup>2</sup>] – Área interna total de paredes, estimada à partir do volume interno da câmara  $V_{\text{câm.}}$  [m<sup>3</sup>] e o pé-direito interno  $H_{\text{câm.}}$  [m]:

$$A_{\text{par.}} = \frac{V_{\text{câm.}}}{H_{\text{câm.}}} \quad (206)$$

- $\Delta T_{\text{ext. à câm.}}$  [K] – Diferença de temperatura entre o exterior e o interior da câmara.
- $c_{\text{prod.}}$  – Calor específico do produto. Adotado o valor médio 0,86 [kcal/kg.K] (Neves, 2000).
- CD [kg/dia] – Carregamento material diário da câmara.
- $\Delta T_{\text{prod. à câm.}}$  [K] – Diferença de temperatura entre o produto que adentra a câmara e esta.
- F – Fator de infiltração de ar. Adotado o valor 130 [kcal/m<sup>3</sup>] (Costa, 1982).

## Apêndice C

### Correção da Potência Útil e do Consumo Específico de Motores de Combustão Interna Pelo Método ISO 3046/1

A norma ISO 3046/1 (ABNT, 1995) estabelece critérios de correção para potência e consumo específico apropriados para comissionamento de motores de combustão interna no local de operação, quando as condições ambientais são diferentes das condições ISO padrão. Para tanto, são definidos parâmetros de ajuste de potência e de consumo específico que têm embasamento em argumentos teóricos da teoria do escoamento compressível.

Nesta norma, o parâmetro de ajuste de potência é definido como:

$$\alpha_P \equiv \frac{\dot{W}_{m,local}}{\dot{W}_{m,ISO}} \quad (207)$$

E a definição do parâmetro de ajuste de consumo específico é dada como:

$$\alpha_{Ce} \equiv \frac{Ce_{local}}{Ce_{ISO}} \quad (208)$$

A norma ISO 3046/1 (ABNT, 1995) fornece correlações para  $\alpha_P$  e  $\alpha_{Ce}$ , obtidas de vários experimentos com motores de ignição por compressão (Diesel) e por centelha, aspirados e turbo-comprimidos, sem e com pós-resfriador. Como sejam:

$$\alpha_p = R - 0,7(1 - R) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (209)$$

$$R = \left( \frac{p_{\text{local}} - a \cdot \phi_{\text{local}} \cdot p_{\text{vp sat.local}}}{p_{\text{ISO}} - a \cdot \phi_{\text{ISO}} \cdot p_{\text{vp sat.ISO}}} \right)^m \left( \frac{T_{\text{ISO}}}{T_{\text{local}}} \right)^n \left( \frac{T_{\text{pós-refr.ISO}}}{T_{\text{pós-refr.local}}} \right)^t \quad (210)$$

$$\alpha_{Ce} = \frac{R}{\alpha_p} \quad (211)$$

Onde:  $\eta_m$  é o rendimento mecânico estabelecido entre o motor e a máquina movida; e os seguintes coeficientes são dados na Tabela 29:  $a$  – fator que depende do tipo de motor e do tipo de alimentação de ar;  $m$ ,  $n$  e  $t$  – expoentes estatísticos, aqui considerados apenas para o caso de motores Diesel.

Ademais, a relação (210) exige as pressões barométricas: local  $p_{\text{local}}$  e padrão  $p_{\text{ISO}}$ ; as pressões de vapor: local  $p_{\text{vp sat.local}}$  e padrão  $p_{\text{vp sat.ISO}}$ ; as umidades relativas: local  $\phi_{\text{local}}$  e padrão  $\phi_{\text{ISO}}$ ; as temperaturas de bulbo seco do ar: padrão  $T_{\text{ISO}}$  e local  $T_{\text{local}}$ ; e as temperaturas da água de refrigeração do pós-resfriador: padrão  $T_{\text{pós-refr.ISO}}$  e local  $T_{\text{pós-refr.local}}$ . Os parâmetros padrão (ISO) são:  $p_{\text{ISO}} = 100$  [kPa] (0,989 atm),  $T_{\text{ISO}} = 298,15$  [K] (25 C),  $\phi_{\text{ISO}} = 30$  [%] e  $p_{\text{vp sat.ISO}} = 3,17$  [kPa]. A norma pressupõe que os parâmetros locais e o rendimento mecânico  $\eta_m$  devem ser medidos em ensaio.

Havendo indisponibilidade de condições para realizar ensaios de comissionamento, situação comum em estudos de planejamento, a norma ISO 3046/1 (ABNT, 1995) admite  $\eta_m = 0,80$ . Neste caso, também os valores dos parâmetros locais deverão ser estimados. Nesta tese são assumidos valores históricos para os parâmetros  $p_{\text{local}}$ ,  $\phi_{\text{local}}$ ,  $T_{\text{local}}$  e  $p_{\text{vp sat.local}}$ ; e a presunção

de que a temperatura da água de refrigeração do pós-aquecedor não se altera com a mudança de ambiente ( $T_{\text{pós-refr.local}} = T_{\text{pós-refr.ISO}}$ ).

**Tabela 29. Valores dos coeficientes da regressão de  $R$  da norma ISO 3046/1**

Tipo de alimentação de ar	$a$	$m$	$N$	$t$
Aspiração natural, potência limitada por excesso de ar	1	1	0,75	0
Aspiração natural, potência limitada por razões térmicas	0	1	1	0
Turboalimentados – sem pós-arrefecedor	0	0,7	2	0
Turboalimentados – com pós-arrefecedor	0	0,7	1,2	1

Fonte: NBR ISO 3046/1 (ABNT, 1995)

## Apêndice D

### Parâmetros Para Dimensionamento de Serpentinhas Amônia-Ar e Viscosidade de Soluções Água-amônia

#### D.1 Serpentinhas Amônia-ar

A Tabela 30 fornece dados para cálculos de dimensionamento de tubos aletados para serpentinhas de evaporação de amônia sob fluxo cruzado de ar, conforme o padrão MADEF<sup>®</sup> (2003). A Figura 72 disponibiliza a geometria do tubo.

**Tabela 30. Serpentina de tubos de aço padrão MADEF<sup>®</sup> DN 1 pol. – 2,5 aleta/pol.**

$\bar{v}_{ar}$ [m/s] <sup>1</sup>	$U_{ext}$ [kW/m <sup>2</sup> .K] <sup>2</sup>	$\epsilon_{al}$ <sup>3</sup>	$F_{bp}$ <sup>4</sup>			
			$F = 4$ <sup>5</sup>	$F = 6$ <sup>5</sup>	$F = 8$ <sup>5</sup>	$F = 10$ <sup>5</sup>
2,0	0,07262	0,620	0,525	0,381	0,276	0,200
2,5	0,08324	0,600	0,562	0,422	0,316	0,237
3,0	0,09304	0,58	0,592	0,456	0,351	0,270
3,5	0,10220	0,565	0,616	0,484	0,380	0,298
4,0	0,11090	0,550	0,639	0,511	0,408	0,326
$\alpha_{int.} = 1,086 [(m^2/fila)/m^2_{face}]^6$						
$\alpha_{al.} = 6,980 [(m^2/fila)/m^2_{face}]^6$						
$\alpha_{ext.} = 1,425 [(m^2/fila)/m^2_{face}]^6$						

Fonte: MADEF-YORK (2003). Notas: <sup>1</sup> Velocidade média de face do ar. <sup>2</sup> Coeficiente de película externo. <sup>3</sup> Eficiência da aleta. <sup>4</sup> Fator *by-pass*. <sup>5</sup> Número de filas de tubos. <sup>6</sup> Densidade de tubos

Tendo, na tabela acima, a velocidade do ar  $\bar{v}_{ar}$  [m/s] como diretriz para todas as serpentinhas com 4 a 10 filas de tubos, valem as seguintes regressões para o coeficiente de película externo e a eficiência de aletas:

$$U_{\text{ext}} = 0,018\ 34 + 0,033\ 06 \bar{v}_{\text{ar}} - 0,003\ 44 \bar{v}_{\text{ar}}^2 + 0,000\ 24 \bar{v}_{\text{ar}}^3 \quad (212)$$

$$\varepsilon_{\text{al}} = 0,250 + 0,615 \bar{v}_{\text{ar}} + 0,348\ 333 \bar{v}_{\text{ar}}^2 - 0,08 \bar{v}_{\text{ar}}^3 + 0,003\ 667 \bar{v}_{\text{ar}}^4 \quad (213)$$

E, para estas mesmas serpentinas, mas restringindo aos tipos de 8 e 10 filas de tubos, que são os arranjos mais usuais em refrigeração industrial, tem-se as regressões que seguem para o fator *by-pass*, respectivamente, também funções de  $\bar{v}_{\text{ar}}$  [m/s]:

$$F_{\text{bp},8\text{f}} = 0,296 - 0,218\ 667 \bar{v}_{\text{ar}} + 0,179 \bar{v}_{\text{ar}}^2 - 0,453\ 333 \bar{v}_{\text{ar}}^3 + 0,004 \bar{v}_{\text{ar}}^4 \quad (214)$$

$$F_{\text{bp},10\text{f}} = 0,242 - 0,233\ 667 \bar{v}_{\text{ar}} + 0,181 \bar{v}_{\text{ar}}^2 - 0,453\ 333 \bar{v}_{\text{ar}}^3 + 0,004 \bar{v}_{\text{ar}}^4 \quad (215)$$

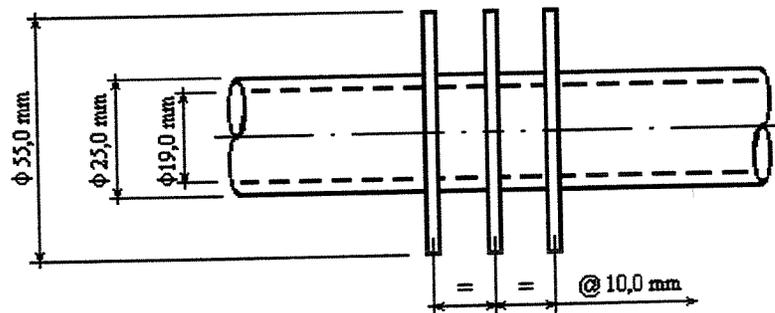


Figura 72. Padrão de tubo de aço aletado para serpentina MADEF<sup>®</sup> (2003).

## D.2 Viscosidade de soluções

A correlação abaixo fornece esta propriedade de transporte das soluções água-amônia, que não é disponível no programa EES<sup>®</sup>. Foram obtidas por Figueiredo (1980), de dados tabelados.

$$\mu_{\text{sol}} = \kappa_a \cdot e^{-\kappa_b T_{\text{sol}}} \quad (216)$$

Os parâmetros  $\kappa$  da equação (216) são fornecidos pelas seguintes regressões polinomiais, em termos da concentração mássica da solução  $X_{\text{sol.}}$  [kg/kg]:

$$\kappa_a = \begin{cases} 5,55 + 4,34X_{\text{sol.}} + 47,57X_{\text{sol.}}^2 - 126,67X_{\text{sol.}}^3, & \text{se } X_{\text{sol.}} \leq 0,4 \\ 12,44 - 8,91X_{\text{sol.}} - 19,01X_{\text{sol.}}^2 + 16,11X_{\text{sol.}}^3, & \text{se } X_{\text{sol.}} > 0,4; \end{cases} \quad (217)$$

$$\kappa_b = 0,0189 + 0,0302X_{\text{sol.}} - 0,0596X_{\text{sol.}}^2 + 0,0151X_{\text{sol.}}^3 \quad (218)$$

Nos casos em que a concentração sofre variações ao longo do comprimento, pode-se adotar nestas regressões seu valor médio, entre os valores de montante e jusante da estação (ponto) em questão:

$$\bar{X}_{\text{sol.}} = \frac{1}{2}(X_{\text{sol.},\text{mont.}} + X_{\text{sol.},\text{jus.}}) \quad (219)$$