

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Aplicação da Neguentropia na Modelagem  
Termoeconômica de Sistemas**

**José Joaquim Conceição Soares Santos**

**Itajubá, Agosto de 2009**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**TESE DE DOUTORADO**

**Aplicação da Neguentropia na Modelagem  
Termoeconômica de Sistemas**

**Autor: José Joaquim Conceição Soares Santos**

**Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

Itajubá, Agosto de 2009

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**TESE DE DOUTORADO**

# **Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas**

**Autor: José Joaquim Conceição Soares Santos**

**Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

**Curso: Doutorado em Engenharia Mecânica**

**Área de Concentração: Conversão de Energia**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Agosto de 2009

M.G. – Brasil

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –  
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB\_6/1700

S237m

Santos, José Joaquim Conceição Soares

Aplicação da neguentropia na modelagem termoeconômica de sistemas / José Joaquim Conceição Soares Santos. -- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2009.

140 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento.

Co-orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Termoeconomia. 2. Aplicação da neguentropia. 3. Fluxo fictício. 4. Parcela da exergia. I. Nascimento, Marco Antônio Rosa do, orient. II. Lora, Electo Eduardo Silva, co-orient. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU 536.7(043)

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**TESE DE DOUTORADO**

# **Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas**

**Autor: José Joaquim Conceição Soares Santos**

**Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

Composição da Banca Examinadora:

**Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Júnior - USP**

**Prof. Dr. Marcelo Risso Errera - UFPR**

**Prof. Dr. Vladimir Rafael Melian Cobas - UNIFEI**

**Prof. Dr. Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva - UNIFEI**

**Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, Co-Orientador - UNIFEI**

**Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento, Orientador - UNIFEI**

## **Dedicatória**

*À minha esposa Neuza*

*Aos meus filhos Rodjer, Paula e Leonardo*

*Aos meus pais Joaquim e Elizabeth*

*Aos meus irmãos Maximiliano, Francelina e Hildeberto*

## **Agradecimentos**

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento pela Oportunidade.

Ao meu Co-Orientador, Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora pelas Parcerias e Amizade.

Ao Prof. Dr. Arnaldo Martín Martínez Reyes, pelas Valiosas Sugestões e Amizade.

Aos membros da banca examinadora do meu exame de qualificação pelo Debate e pelas Valiosas Sugestões, e principalmente ao Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Júnior pelo apoio e acompanhamento durante a minha participação no ECOS`2008 em Cracóvia na Polônia.

Ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e ao Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída pelo apoio financeiro que possibilitou a minha viagem e hospedagem em Cracóvia na Polônia para participar do ECOS`2008.

A Todos os Professores, Pesquisadores, Alunos e Colaboradores que passaram pelo Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída nos últimos sete anos pelo companheirismo, colaboração e amizade, e principalmente ao Felipe R. Ponce Arrieta, José Carlos Escobar Palacio e Julio A. Mendes da Silva pelos interessantes e infinitos debates sobre a termoeconomia em geral e particularmente sobre a neguentropia.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu para a realização desta tese, e aos amigos que fiz nesta Instituição, pelo convívio profissional.

À CAPES, através do seu Programa de Bolsas de Estudo, pelo apoio financeiro.

*Assim como Uma Mentira nunca vai ser Uma Verdade só porque a espalham, Uma Verdade nunca vai se transformar em Uma Mentira por não a aceitarem como tal.*

## Resumo

**SANTOS, J. J. C. S. (2009)**, *Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas*, Itajubá, 140p. Tese (Doutorado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Todas as metodologias termoeconômicas usam a exergia para definir a estrutura produtiva de sistemas (Modelo E). Para melhorar os resultados, se desagrega a exergia nas suas parcelas térmica, mecânica e química. Porém, este tipo de desagregação da exergia não é suficiente para uma adequada alocação do custo dos resíduos e dos equipamentos dissipativos. Por isso, algumas metodologias incluem fluxos de neguentropia na estrutura produtiva, como um fluxo fictício. No entanto, a aplicação da negentropia como um fluxo fictício, juntamente com a exergia (Modelo E&S), conduz a algumas inconsistências e inaplicabilidade desta metodologia. Percebendo isso, esta tese apresenta uma nova metodologia termoeconômica (Modelo H&S), que consegue evitar todas estas inconsistências e inaplicabilidade e ainda aproveita todas as vantagens da aplicação da negentropia na modelagem termoeconômica. O Modelo H&S aplica a negentropia como uma das parcela da exergia física, juntamente com a entalpia. Esta nova metodologia (Modelo H&S) faz o uso simultâneo das duas estratégias que vêm sendo usadas pelas metodologias termoeconômicas para melhorar a precisão dos resultados: (i) a desagregação da exergia nas suas parcelas, e (ii) a utilização da negentropia.

### ***Palavras-chave***

Termoeconomia, Aplicação da Neguentropia, Fluxo Fictício, Parcela da Exergia.

## **Abstract**

**SANTOS, J. J. C. S. (2009)**, *On the Negentropy Application in Thermoeconomics*, Itajubá, 140p. PhD. Thesis - Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

All thermoeconomic methodologies use the exergy to define the productive structure of thermal systems (E Model). In order to improve the accuracy of the results, sometimes, it is necessary to disaggregate the exergy into thermal, mechanical and chemical component. Because this kind of disaggregation does not allow the adequate allocation of the residues and dissipative component cost, in order to apportion their cost to the productive component and products of the system, some methodologies include the negentropy flow in the productive structure, as a fictitious flow. However, the application of the negentropy as a fictitious flow, joined up with exergy flow (E&S Model), leads to some inconsistencies and inapplicability of this approach. This work presents a new thermoeconomic methodology (H&S Model), which avoids all these inconsistencies and inapplicability and takes all the advantages of the negentropy application in thermoeconomics. The H&S Model applies the negentropy as a physical exergy component flow, joined up with enthalpy flow. This new approach (H&S Model) uses simultaneously both strategies generally used to improve the accuracy of the results in thermoeconomics: (i) the disaggregation of exergy; and (ii) the use of negentropy.

### ***Keywords***

Thermoeconomics, Negentropy Application, Fictitious Flow, Exergy Component Flow.

## Sumário

LISTA DE FIGURAS .....	iv
LISTA DE TABELAS.....	vii
SIMBOLOGIA.....	x
CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO .....	1
CAPÍTULO 2 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE: A APLICAÇÃO DAS PRINCIPAIS METODOLOGIAS TERMOECONÔMICAS.....	8
2.1 Custos: Definições e Conceitos.....	9
2.2 Descrição dos Modelos Físicos.....	10
2.2.1 Ciclo Brayton de Cogeração.....	11
2.2.2 Ciclo Rankine de Potência .....	13
2.3 Modelagem e Avaliação Termoeconômica.....	14
2.3.1 Exergia Total dos Fluxos Físicos .....	14
2.3.1.1 Ciclo Brayton de Cogeração .....	15
2.3.1.2 Ciclo Rankine de Potência.....	19
2.3.2 Exergia Total dos Fluxos Produtivos .....	22
2.3.2.1 Ciclo Brayton de Cogeração .....	23
2.3.2.2 Ciclo Rankine de Potência.....	26
2.3.3 Exergia Térmica e Mecânica dos Fluxos Produtivos .....	28
2.3.4 Exergia Total e Neguentropia dos Fluxos Produtivos.....	31
2.3.4.1 Ciclo Brayton de Cogeração .....	32
2.3.4.2 Ciclo Rankine de Potência.....	34
2.4 Críticas às Metodologias Termoeconômicas .....	36

CAPÍTULO 3	A NEGUENTROPIA COMO PARCELA DA EXERGIA: A PROPOSTA PARA UNIFICAÇÃO TERMOECONÔMICA .....	39
3.1	Desagregação da Exergia .....	40
3.2	Resíduos e Equipamentos Dissipativos. ....	45
3.2.1	Condensador .....	46
3.2.2	Gases de Exaustão. ....	48
3.3	Estrutura Produtiva .....	49
3.3.1	Ciclo Rankine de Potência .....	51
3.3.2	Ciclo Brayton de Cogeração. ....	53
3.4	Equações e Custos Unitários. ....	55
3.4.1	Ciclo Rankine de Potência .....	56
3.4.2	Ciclo Brayton de Cogeração. ....	58
3.5	Comparação com as Outras Metodologias .....	60
CAPÍTULO 4	ESTUDO DE CASO I: ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE DUAS PLANTAS DUAIS COM TURBINA A VAPOR .....	68
4.1	Com Turbina de Condensação e Extração .....	70
4.1.1	Descrição da Planta. ....	70
4.1.2	Modelagem e Análise Termoeconômica. ....	73
4.1.2.1	Modelo E: sem neguentropia .....	73
4.1.2.2	Modelo E&S: neguentropia como um fluxo fictício .....	76
4.1.2.3	Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física ..	80
4.1.2.4	Análise Comparativa: eficiência, custo e equações auxiliares. ....	82
4.2	Com Turbina de Contrapressão. ....	87
4.2.1	Descrição da Planta. ....	87
4.2.2	Modelagem e Análise Termoeconômica. ....	89
4.2.2.1	Modelo E: sem neguentropia .....	89
4.2.2.2	Modelo E&S: neguentropia como um fluxo fictício .....	90
4.2.2.3	Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física ..	93
4.2.2.4	Análise Comparativa: custo e equações auxiliares .....	95
CAPÍTULO 5	ESTUDO DE CASO II: SISTEMA DE TURBINA A GÁS REGENERATIVA E PLANTA DE CICLO COMBINADO. ....	98
5.1	Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa .....	98
5.1.1	Descrição da Planta. ....	98

5.1.2	Modelagem e Análise Termoeconômica. . . . .	101
5.1.2.1	Modelo E: sem neguentropia . . . . .	101
5.1.2.2	Modelo E&S: neguentropia como um fluxo fictício . . . . .	103
5.1.2.3	Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física . . . . .	105
5.1.2.4	Análise Comparativa: custo e equações auxiliares . . . . .	107
5.2	Termelétrica de Ciclo Combinado . . . . .	110
5.2.1	Descrição da Planta. . . . .	110
5.2.2	Modelagem e Análise Termoeconômica. . . . .	113
5.2.2.1	Modelo E: sem neguentropia . . . . .	113
5.2.2.2	Modelo E&S: neguentropia como um fluxo fictício . . . . .	115
5.2.2.3	Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física . . . . .	117
5.2.2.4	Análise Comparativa: custo e equações auxiliares . . . . .	119
CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES. . . . .		122
REFERÊNCIAS. . . . .		128
ANEXO UNIDADES TÉRMICAS DE DESSALINIZAÇÃO . . . . .		134
A.1	MSF: Evaporação Multietapa por Efeito Flash . . . . .	135
A.2	MED: Destilação a Múltiplos Efeitos . . . . .	137
A.2.1	MED-TVC: MED com Termocompressão do Vapor . . . . .	138
A.2.2	MED-AHP: MED com Bomba de Calor por Absorção . . . . .	139

## Lista de Figuras

Figura 2.1	Estrutura Física do Ciclo Brayton de Cogeração. ....	11
Figura 2.2	Estrutura Física do Ciclo Rankine de Potência . ....	13
Figura 2.3	Representação Gráfica da Alocação dos Gases de Exaustão. ....	15
Figura 2.4	Representação Gráfica da Alocação do Custo do Condensador . ....	19
Figura 2.5	Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton de Cogeração usando Exergia Total. ....	24
Figura 2.6	Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine de Potência usando Exergia Total. ....	26
Figura 2.7	Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton de Cogeração usando Exergia Parcial . ....	28
Figura 2.8	Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton usando Exergia Total e Neguentropia . ....	32
Figura 2.9	Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine usando Exergia Total e Neguentropia . ....	35
Figura 3.1	Representação do Ciclo Rankine de Potência no Diagrama h-s . ....	47
Figura 3.2	Representação do Ciclo Brayton de Cogeração no Diagrama h-s. ....	48
Figura 3.3	Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine de Potência segundo o Modelo H&S. ....	52
Figura 3.4	Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton de Cogeração segundo o Modelo H&S. ....	53
Figura 3.5	Reta Solução na Alocação de Custos na Cogeração . ....	61
Figura 3.6	Comparação dos Custos Exergéticos Unitários no Ciclo Brayton de Cogeração . ....	63
Figura 3.7	Estrutura Física de um Ciclo Rankine Reversível. ....	64
Figura 3.8	Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine Reversível segundo o Modelo H&S. ....	65

Figura 4.1	Unidade Térmica de Dessalinização do tipo MED-TVC . . . . .	69
Figura 4.2	Estrutura Física da Planta Dual com Turbina de Condensação e Extração.	71
Figura 4.3	Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E . . . .	73
Figura 4.4	Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E&S. .	76
Figura 4.5	Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo H&S .	80
Figura 4.6	Custo Monetário Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCE	83
Figura 4.7	Custo Exergético Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCE. . . . .	83
Figura 4.8	Estrutura Física da Planta Dual com Turbina a Vapor de Contrapressão . .	87
Figura 4.9	Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E . . . .	89
Figura 4.10	Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E&S. .	91
Figura 4.11	Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo H&S. .	93
Figura 4.12	Custo Monetário Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCP	95
Figura 4.13	Custo Exergético Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCP. . . . .	96
Figura 5.1	Estrutura Física da Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa . . . . .	99
Figura 5.2	Estrutura Produtiva do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E). . . . .	101
Figura 5.3	Estrutura Produtiva do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E&S) . . . . .	103
Figura 5.4	Estrutura Produtiva do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo H&S). . . . .	105
Figura 5.5	Custo Monetário Unitário dos Produtos Finais no Sistema de Cogeração .	108
Figura 5.6	Custo Exergético Unitário dos Produtos Finais no Sistema de Cogeração.	108
Figura 5.7	Estrutura Física da Unidade Termelétrica de Ciclo Combinado. . . . .	111
Figura 5.8	Estrutura Produtiva da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E) . . .	113
Figura 5.9	Estrutura Produtiva da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E&S).	115
Figura 5.10	Estrutura Produtiva da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo H&S).	117
Figura 5.11	Custo Monetário Unitário dos dois Fluxos de Potência Mecânica Produzidos. . . . .	119
Figura 5.12	Custo Exergético Unitário dos dois Fluxos de Potência Mecânica Produzidos. . . . .	120
Figura A.1	Fluxos Básicos do Processo de Dessalinização. . . . .	134
Figura A.2	Processo de Destilação Multietapa por efeito Flash (MSF) . . . . .	136
Figura A.3	Processo de Destilação a Múltiplos Efeitos (MED) . . . . .	137

Figura A.4	MED com Termocompressão do Vapor (MED-TVC) . . . . .	139
Figura A.5	MED com Bomba de Calor por Absorção (MED-AHP). . . . .	140

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Descrição dos Fluxos Físicos do Ciclo Brayton de Cogeração. . . . .	12
Tabela 2.2	Composição Química Elementar dos Fluxos de Ar e Gases. . . . .	12
Tabela 2.3	Fluxo Monetário Externo dos Equipamentos . . . . .	13
Tabela 2.4	Descrição dos Fluxos Físicos do Ciclo Rankine de Potência . . . . .	14
Tabela 2.5	Estrutura Produtiva do Ciclo Brayton de Cogeração com Base na Exergia Total. . . . .	15
Tabela 2.6	Custo Unitário dos Fluxos Físicos de Exergia no Ciclo Brayton de Cogeração . . . . .	18
Tabela 2.7	Estrutura Produtiva do Ciclo Rankine de Potência segundo a TCE . . . . .	19
Tabela 2.8	Estrutura Produtiva do Ciclo Rankine de Potência segundo a SPECO. . . . .	21
Tabela 2.9	Custo Unitário dos Fluxos Físicos de Exergia no Ciclo Rankine de Potência. . . . .	22
Tabela 2.10	Custo Unitário dos Fluxos Produtivos de Exergia Total no Ciclo Brayton. . . . .	26
Tabela 2.11	Custo Exergético Unitário dos Fluxos Produtivos de Exergia no Ciclo Rankine . . . . .	27
Tabela 2.12	Estrutura Produtiva do Ciclo Brayton com Exergia Parcial segundo a TECE. . . . .	30
Tabela 2.13	Custo Unitário dos Fluxos Produtivos de Exergia Parcial no Ciclo Brayton . . . . .	31
Tabela 2.14	Custo dos Fluxos Produtivos de Exergia e de Neguentropia no Ciclo Brayton . . . . .	34
Tabela 2.15	Custo dos Fluxos Produtivos de Exergia e de Neguentropia no Ciclo Rankine . . . . .	36
Tabela 3.1	Composição Química Elementar do Gás Natural Combustível . . . . .	42
Tabela 3.2	Exergia Química Padrão dos Componentes do Gás Natural. . . . .	43
Tabela 3.3	Função Polinomial para Calor Específico dos Gases . . . . .	44
Tabela 3.4	Custo dos Fluxos Internos do Ciclo Rankine segundo o Modelo H&S . . . . .	57

Tabela 3.5	Custo dos Fluxos Produtivos do Ciclo Brayton segundo o Modelo H&S. . .	60
Tabela 3.6	Descrição dos Fluxos Físicos do Ciclo Rankine Reversível. . . . .	65
Tabela 3.7	Custo dos Fluxos do Ciclo Rankine Reversível segundo o Modelo H&S . .	66
Tabela 4.1	Descrição dos Principais Fluxos Térmicos da Unidade de Dessalinização. .	69
Tabela 4.2	Fluxos Monetários Externos dos Equipamentos da Unidade de Dessalinização. . . . .	70
Tabela 4.3	Descrição dos Principais Fluxos Físicos da Planta Dual com TVCE . . . . .	72
Tabela 4.4	Fluxo Monetário Externo dos Equipamentos da Planta Dual com TVCE . .	72
Tabela 4.5	Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E. . . . .	75
Tabela 4.6	Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E&S. . . . .	78
Tabela 4.7	Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo H&S. . . . .	81
Tabela 4.8	Descrição dos Principais Fluxos Físicos da Planta Dual com TVCP . . . . .	88
Tabela 4.9	Fluxo Monetário Externo dos Equipamentos da Planta Dual com TVCP . .	88
Tabela 4.10	Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E. . . . .	90
Tabela 4.11	Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E&S. . . . .	92
Tabela 4.12	Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo H&S. . . . .	94
Tabela 5.1	Descrição dos Fluxos Físicos da Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa . . . . .	99
Tabela 5.2	Composição do Ar e dos Gases na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa . . . . .	100
Tabela 5.3	Custo Horário dos Equipamentos do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa . . . . .	100
Tabela 5.4	Custo Unitário na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E). . . . .	102
Tabela 5.5	Custo Unitário na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E&S) . . . . .	104
Tabela 5.6	Custo Unitário na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo H&S) . . . . .	106
Tabela 5.7	Composição do Ar e dos Gases na Termelétrica de Ciclo Combinado. . . . .	111
Tabela 5.8	Descrição dos Fluxos Físicos da Termelétrica de Ciclo Combinado . . . . .	112
Tabela 5.9	Custo Horário dos Equipamentos da Termelétrica de Ciclo Combinado . . .	112

Tabela 5.10	Custo Unitário dos Fluxos da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E).....	114
Tabela 5.11	Custo Unitário dos Fluxos da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E&S).....	116
Tabela 5.12	Custo Unitário dos Fluxos da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo H&S).....	118

## Simbologia

### Maiúsculas

$C$	Custo Monetário de um Fluxo [\$/h]
$C_p$	Calor Específico a Pressão Constante [kJ/kmol.K]
$E$	Exergia Total de um Fluxo [kW]
$H$	Entalpia de um Fluxo [kW]
$M$	Massa Molar [kg/kmol]
$P$	Potência Elétrica ou Mecânica [kW]
$Q$	Calor em Base Exergética [kW]
$R$	Constante Universal dos Gases Ideais [kJ/kmol.K]
$S$	Neguentropia de um Fluxo [kW]
$T$	Temperatura [K]
$W$	Potência Mecânica [kW]
$X$	Exergia Química de um Fluxo [kW]
$Z$	Custo Horário devido ao Investimento, Operação e Manutenção [\$/h]

### Minúsculas

$c$	Custo Monetário Unitário de um Fluxo [\$/kWh]
$e$	Exergia Específica [kJ/kg]
$h$	Entalpia Específica [kJ/kg]
$k$	Custo Exergético Unitário de um Fluxo [kW/kW]
$m$	Vazão Mássica [kg/s]
$p$	Pressão [bar]
$s$	Entropia Específica [kJ/kg.K]

$x$	Exergia Química Específica [kJ/kg]
$y$	Fração Molar [-]

## Gregas

$\eta$	Eficiência da Segunda Lei da Termodinâmica [%]
$\rho$	Fração de Aumento de Entropia [-]

## Sobrescritos

$E$	Modelo Termoeconômico baseado na Exergia Total
$E\&S$	Modelo Termoeconômico baseado na Exergia Total e Neguentropia
$F$	Parcela Física
$H$	Parcela Entálpica
$H\&S$	Modelo Termoeconômico que usa a Neguentropia como parcela da Exergia
$M$	Parcela Mecânica
$Q$	Parcela Química
$S$	Parcela Neguentrópica
$T$	Parcela Térmica
$o$	Padrão (referente à exergia química padrão)

## Subscritos

$C$	Condensador
$o$	Oriundo do ou Direcionado ao Ambiente
$TB$	Turbina a Vapor de Baixa Pressão
$U$	Útil

## Abreviaturas

$A$	Água Dessalinizada ou Unidade (subsistema) chamada de Ambiente
$B$	Bomba de Alimentação
$BA$	Bomba de Alta Pressão
$BB$	Bomba de Baixa Pressão
$BC$	Bomba de Condensado

$B_E$	Bifurcação de Exergia Total
$B_{Eb}$	Bifurcação de Exergia Total no ciclo Brayton
$B_{Er}$	Bifurcação de Exergia Total no ciclo Rankine
$B_H$	Bifurcação de Entalpia
$B_{Hb}$	Bifurcação de Entalpia no ciclo Brayton
$B_{Hr}$	Bifurcação de Entalpia no ciclo Rankine
$B_P$	Bifurcação de Potência
$B_{Pe}$	Bifurcação de Potência Elétrica
$B_{Pm}$	Bifurcação de Potência Mecânica
$B_S$	Bifurcação de Neguentropia
$B_{Sb}$	Bifurcação de Neguentropia no ciclo Brayton
$B_{Sr}$	Bifurcação de Neguentropia no ciclo Rankine
$C$	Condensador, Condensador Auxiliar ou Combustível
$CA$	Compressor de Ar
$CC$	Câmara de Combustão
$CR$	Caldeira de Recuperação
$D$	Desaerador
$E$	Modelo Termoeconômico baseado na Exergia Total
$EI$	Primeiro Efeito do Evaporador da Unidade de Dessalinização
$EI-TC$	Primeiro Efeito do Evaporador – Termocompressor
$EI:8-C-TC$	Unidade de Dessalinização (Evaporador, Condensador e Termocompressor)
$E2:8$	Do Segundo ao Oitavo Efeito do Evaporador da Unidade de Dessalinização
$E2:8-C$	Evaporador (do segundo ao oitavo efeito) – Condensador Auxiliar
$E&S$	Modelo Termoeconômico baseado na Exergia Total e Neguentropia
$E&S-MP$	Modelo E&S – Critério do Multiproduto
$E&S-SP$	Modelo E&S – Critério do Subproduto
$GE$	Gerador Elétrico
$GPD$	Galões Imperiais por Dia
$GV$	Gerador de Vapor
$H&S$	Modelo Termoeconômico que usa a Neguentropia como parcela da Exergia
$H&S-MP$	Modelo H&S – Critério do Multiproduto
$H&S-SP$	Modelo H&S – Critério do Subproduto
$J_E$	Junção de Exergia Total
$J_{Eb}$	Junção de Exergia Total no ciclo Brayton

$J_{Er}$	Junção de Exergia Total no ciclo Rankine
$J_H$	Junção de Entalpia
$J_{Hb}$	Junção de Entalpia no ciclo Brayton
$J_{Hr}$	Junção de Entalpia no ciclo Rankine
$J_E^T$	Junção de Exergia Térmica
$J_{E\&P}$	Junção de Exergia Total e Potência
$J_P$	Junção de Potência
$J_{Pm}$	Junção de Potência Mecânica
$J_S$	Junção de Neguentropia
$J_{Sb}$	Junção de Neguentropia no ciclo Brayton
<i>MED-TVC</i>	Multiple Effect Distillation – Thermal Vapor Compression
<i>MP</i>	Critério do Multiproduto para Formulação das Equações Auxiliares
<i>MSF</i>	Multi-Stage Flash
<i>P</i>	Potência
<i>PA</i>	Pré-Aquecedor
$P_L$	Potência Elétrica Líquida
$Q_C$	Calor (exergia) do Combustível
<i>R</i>	Regenerador
<i>SIDEM</i>	Société International de Dessalement
<i>SP</i>	Critério do Subproduto para Formulação das Equações Auxiliares
<i>TA</i>	Turbina a Vapor de Alta Pressão
<i>TB</i>	Turbina a Vapor de Baixa Pressão
<i>TB-C</i>	Turbina a Vapor de Baixa Pressão – Condensador
<i>TC</i>	Termocompressor da Unidade de Dessalinização
<i>TG</i>	Turbina a Gás
<i>T&amp;M-AFT</i>	Modelagem com Exergia Térmica e Mecânica segundo a Análise Funcional
<i>T&amp;M-TECE</i>	Modelagem com Exergia Térmica e Mecânica segundo a Teoria Estrutural
<i>TV</i>	Turbina a Vapor
<i>TV-C</i>	Turbina a Vapor e Condensador
<i>TVCE</i>	Turbina a Vapor de Condensação e Extração
<i>TVCP</i>	Turbina a Vapor de Contrapressão
<i>TV-C-GE</i>	Turbogerador a Vapor e Condensador
<i>TV-GE</i>	Turbogerador a Vapor
$V_A$	Vazão Volumétrica de Água Dessalinizada

## Capítulo 1

# INTRODUÇÃO

Num mundo com recursos naturais cada vez mais limitados, o aumento incessante da demanda energética para o desenvolvimento dos países e a preocupação com a preservação do meio ambiente vêm fazendo com que sejam imprescindíveis sistemas energéticos cada vez mais eficientes. Buscando o aumento da eficiência, o projeto de um sistema térmico esbarra em aspectos econômicos antes de alcançar os limites termodinâmicos, já que os sistemas mais eficientes tendem a demandar maiores investimentos iniciais, fazendo necessário um ponto de equilíbrio (otimização do projeto). Em sistemas já existentes é importante definir estratégias operacionais mais eficientes de forma a atender a demanda energética com o menor custo possível (otimização operacional) e identificar as ineficiências devido à degradação dos equipamentos para planejar a manutenção (diagnóstico). Na cogeração, que é umas das formas de aumentar a eficiência de sistemas térmicos, são necessárias técnicas de partição dos custos para o calor e para a potência (alocação de custos). É este o cenário que está na origem do surgimento, no século passado, de uma nova disciplina chamada de Termoeconomia.

A Termoeconomia, termo proposto em 1962 por Tribus e Evans, combina a economia e a termodinâmica, aplicando os conceitos de ambas, de modo a fornecer aos projetistas e operadores informações não disponíveis na análise energética e econômica convencional, mas cruciais no projeto e operação de sistemas térmicos (Valero *et al.*, 2006). O objetivo é combinar matematicamente a segunda lei da termodinâmica com a economia, mas outras considerações, como a poluição, podem também ser incorporadas (von Spakovsky, 1994). A origem da termoeconomia é atribuída aos anos 50 com os trabalhos pioneiros de Tribus,

Evans, El-Sayed, Gaggioli, Reistad e Obert (von Spakovsky, 1994), embora parte destes trabalhos já apontava Keenan como o pioneiro neste campo em 1932 (Valero *et al.*, 2006).

O florescimento da Termoeconomia aconteceu nos anos 80, quando surgiram novas metodologias com novos conceitos, nomenclaturas, definições e aplicações (Valero *et al.*, 1994a). Foi durante este período que surgiu o termo Exergoeconomia, proposto por Tsatsaronis em 1985, para designar a técnica que combina o conceito de exergia (uma propriedade energética) com o conceito de custo (uma propriedade econômica, originalmente) na análise de sistemas térmicos. A exergia e a neguentropia são as magnitudes mais usadas em Termoeconomia, mas pode-se também usar a entalpia e a entropia (Valero *et al.*, 2006). Neste caso, a Exergoeconomia pode ser considerada como uma vertente da Termoeconomia.

A maioria dos analistas concorda que a exergia é a propriedade termodinâmica mais adequada para associar ao custo porque contém informações da segunda lei da termodinâmica e leva em conta a qualidade da energia, localizando e quantificando as irreversibilidades do processo (Valero *et al.*, 2006). São inúmeros os motivos apresentados por diversos autores para justificar o uso da exergia na valorização dos fluxos em termoeconomia, entre os quais:

- A exergia é a parte nobre da energia, ou seja, a sua capacidade de produzir trabalho (Lozano e Valero, 1986).
- Não é o mesmo utilizar 10 kW de energia elétrica (trabalho puro), e 10 kW em forma de vapor de baixa pressão que tem um baixo conteúdo e capacidade para produzir trabalho (Muñoz e Valero, 1990).
- É a exergia que é usada num processo e não a energia (El-Nashar, 1992).
- A termodinâmica nos diz que a equivalência entre fluxos de naturezas distintas deve estabelecer-se em função das suas exergias (Lozano *et al.*, 1994).

De forma exemplificativa, pode-se justificar a contabilidade em base exérgica dizendo que a obtenção de um fluxo a partir de outro, usando dispositivos reversíveis trocando somente massa e energia com o ambiente de referência, só é possível se ambos têm a mesma exergia. Dispondo de 1 kW de trabalho pode-se produzir qualquer fluxo de vapor de 1 kW a partir da água nas condições ambientais num processo reversível, enquanto que expandindo 1 kW de vapor até as condições ambientais da água (num processo reversível) só se conseguiria uma parte da mesma em forma de trabalho (Lozano *et al.*, 1994).

Além do florescimento de técnicas que combinam a termodinâmica e a economia (a Termoeconomia) em particular, os anos 80 marcam o início do ECOS (Eficiência, Custo, Otimização e Simulação), uma série de congressos anuais que já vai para a sua 22<sup>a</sup> edição, um espaço onde desde 1987 vem se discutindo e apresentando os modernos aspectos da ciência térmica focada para a aplicação da segunda lei da termodinâmica. Além das quatro palavras chave que originaram a sigla ECOS, hoje o nome oficial do congresso inclui também “Impactos Ambientais de Sistemas Energéticos”. As palavras chaves que denominam o congresso se confundem com as bases nas quais se assenta a Termoeconomia, motivo pela qual o ECOS vem contribuindo muito para a difusão e desenvolvimento da disciplina.

Percebendo que haviam surgido novas metodologias termoeconômicas, um grupo de especialistas interessados na disciplina (C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. von Spakovsky) decidiram em 1990 comparar as suas metodologias resolvendo um problema de otimização predefinido: o problema CGAM, que foi nomeado com as iniciais dos primeiros nomes destes especialistas. No ECOS de 1992, realizado em Saragoça na Espanha, uma secção foi especialmente reservada para o problema CGAM (Valero *et al.*, 1994a). Em 1994, a revista Internacional Energy teve um número integralmente dedicado a Termoeconomia, onde foram publicados os 5 artigos sobre o problema CGAM: a proposição do problema (Valero *et al.*, 1994a) e as respectivas quatro metodologias aplicadas na solução do mesmo (Frangopoulos, 1994; Tsatsaronis e Pisa, 1994; Valero *et al.*, 1994b e von Spakovsky, 1994).

O objetivo principal do problema CGAM era mostrar como as metodologias seriam aplicadas, quais conceitos seriam usados e que valores seriam obtidos num simples problema de otimização de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Numa análise final, o objetivo era a unificação das metodologias. Foi deixado claro que não se tratava de uma competição, mas sim de uma comparação das metodologias e que cada metodologia teria o seu próprio campo de aplicação onde obteria soluções eficientes (Valero *et al.*, 1994a).

Para os interessados em termoeconomia, a leitura dos artigos do problema CGAM revela-se um tanto ao quanto frustrante ao constatar que se trata de um problema meramente matemático, ou seja, a função objetivo e as restrições termodinâmicas e termoeconômicas já foram previamente definidas e convencionadas. Para a solução do problema de otimização não é necessário nenhum conhecimento da segunda lei da termodinâmica nem de exergia. Apesar disso os autores fizeram questão de escrever um pouco sobre as respectivas metodologias, mas por não serem requisitos para a solução do problema específico, algumas questões importantes e que definem uma metodologia termoeconômica (estrutura produtiva,

equações auxiliares para a atribuição de custos, alocação dos resíduos, etc.) não foram usadas, deixadas em aberto, ou nem foram devidamente apresentadas para algumas das metodologias.

Apesar da otimização e o diagnóstico serem dois importantes campos de aplicação da termoeconomia, a alocação de custos é a melhor forma de comparar e avaliar metodologias termoeconômicas por ser o campo de aplicação da termoeconomia que requer a definição das principais bases nos quais assentam a disciplina: processo de formação de custo dos produtos, subprodutos e resíduos, insumo, produto, propósito, causa, eficiência, etc. Neste aspecto, uma tese de doutorado desenvolvida na Universidade de Campinas (Cerqueira, 1999) foi muito feliz ao comparar as principais metodologias de análise termoeconômica através da sua aplicação para calcular os custos dos fluxos internos e produtos num sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Os principais resultados desta tese, bem como a comparação das metodologias e as conclusões foram publicadas na revista *Energy* (Cerqueira e Nebra, 1999), mostrando que há diferença nos resultados obtidos pelas diferentes metodologias, mas os resultados podem ser iguais quando são assumidas as mesmas funções para cada equipamento do sistema aliado ao mesmo tratamento para as irreversibilidades externas. Recentemente, outros especialistas (Valero *et al.*, 2006; Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006) afirmaram o mesmo. Isto mostra que as metodologias termoeconômicas não são tão diferentes quanto parecem e que a principal divergência está no tratamento dado às irreversibilidades externas (também chamados de resíduos) e aos chamados equipamentos dissipativos, como os gases de exaustão das caldeiras de recuperação e os condensadores dos ciclos a vapor.

A definição da função de um equipamento implica em quantificar o produto e o insumo do mesmo, usando magnitudes termodinâmicas ou termoeconômicas. O problema é que algumas metodologias usam apenas a exergia total ou juntamente com a neguentropia e outras usam as parcelas da exergia (química, mecânica e térmica) por vezes juntamente com a neguentropia. Para o tratamento das irreversibilidades internas e dos equipamentos, a maioria das metodologias termoeconômicas usa o conceito de neguentropia, seja de forma direta ou indireta. A neguentropia (negativa da entropia) é uma magnitude ou função que quantifica a redução da entropia do fluido de trabalho. Para que tenha a mesma dimensão da exergia, a neguentropia se expressa multiplicando a variação da entropia pela temperatura de referência.

As metodologias termoeconômicas têm certa flexibilidade neste aspecto, ou seja, todas podem usar opcionalmente ou obrigatoriamente a exergia desagregada em suas parcelas e a maioria também usa opcionalmente a neguentropia. O próprio Tsatsaronis, que não costuma

usar a neguentropia na modelagem exergoeconômica, aceitou recentemente que esta pode ser uma forma de alocar o custo dos equipamentos dissipativos (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006).

A comparação de metodologias termoeconômicas com base nas magnitudes usadas para valorizar os fluxos internos e produtos (exergia total, parcelas da exergia e neguentropia) na definição da estrutura produtiva de um sistema térmico foi levada a cabo, mostrando que se deveria usar a neguentropia na modelagem de todos os sistemas térmicos que têm na sua composição um condensador ou uma caldeira de recuperação (Arena e Borchiellini, 1999).

Só a decomposição da exergia em suas parcelas (química, térmica e mecânica) não implica em alterações que sejam significantes nos resultados da análise termoeconômica (Cerqueira, 1999). O próprio Tsatsaronis que foi quem propôs a decomposição da exergia em termoeconomia (Torres *et al.*, 1996) concorda que este procedimento não traz vantagens significativas e ainda critica o fato de alguns autores usarem o conceito de subproduto para se atribuir custos unitários diferentes às parcelas da exergia produzidas pelo mesmo equipamento, o que ele chama de arbitrariedades (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006). Realmente, alguns autores usam o conceito de subproduto para impor a alguns fluxos produtivos que vem de um determinado equipamento o mesmo custo unitário de um outro fluxo que vem de um outro equipamento totalmente diferente (Serra, 1994 e Uche, 2000). Esta consideração deve ser vista com cuidado já que não existe justificativa teórica para embasar tal decisão (Cerqueira, 1999). Além do mais, e o mais importante, é que só a decomposição da exergia em suas parcelas (química, térmica e mecânica) não resolve um dos problemas mais importantes da termoeconomia que é a modelagem dos equipamentos dissipativos.

A mesma arbitrariedade, usada para a atribuição de custo aos fluxos que representam as parcelas de exergia, vem sendo usada para os fluxos de neguentropia, mas neste caso tem um agravante que é a obrigatoriedade da aplicação da mesma. Recentemente foi mostrado usando uma planta de cogeração com turbina a vapor que se não for aplicada esta arbitrariedade, quando a neguentropia é usada juntamente com a exergia, o custo unitário da potência é sobrecarregado a tal ponto que o seu valor chega a contradizer o que já é reconhecido e estabelecido como a vantagem energética da cogeração (Santos *et al.*, 2006).

A neguentropia vem sendo muito usada em ciclos térmicos que tem na sua composição um condensador (equipamento dissipativo) e/ou uma caldeira de recuperação (exaustão de resíduos): refrigeração por absorção (Misra *et al.*, 2002) ou por compressão (Accadia e Rossi., 1998), termelétrica a vapor (Zhang *et al.*, 2006, 2007), cogeração com motor de combustão

interna aplicada a refrigeração (Cardona e Piacentino, 2006, 2007) e ciclos combinados (Valero *et al.*, 2002; Modesto e Nebra, 2006; Erlach *et al.*, 1999; Kwak *et al.*, 2003).

A maioria dos autores aponta a tese de doutorado de Frangopoulos em 1983 como o primeiro trabalho a usar a neguentropia na modelagem termoeconômica de sistemas. Mas segundo o próprio Frangopoulos, Smith em 1981 já havia usado este conceito que foi na realidade introduzido desde 1962 por Brillouin (Frangopoulos, 1987).

Alguns autores dizem que a neguentropia é um fluxo fictício (Torres *et al.*, 1996), porque durante muitos anos ela vem sendo usada juntamente com a exergia. Este procedimento tem a vantagem de poder isolar os equipamentos dissipativos na definição da estrutura produtiva, além permitir explicitamente dar um tratamento aos resíduos. Porém, alguns subsistemas ficam com o produto maior do que o insumo, o que pode ser interpretado como uma inconsistência (Santos *et al.*, 2006, 2008a, 2008b). Além disso, pode ser facilmente demonstrado que desta forma seria impossível definir a estrutura produtiva de um ciclo a vapor ideal (reversível), porque neste caso o condensador teria um produto diferente de zero (a neguentropia) e o seu insumo (a exergia) seria nulo, já que não haveria exergia dissipada. Por outro lado, o uso da neguentropia juntamente com a exergia exige a aplicação das arbitrariedades acima citadas para atribuição de custos aos fluxos de neguentropia sob pena de obter resultados incoerentes que podem contradizer a reconhecida e estabelecida vantagem energética da cogeração relativa à produção separada de potência e calor (Santos *et al.*, 2006). Além disso, já foi demonstrado recentemente (Santos *et al.*, 2008a) que esta arbitrariedade não é aplicável a alguns sistemas, como é o caso das plantas de cogeração com turbina a vapor de contrapressão, o que deixa esta metodologia sem o seu “escudo de proteção”.

Percebendo estas falhas, esta tese visa propor um novo procedimento para aplicação da neguentropia na modelagem termoeconômica, ou seja, o objetivo principal desta tese é propor uma metodologia termoeconômica que tira proveito das vantagens que a neguentropia oferece, porém evitando as incoerências, limitações, arbitrariedades e inaplicabilidades acima descritas. Como objetivo secundário, pretende-se unificar a vertente de desagregação da exergia com a de aplicação da neguentropia. Para a aplicação desta nova metodologia de forma comparativa relativamente às outras já existentes, são usados quatro estudos de casos. Para isso, além desta introdução, esta tese conta ainda com mais cinco (5) capítulos:

- O Capítulo 2 tem como título *Revisão do Estado da Arte: Aplicação das Principais Metodologias Termoeconômicas*. O propósito é aplicar as principais metodologias

existentes usando dois ciclos simples (Rankine de potência e Brayton de cogeração), e mostrar as pequenas diferenças entre elas, quando elas existem. Mostra-se também a vantagem e a tendência geral das metodologias em optar pela modelagem termoeconômica através de fluxos produtivos e pela aplicação de neguentropia. As principais limitações e as incoerências das metodologias são também apontadas.

- O título do Capítulo 3 é *A Neguentropia como Parcela da Exergia: A Proposta para Unificação Termoeconômica*, porque é onde se apresenta a nova metodologia para aplicar a neguentropia na modelagem termoeconômica. O conceito de desagregação da exergia física é apresentado detalhadamente para embasar o uso da neguentropia como parcela da exergia. A comparação da nova metodologia relativamente às outras já existentes serve como base para mostrar a sua consistência termodinâmica.
- O Capítulo 4 é *Estudo de Caso I: Análise Termoeconômica de duas Plantas Duais com Turbina a Vapor*. Os procedimentos e resultados obtidos com a aplicação da nova metodologia a problemas práticos serão comparados com os obtidos pela aplicação de outras metodologias. São estudados dois ciclos Rankine de cogeração diferentes, combinados com a mesma unidade de dessalinização: um com turbina a vapor de condensação e extração e outro com turbina a vapor de contrapressão.
- Os outros dois estudos de casos são apresentados no Capítulo 5, de forma análoga ao capítulo anterior, sob o título de *Estudo de Caso II: Sistema de Turbina a Gás Regenerativa e Planta de Ciclo Combinado*. O sistema com turbina a gás regenerativa é uma planta de cogeração e o ciclo combinado é uma planta de potência.
- As *Conclusões* ficam no Capítulo 6, que traz a síntese desta tese, sem esquecer de apontar as contribuições da mesma e as recomendações para trabalhos futuros.

No *Anexo* são apresentados e descritos com um pouco mais de detalhes alguns aspectos físicos e operacionais das unidades térmicas de dessalinização por destilação usadas e citadas nos estudos de caso do quarto capítulo. Estes aspectos podem não ter uma importância tão grande a ponto de fazerem parte do corpo da tese, mas podem fornecer informações adicionais pertinentes ao melhor entendimento funcional das mesmas do ponto de vista termoeconômico.

## Capítulo 2

# REVISÃO DO ESTADO DA ARTE: A APLICAÇÃO DAS PRINCIPAIS METODOLOGIAS TERMoeCONÔMICAS

Várias metodologias termoeconômicas foram desenvolvidas desde 1972, todas tendo em comum a segunda lei da termodinâmica como a base racional para o cálculo de custos. Basicamente, as metodologias podem ser enquadradas em dois grandes grupos: (a) as que foram desenvolvidas objetivando a contabilidade e alocação de custos, e (b) as que foram criadas para a otimização (Serra e Torres, 2003). Porém, as metodologias e teorias mais refinadas foram desenvolvidas nos anos 80. As enquadradas no primeiro grupo foram desenvolvidas por Valero e Tsatsaronis juntamente com os seus respectivos colaboradores, dando continuidade aos trabalhos anteriores de Gaggioli e seus colaboradores, enquanto que as metodologias de otimização foram desenvolvidas por Frangopoulos e von Spakovsky, baseados nos trabalhos anteriores de Tribus, El-Sayed e Evans (Valero *et al.*, 1989).

O problema CGAM (Valero *et al.*, 1994a) foi a primeira grande tentativa de comparar e unificar as metodologias termoeconômicas desenvolvidas nos anos 80. As metodologias aplicadas foram: Exergoeconomia (Tsatsaronis e Pisa, 1994), Teoria do Custo Exergético (Valero *et al.*, 1994b), Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1994) e Análise Funcional de Engenharia (von Spakovsky, 1994). Apesar das duas primeiras metodologias terem sido desenvolvidas objetivando a alocação de custos, elas foram aplicadas ao problema CGAM que é de otimização. Para unificar a Teoria do Custo Exergético (TCE) e a Análise Funcional Termoeconômica (AFT) foi desenvolvida uma versão estrutural da Teoria do Custo Exergético (Lozano *et al.*, 1993). Os autores da Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE)

se referem a esta metodologia como a metodologia termoeconômica padrão cujo formalismo matemático é capaz de lidar com qualquer uma das outras metodologias (Torres *et al.*, 1996; Erlach, 1998 e Erlach *et al.*, 1999). As variantes das metodologias Exergoeconômicas apresentadas no problema CGAM (Tsatsaronis e Pisa, 1994) estão generalizadas numa única metodologia chamada SPECO, abreviatura do seu nome em inglês que é *Specific Exergy Costing* (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006). Enquanto algumas metodologias foram estendidas, adaptadas ou generalizadas para enfrentar outros desafios e aplicações da termoeconomia, a Análise Funcional de Engenharia (von Spakovsky, 1994) tende a cair no esquecimento ou a ser ofuscado pela Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1994) devido à semelhança entre elas, o que é compreensível devido às suas origens na mesma escola.

Por ser um problema de otimização, o problema CGAM deixou em aberto duas questões importantíssimas da termoeconomia, que são irrelevantes do ponto de vista da otimização: o tratamento dos equipamentos dissipativos e das irreversibilidades externas (hoje chamadas de resíduos). O trabalho de Cerqueira (1999) que visava comparar as metodologias termoeconômicas sob o ponto de vista da alocação de custos num sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa mostrou uma grande flexibilidade das metodologias na definição da estrutura produtiva e concluiu que os custos dos produtos não dependem das metodologias termoeconômicas, e sim da estrutura produtiva definida, ou seja, o ponto chave da análise termoeconômica está na maneira com que se define a estrutura produtiva. Independente da metodologia, o objetivo primordial é sempre definir uma estrutura produtiva que descreve racionalmente, com base na segunda lei da termodinâmica, o processo de formação de custos.

## 2.1 CUSTOS: DEFINIÇÕES E CONCEITOS

O custo de um determinado fluxo numa planta representa a quantidade de recursos externos que precisa ser suprida à planta para produzir este fluxo. Estes recursos externos podem ser quantificados em unidades monetárias ou exergéticas, dependendo se o objetivo da análise é obter o custo monetário ou o custo exergético deste fluxo.

O custo monetário de um determinado fluxo ( $C_i$ ) é a quantidade de recursos monetários externos que são necessários para produzir este fluxo. Numa planta térmica, os recursos monetários incluem o custo dos fluxos externos, como o combustível e a água de reposição, e

também os custos de investimento, operação e manutenção da planta. O custo monetário é também chamado de custo exergoeconômico ou custo termoeconômico. O custo monetário unitário ( $c_i$ ) de um fluxo de exergia ( $E_i$ ) é a quantidade de recursos monetários externos que são gastos para produzir uma unidade deste fluxo de exergia. A Equação 2.1 representa a relação matemática entre o custo monetário e o custo monetário unitário.

$$C_i = c_i \cdot E_i \quad (2.1)$$

Para obter os custos monetários unitários de todos os fluxos interno de exergia  $i$  em termoeconomia, são formuladas equações de balanço de custos em cada equipamento ou subsistema  $m$  da planta térmica, como mostra a Equação 2.2, onde  $Z_m$  representa o fluxo financeiro externo devido ao investimento, operação e manutenção do equipamento ou subsistema. Por convenção, a exergia dos fluxos de entrada assumem valor negativo e os fluxos de saída assumem valores positivos.

$$\sum (c_i \cdot E_i) = Z_m \quad (2.2)$$

De forma análoga ao custo monetário unitário, a termoeconomia define também o custo exergético unitário ( $k_i$ ) de um fluxo interno de exergia ( $E_i$ ) como a quantidade de exergia externa (geralmente exergia do combustível) que precisa ser suprida à planta térmica para produzir uma unidade deste fluxo. O cálculo do custo exergético unitário (Equação 2.3) é similar ao cálculo do custo monetário unitário (Equação 2.2), ou seja, basta ignorar o fluxo financeiro externo que representa os gastos devido ao investimento operação e manutenção.

$$\sum (k_i \cdot E_i) = 0 \quad (2.3)$$

Para o cálculo do custo exergético unitário dos fluxos internos (Equação 2.3), assume-se que o custo exergético unitário do combustível consumido pela planta é igual à unidade.

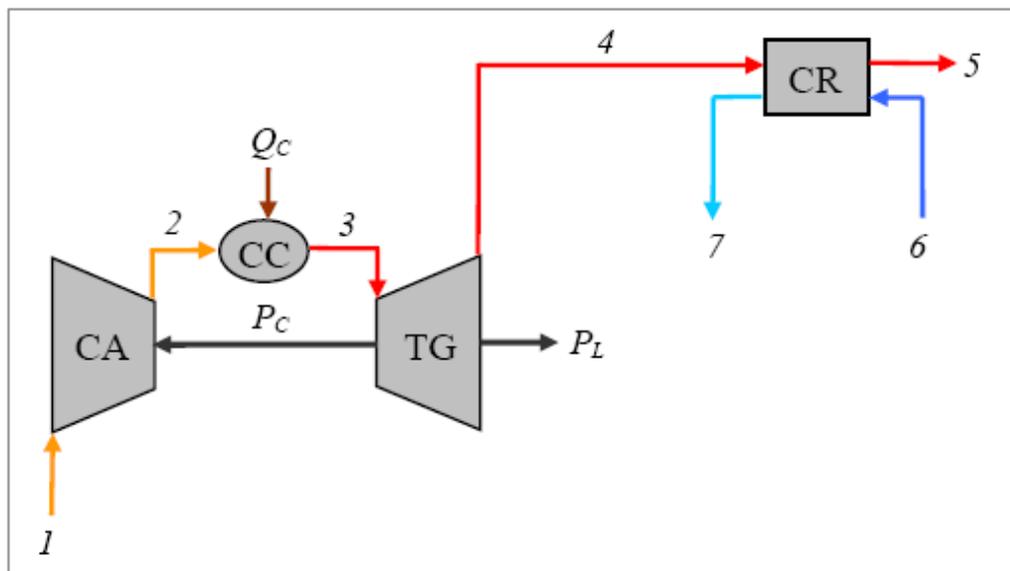
## 2.2 DESCRIÇÃO DOS MODELOS FÍSICOS

Para aplicar as metodologias termoeconômicas foram escolhidos sistemas térmicos com relativa simplicidade, onde pudessem ser abordadas as duas questões importantes da termoeconomia: a alocação dos equipamentos dissipativos e dos resíduos. Para abordar a alocação dos equipamentos dissipativos foi escolhido um ciclo Rankine de potência simples,

onde a questão central é a alocação dos custos envolvidos na operação do condensador. Os resíduos são abordados através da alocação do custo de formação dos gases de exaustão que saem da caldeira de recuperação num ciclo Brayton de Cogeração.

### 2.2.1 Ciclo Brayton de Cogeração

A estrutura física do ciclo Brayton de cogeração está representada na Figura 2.1 através de seus quatro equipamentos ou subsistemas: compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG) e caldeira de recuperação (CR). O consumo exergético de combustível ( $Q_c$ ) é de 11.630,96 kW. A turbina a gás produz 5.546,50 kW de potência mecânica, dos quais 3.113,03 kW são usados para acionar o compressor de ar ( $P_c$ ) e, conseqüentemente, a potência mecânica líquida produzida ( $P_L$ ) é de 2.433,47 kW.



**Figura 2.1:** Estrutura Física do Ciclo Brayton de Cogeração

O compressor aspira o ar nas condições ambientais: pressão atmosférica de 1,0132 bar, temperatura de bulbo seco de 25°C e umidade relativa de 60%. O combustível usado é o gás natural, cuja composição se encontra na Tabela 3.1 do Capítulo 3. O modelo termodinâmico considera combustão completa com excesso de ar, ou seja, sem formação de CO e NO<sub>x</sub>. Na Tabela 2.1 está a descrição dos fluxos do ciclo, bem como os respectivos parâmetros (vazão, pressão e temperatura). Para o balanço de massa e energia, o ar e os gases de combustão foram considerados misturas de gases com calor específico variável com a temperatura, conforme a função polinomial e os coeficientes que estão na Tabela 3.3 do Capítulo 3.

**Tabela 2.1:** Descrição dos Fluxos Físicos do Ciclo Brayton de Cogeração

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Ar	14,72	1,0132	25,00
2	Ar	14,72	5,1040	230,2
3	Gases	14,94	4,8480	850,0
4	Gases	14,94	1,0207	537,3
5	Gases	14,94	1,0132	151,1
6	Água	2,487	20,400	60,00
7	Vapor	2,487	20,000	212,4

A caldeira de recuperação é composta de um evaporador e um economizador (sem superaquecedor) porque produz vapor saturado. O calor útil ( $Q_U$ ) produzido na caldeira de recuperação é o outro produto do ciclo Brayton de cogeração, além da potência mecânica líquida ( $P_L$ ). O calor útil ( $Q_U$ ) em base exergética é de 2.246,32 kW, considerando a diferença entre a exergia do vapor saturado (*fluxo 7*) e a exergia da água de alimentação (*fluxo 6*).

Como o modelo termodinâmico do ciclo Brayton considera combustão completa e devido à composição química do combustível, os gases produtos da combustão são compostos pelos mesmos elementos presentes no ar atmosférico, embora em porcentagens diferentes. A Tabela 2.2 mostra a composição química elementar dos fluxos de ar e gases.

**Tabela 2.2:** Composição Química Elementar dos Fluxos de Ar e Gases

ELEMENTOS		PORCENTAGEM [%]	
Descrição	Símbolo	Ar	Gases
Oxigênio	O <sub>2</sub>	20,56	14,72
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0,030	2,675
Vapor de Água	H <sub>2</sub> O	1,876	7,116
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	76,61	74,59
Argônio	Ar	0,924	0,899

O modelo econômico considera que o custo monetário unitário do combustível usado (gás natural) é de 6,91 \$/MWh, resultando num fluxo monetário do combustível de 80,37 \$/h. Os fluxos monetários externos devido aos equipamentos do ciclo estão na Tabela 2.3.

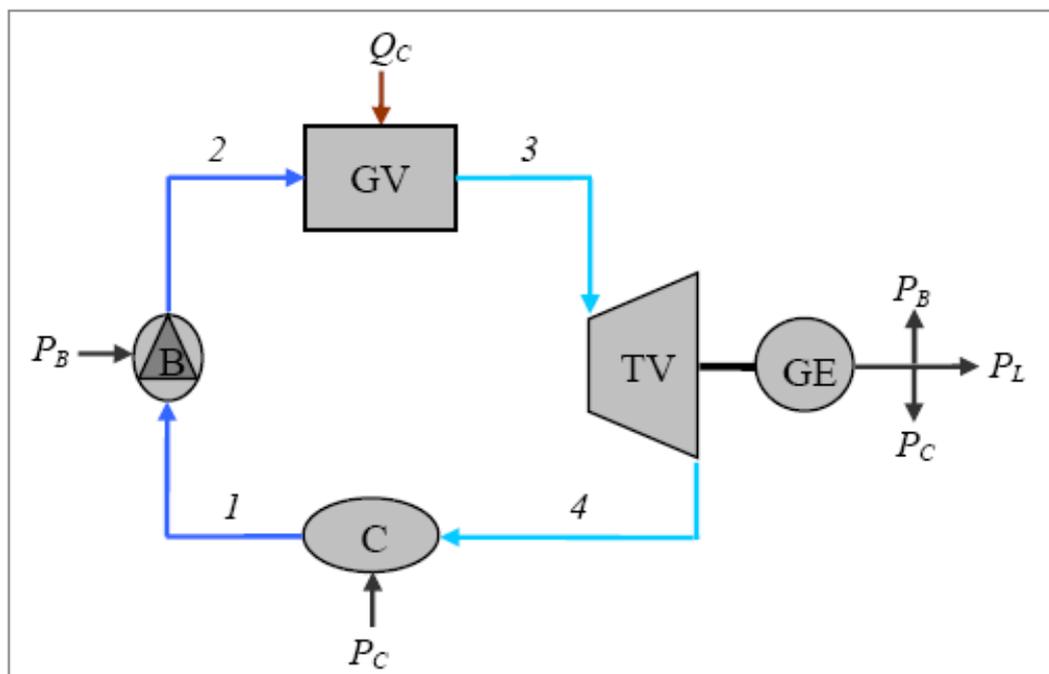
**Tabela 2.3:** Fluxo Monetário Externo dos Equipamentos

EQUIPAMENTO		Z [\$/h]
Descrição	Abreviatura	
Câmara de Combustão	CC	5,72
Turbina a Gás	TG	21,75
Compressor de Ar	CA	16,03
Caldeira de Recuperação	CR	13,74

O ambiente econômico para a determinação dos fluxos monetários devido à aquisição, operação e manutenção dos equipamentos do ciclo considera uma taxa de juros de 8%, 25 anos de vida econômica e operação continuamente durante 90% do ano.

### 2.2.2 Ciclo Rankine de Potência

A Figura 2.2 mostra a estrutura física do ciclo Rankine de potência com os seus cinco equipamentos principais: bomba de alimentação (B), gerador de vapor (GV), turbina a vapor (TV), condensador (C) e gerador elétrico (GE). Na Tabela 2.4 está a descrição e os parâmetros principais (vazão, pressão e temperatura) dos fluxos físicos do ciclo. O combustível é o gás natural, cujo consumo em base exergética ( $Q_C$ ) é de 70.000 kW.

**Figura 2.2:** Estrutura Física do Ciclo Rankine de Potência

**Tabela 2.4:** Descrição dos Fluxos Físicos do Ciclo Rankine de Potência

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Água	19,5	0,07	39,04
2	Água	19,5	63,0	39,50
3	Vapor	19,5	60,0	500,0
4	Mistura (x = 0,9)	19,5	0,07	39,04

O gerador elétrico produz 20.230 kW de potência elétrica. Porém, a potência elétrica líquida ( $P_L$ ) é de 20.000 kW porque uma parte ( $P_B = 155$  kW) é consumida pela bomba de alimentação e outra parte ( $P_C = 75$  kW) alimenta a bomba de resfriamento do condensador.

## 2.3 MODELAGEM E AVALIAÇÃO TERMoeCONÔMICA

Para se fazer uma análise termoeconômica, além de conhecer a estrutura física, é preciso primeiramente definir o processo de formação de custos através da estrutura produtiva da planta. A modelagem termoeconômica tem como finalidade obter um sistema de equações de custos que representa matematicamente o processo de formação de custos. As estruturas produtivas definidas pelas diferentes metodologias se diferem apenas no tipo de fluxo usado para definir os produtos e insumos dos subsistemas (exergia total, parcelas da exergia e/ou neguentropia). Outra diferença, não tão significativa, é que algumas metodologias direcionam o equacionamento para os fluxos físicos e outras calculam os custos dos fluxos produtivos. Por isso, a aplicação das metodologias depende é deste direcionamento e do tipo de fluxo.

### 2.3.1 Exergia Total dos Fluxos Físicos

A modelagem termoeconômica com base na exergia total dos fluxos físicos é uma das características da Teoria do Custo Exergético (TCE) e das metodologias exergoeconômicas (AVCO e LIFO) unificadas recentemente pela SPECO (*Specific Exergy Costing*). Apesar de direcionarem as suas equações de custo para o cálculo dos custos dos fluxos físicos, estas metodologias precisam sempre definir a estrutura produtiva da planta (Valero *et al.*, 1994b; Tsatsaronis e Pisa, 1994 e Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006). Geralmente, estas metodologias

definem a estrutura produtiva em forma de tabelas (Valero *et al.*, 1994b e Tsatsaronis e Pisa, 1994), mostrando claramente os insumos e produtos de cada subsistema, porque as equações auxiliares são formuladas com base na estrutura produtiva definida para a planta.

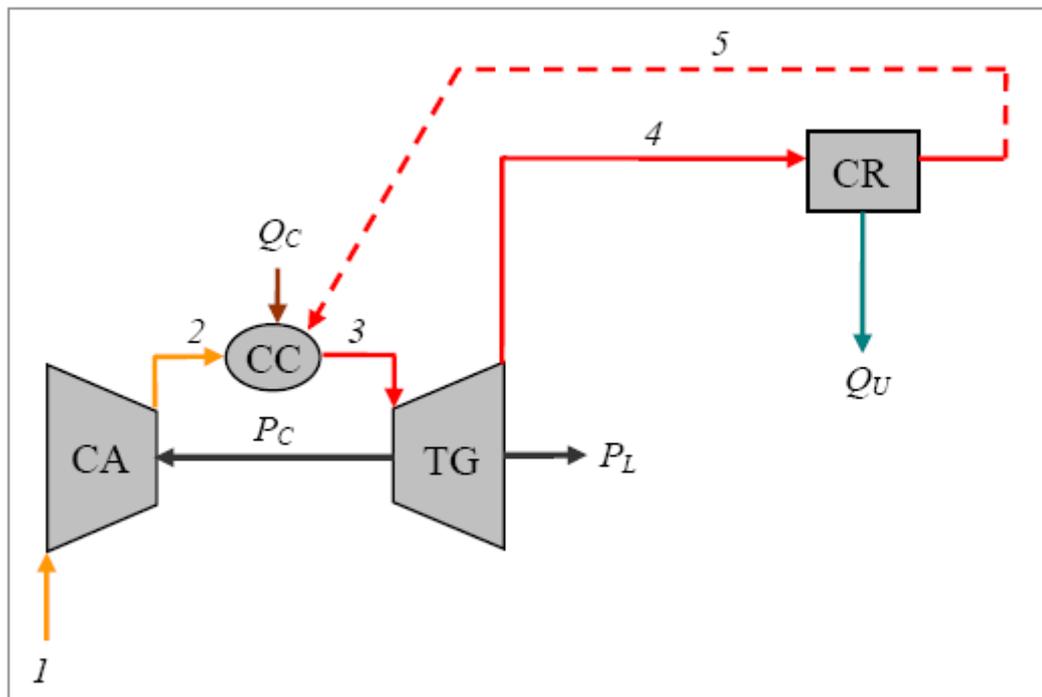
### 2.3.1.1 Ciclo Brayton de Cogeração

A Tabela 2.5 mostra a estrutura produtiva do ciclo Brayton de cogeração, definindo os insumos e produtos de cada subsistema da planta com base na exergia total dos fluxos físicos. A Figura 2.3 representa graficamente a alocação do custo dos resíduos do sistema, mostrando que os custos dos gases de exaustão (fluxo 5) são imputados na câmara de combustão.

**Tabela 2.5:** Estrutura Produtiva do Ciclo Brayton de Cogeração com Base na Exergia Total

UNIDADE PRODUTIVA	INSUMO	PRODUTO
Câmara de Combustão (CC)	$Q_C$	$E_3 - E_2$
Turbina a Gás (TG)	$E_3 - E_4$	$P_C + P_L$
Compressor de Ar (CA)	$P_C$	$E_2 - E_1$
Caldeira de Recuperação (CR)	$E_4 - E_5$	$Q_U = E_7 - E_6$
Ciclo Brayton de Cogeração (CBC)	$Q_C$	$Q_U + P_L$

OBS: Os custos dos gases de exaustão (os resíduos do sistema) são imputados na Câmara de Combustão



**Figura 2.3:** Representação Gráfica da Alocação dos Gases de Exaustão

A alocação do custo dos gases de exaustão na câmara de combustão é uma solução relativamente recente da Teoria do Custo Exegético (Torres e Valero, 2000), porque no problema CGAM (Valero *et al.*, 1994b) este custo foi atribuído à caldeira de recuperação. Hoje, todos os autores concordam que os resíduos devem ser alocados nos equipamentos que os originaram. Na época do problema CGAM, também as metodologias exergoeconômicas ainda não tinham uma definição quanto à alocação dos resíduos (Tsatsaronis e Pisa, 1994), porque o custo dos gases de exaustão foi calculado, mas não foi redistribuído, e propuseram varias opções para a sua redistribuição, deixando esta decisão a critério de cada analista. Hoje, através da metodologia SPECO (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006), a Exergoeconomia também propõe a alocação do custo dos resíduos na câmara de combustão.

Após a definição da estrutura produtiva e do critério para a alocação dos resíduos, as equações de balanço de custo monetário podem ser formuladas em cada subsistema, conforme a Equação 2.2, que foi apresentada no item 2.1. As Equações 2.4, 2.5, 2.6 e 2.7 representam os balanços de custo monetário nos respectivos subsistemas da planta: compressor de ar, câmara de combustão, turbina a gás e caldeira de recuperação.

$$c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1 - c_{P_C} \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.4)$$

$$c_3 \cdot E_3 - c_2 \cdot E_2 - c_5 \cdot E_5 = Z_{CC} + c_{Q_C} \cdot Q_C \quad (2.5)$$

$$c_4 \cdot E_4 + c_{P_L} \cdot P_L + c_{P_C} \cdot P_C - c_3 \cdot E_3 = Z_{TG} \quad (2.6)$$

$$c_5 \cdot E_5 + c_{Q_U} \cdot Q_U - c_4 \cdot E_4 = Z_{CR} \quad (2.7)$$

O ar aspirado pelo compressor de ar tem exergia nula e vem gratuitamente do ambiente (Equação 2.8). Por isso a Equação 2.4 deve ser substituída pela Equação 2.9.

$$c_1 = E_1 = 0 \quad (2.8)$$

$$c_2 \cdot E_2 - c_{P_C} \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.9)$$

Desta forma são quatro (4) equações (2.5, 2.6, 2.7 e 2.9) e sete (7) incógnitas ( $c_2, c_3, c_4, c_5, c_{P_L}, c_{P_C}$  e  $c_{Q_U}$ ). Neste caso, são necessárias três (3) equações auxiliares. Para formular as equações auxiliares, o primeiro passo é analisar quais subsistemas têm mais de um fluxo de saída, já que os fluxos de entrada vêm definidos de outros subsistemas ou então são recursos externos da planta (Tsatsaronis e Pisa, 1994). Neste caso, a turbina a gás tem três (3) fluxos de

saída (4,  $P_C$  e  $P_L$ ) e a caldeira de recuperação tem dois (2) fluxos de saída (5 e  $Q_U$ ). Então, são duas (2) equações auxiliares para a turbina a gás e uma (1) para a caldeira de recuperação. As equações auxiliares têm causado alguns equívocos quando não se define antecipadamente o insumo e o produto dos subsistemas, porque as regras podem ser mal interpretadas. Às vezes as regras são confundidas com métodos de atribuição de custo (*extração e igualdade*), que são métodos baseados em critérios puramente econômicos, sem nenhuma sustentação termodinâmica, e que nunca fizeram parte das principais metodologias termoeconômicas que contabilizam os custos dos fluxos físicos: Teoria do Custo Exergético e a Exergoeconomia. No problema CGAM estas duas metodologias usaram as mesmas equações auxiliares para a turbina a gás (Valero *et al.*, 1994b e Tsatsaronis e Pisa, 1994): (i) a potência líquida ( $P_L$ ) e a potência de acionamento do compressor ( $P_C$ ) têm o mesmo custo unitário (Equação 2.10) e (ii) os gases saem da turbina a gás com o mesmo custo unitário que entraram (Equação 2.11).

$$c_{P_C} - c_{P_L} = 0 \quad (2.10)$$

$$c_3 - c_4 = 0 \quad (2.11)$$

A Equação 2.10 e a Equação 2.11 são baseadas em regras do produto e do insumo, respectivamente. Estas são as duas únicas regras usadas pelas metodologias termoeconômicas que trabalham com custo dos fluxos físicos, e são embasados na estrutura produtiva. A regra do insumo é a que define a equação auxiliar da caldeira de recuperação (Equação 2.12).

$$c_4 - c_5 = 0 \quad (2.12)$$

A Equação 2.13 mostra o modelo termoeconômico representado na sua forma matricial. A solução deste sistema de equações é o vetor de custo monetário unitário dos fluxos físicos.

$$\begin{bmatrix} E_2 & 0 & 0 & 0 & -P_C & 0 & 0 \\ -E_2 & E_3 & 0 & -E_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -E_3 & E_4 & 0 & P_C & P_L & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -E_4 & E_5 & 0 & 0 & Q_U \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_5 \\ c_{P_C} \\ c_{P_L} \\ c_{Q_U} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{CA} \\ Z_{CC} + c_{Q_C} \cdot Q_C \\ Z_{TG} \\ 0 \\ 0 \\ Z_{CR} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

O vetor solução, chamado de vetor de custos, contém apenas as incógnitas. Por isso, o custo do combustível que já é conhecido fica no vetor de valorização externa. A matriz que

contem as exergias é também chamada de matriz de valorização interna e representa o processo de distribuição dos recursos externos até a formação do custo dos produtos finais.

Quando a equação matricial de custo monetário é conhecida, a obtenção do custo exergético unitário fica mais fácil porque a matriz de valorização interna é a mesma. Neste caso, o vetor de custo monetário passa a ser de custo exergético. Os custos dos equipamentos são desprezados e o custo unitário do combustível é igualado à unidade (Equação 2.14).

$$\begin{bmatrix} E_2 & 0 & 0 & 0 & -P_C & 0 & 0 \\ -E_2 & E_3 & 0 & -E_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -E_3 & E_4 & 0 & P_C & P_L & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -E_4 & E_5 & 0 & 0 & Q_U \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_2 \\ k_3 \\ k_4 \\ k_5 \\ k_{P_C} \\ k_{P_L} \\ k_{Q_U} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Q_C \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

A Tabela 2.6 mostra o custo exergético unitário e o custo monetário unitário de todos os fluxos físicos de exergia total e produtos finais do ciclo Brayton de cogeração.

**Tabela 2.6:** *Custo Unitário dos Fluxos Físicos de Exergia no Ciclo Brayton de Cogeração*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_1$	0,00	0,000	0,00
$E_2$	2.799,13	2,359	33,28
$E_3$	9.593,57	2,009	19,75
$E_4$	3.739,93	2,009	19,75
$E_5$	520,10	2,009	19,75
$P_C$	3.113,03	2,121	24,77
$P_L$	2.433,47	2,121	24,77
$Q_U$	2.246,32	2,880	34,43

Esta aplicação mostra que, com relação ao ciclo Brayton de cogeração, a unificação das duas metodologias termoeconômicas que são baseadas na exergia total dos fluxos físicos (Exergoeconomia e Teoria do Custo Exergético) já é uma realidade. A Exergoeconomia

chegou a trabalhar com os custos das parcelas da exergia dos fluxos físicos (Tsatsaronis e Pisa, 1994), mas os autores desaconselham tal prática porque os resultados não permitem tirar grandes conclusões que compensem a complexidade exigida, além de evitar arbitrariedades que se costumam aplicar para calcular as parcelas da exergia (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006).

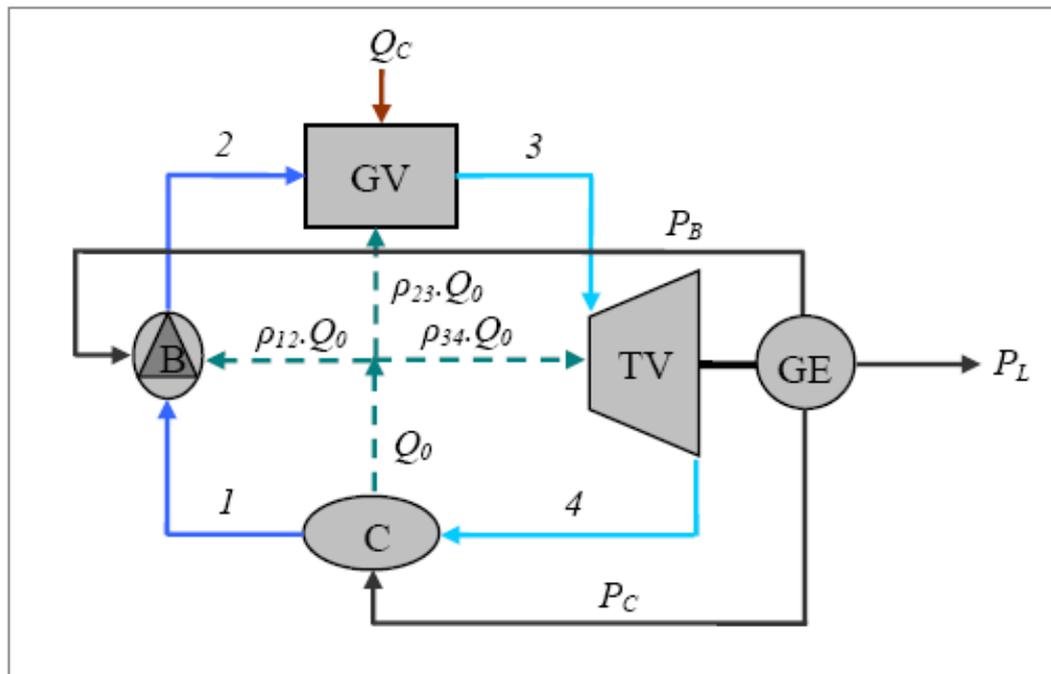
### 2.3.1.2 Ciclo Rankine de Potência

A Tabela 2.7 apresenta a estrutura produtiva do ciclo Rankine de potência segundo a Teoria do Custo Exergético (TCE), e a Figura 2.4 representa graficamente o processo de alocação dos custos dos fluxos envolvidos na operação do condensador.

**Tabela 2.7:** Estrutura Produtiva do Ciclo Rankine de Potência segundo a TCE

UNIDADE PRODUTIVA	INSUMO	PRODUTO
Gerador de Vapor (GV)	$Q_C$	$E_3 - E_2$
Turbogerador a Vapor (TGV)	$E_3 - E_4$	$P_C + P_B + P_L$
Bomba de Alimentação (B)	$P_B$	$E_2 - E_1$
Condensador (C)	$E_4 + P_C$	$E_1 + (Q_0 = E_4 - E_1)$
Ciclo Rankine de Potência (CRP)	$Q_C$	$P_L$

OBS: O produto principal do condensador ( $Q_0$ ) é alocado nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido



**Figura 2.4:** Representação Gráfica da Alocação do Custo do Condensador

Segundo a Teoria do Custo Exergético (Torres e Valero, 2000), o produto principal do condensador é a exergia dissipada ( $Q_0$ ) que deve ser alocada para os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho de forma proporcional à quantidade de entropia aumentada por cada um deles. Esta metodologia parte do princípio que o condensador só é necessário num ciclo Rankine por causa do aumento da entropia do fluido de trabalho na bomba, no gerador de vapor e na turbina. Como o condensador anula toda a entropia do fluido de trabalho aumentada por estes equipamentos, a parcela de contribuição dos mesmos no aumento da entropia total é obtida pela razão entre a variação de entropia nestes equipamentos e a variação da entropia no condensador, conforme as Equações 2.15, 2.16 e 2.17.

$$\rho_{12} = \frac{s_2 - s_1}{s_4 - s_1} \quad (2.15)$$

$$\rho_{23} = \frac{s_3 - s_2}{s_4 - s_1} \quad (2.16)$$

$$\rho_{34} = \frac{s_4 - s_3}{s_4 - s_1} \quad (2.17)$$

Para obter os custos exergéticos unitários dos fluxos físicos internos de exergia total, são formulados balanços de equações de custo exergético em cada subsistema, conforme a Equação 2.3 que foi apresentada no item 2.1. Na formulação das equações de custo, a turbina a vapor e o gerador elétrico são considerados como um único subsistema (o turbogerador a vapor), conforme foi definido na estrutura produtiva (Tabela 2.7). Por isso, são apenas quatro (4) equações principais (2.18, 2.19, 2.20 e 2.21) formuladas nos respectivos subsistemas do ciclo (bomba de alimentação, gerador de vapor, turbogerador a vapor e condensador).

$$k_2 \cdot E_2 - k_1 \cdot E_1 - k_{P_B} \cdot P_B - \rho_{12} \cdot k_{Q_0} \cdot Q_0 = 0 \quad (2.18)$$

$$k_3 \cdot E_3 - k_2 \cdot E_2 - \rho_{23} \cdot k_{Q_0} \cdot Q_0 = k_{Q_C} \cdot Q_C \quad (2.19)$$

$$k_4 \cdot E_4 + k_{P_L} \cdot P_L + k_{P_C} \cdot P_C + k_{P_B} \cdot P_B - k_3 \cdot E_3 - \rho_{34} \cdot k_{Q_0} \cdot Q_0 = 0 \quad (2.20)$$

$$k_1 \cdot E_1 + k_{Q_0} \cdot Q_0 - k_4 \cdot E_4 - k_{P_C} \cdot P_C = 0 \quad (2.21)$$

O custo exergético do combustível é conhecido (igual à unidade). Por isso, são oito (8) incógnitas ( $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$ ,  $k_4$ ,  $k_{P_L}$ ,  $k_{P_B}$ ,  $k_{P_C}$  e  $k_{Q_0}$ ) e apenas quatro (4) equações principais. Uma das

equações auxiliares deve ser formulada no condensador. Como mostra a estrutura produtiva da Tabela 2.7, a Teoria do Custo Exergético (Torres e Valero, 2000) considera que o condensador tem dois produtos (dois fluxos de saída), sendo um principal ( $Q_0$ ) e outro considerado subproduto ( $E_1$ ). O produto principal é a exergia dissipada. O subproduto é o condensado, cujo custo exergético unitário é igual à unidade (Equação 2.22). As outras três (3) equações auxiliares são formuladas no turbogerador a vapor que tem quatro fluxos de saída (4,  $P_B$ ,  $P_C$  e  $P_L$ ). Uma delas (2.23) é formulada obedecendo à regra do insumo, e as outras duas (2.24 e 2.25) são obtidas baseando-se na regra dos produtos.

$$k_1 = 1 \quad (2.22)$$

$$k_3 - k_4 = 0 \quad (2.23)$$

$$k_{P_L} - k_{P_B} = 0 \quad (2.24)$$

$$k_{P_L} - k_{P_C} = 0 \quad (2.25)$$

A estrutura produtiva do ciclo Rankine de potência segundo a Exergoeconomia (SPECO) está representada na Tabela 2.8, e é muito parecida com a definida pela Teoria do Custo Exergético (TCE) que foi apresentada na Tabela 2.7. As únicas diferenças estão no insumo e no produto do condensador. A Exergoeconomia (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006) também concorda que os custos envolvidos na operação do condensador devem ser alocados nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho.

**Tabela 2.8:** Estrutura Produtiva do Ciclo Rankine de Potência segundo a SPECO

UNIDADE PRODUTIVA	INSUMO	PRODUTO
Gerador de Vapor (GV)	$Q_C$	$E_3 - E_2$
Turbogerador a Vapor (TV-GE)	$E_3 - E_4$	$P_C + P_B + P_L$
Bomba de Alimentação (B)	$P_B$	$E_2 - E_1$
Condensador (C)	$(E_4 - E_1) + P_C$	$C_{dif,dc}$
Ciclo Rankine de Potência (CRP)	$Q_C$	$P_L$

OBS: O custo total do condensador ( $C_{dif,dc}$ ) é alocado nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido

A Exergoeconomia (SPECO) não define uma magnitude para quantificar o produto do condensador, mas ela aceita que o condensador presta um serviço ( $C_{dif,dc}$ ) aos equipamentos

que aumentam a entropia do fluido de trabalho. Por isso, a SPECO não impede que este serviço seja quantificado pela exergia dissipada ( $Q_0$ ), ou qualquer outra magnitude, o que não muda em nada a alocação do custo do condensador. Desta forma, as equações principais de balanço de custos (2.18, 2.19, 2.20 e 2.21) continuam sendo os mesmos. As três equações auxiliares formuladas no turbogerador atendendo à regra do insumo (2.23) e à regra do produto (2.24 e 2.25) continuam também sendo os mesmos. Porém, no condensador, devido à regra do insumo, a Equação 2.22 (da TCE) dá lugar à Equação 2.26 (na SPECO).

$$k_1 - k_4 = 0 \quad (2.26)$$

A Tabela 2.9 compara os custos exergéticos unitários obtidos pela Teoria do Custo Exergético (TCE) e pela Exergoeconomia (SPECO) no ciclo Rankine de potência.

**Tabela 2.9:** *Custo Unitário dos Fluxos Físicos de Exergia no Ciclo Rankine de Potência*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO EXERGÉTICO UNITÁRIO [kW/kW]	
		TCE	SPECO
$E_1$	24,30	1,000	2,824
$E_2$	148,83	3,829	4,127
$E_3$	26.823,40	2,823	2,824
$E_4$	1.924,30	2,823	2,824
$Q_0 / C_{dif.dc}$	1.900,00	2,985	2,962
$P_B$	155,00	3,500	3,500
$P_C$	75,00	3,500	3,500
$P_L$	20.000,00	3,500	3,500

Os custos exergéticos unitários dos fluxos de potência elétrica devem ser os mesmos, independente da metodologia utilizada, porque a potência elétrica é o único produto da planta.

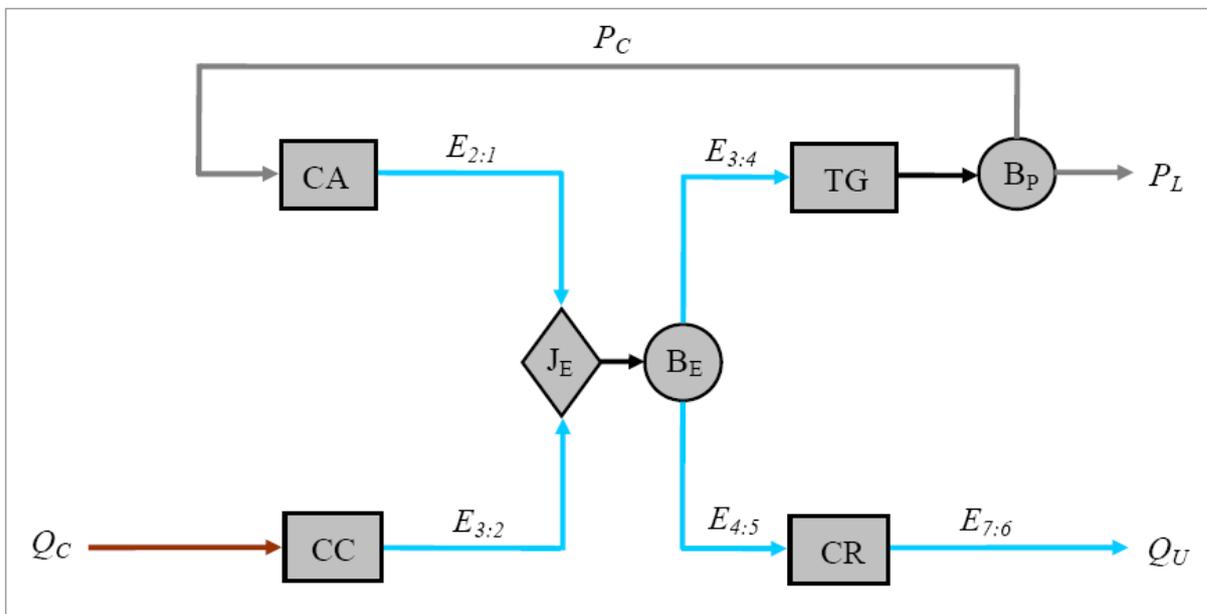
### 2.3.2 Exergia Total dos Fluxos Produtivos

Descrever o processo de formação de custos dos sistemas térmicos com base nos fluxos produtivos é originalmente uma característica das metodologias funcionais: Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1994) e Análise Funcional de Engenharia (von Spakovsky,

1994). Porém, esta característica passou a ser também adotada pela vertente estrutural da Teoria do Custo Exergético (Serra, 1994). Segundo Lozano e Valero (1993), talvez a maior limitação da Teoria do Custo Exergético, da maneira em que foi originalmente formulada, consiste na definição da estrutura produtiva com os mesmos fluxos e componentes presentes na estrutura física, por causa das dificuldades para o tratamento dos equipamentos dissipativos e dos resíduos. A Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) representa graficamente o processo de formação custos através de fluxos produtivos, chamada de Diagrama Produtivo. Em relação à representação da estrutura produtiva em forma de tabela, o diagrama produtivo oferece a vantagem de mostrar claramente como o produto de um determinado subsistema é distribuído para ser usado como insumo de outro subsistema ou como produto final da planta.

### 2.3.2.1 Ciclo Brayton de Cogeração

O diagrama produtivo do ciclo Brayton de cogeração, usando os fluxos produtivos de exergia total, está representado na Figura 2.5 com sete (7) unidades produtivas. Este diagrama é composto por quatro (4) unidades produtivas reais e três (3) unidades produtivas fictícias.



**Figura 2.5:** Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton de Cogeração usando Exergia Total

As unidades produtivas reais são representadas por retângulos: compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG) e caldeira de recuperação (CR). Entre as unidades fictícias, representada por um losango está a junção de exergia total ( $J_E$ ) e os círculos são as bifurcações de exergia ( $B_E$ ) e de potência mecânica ( $B_P$ ). As setas são os fluxos

produtivos que conectam os subsistemas entre si e com o ambiente. Os fluxos produtivos entrando nos subsistemas são os insumos. Os que saem são os produtos. Os fluxos produtivos são definidos em função de fluxos físicos ou combinação de dois deles (Equação 2.27).

$$E_{i,j} = E_i - E_j \quad (2.27)$$

Analisando o diagrama produtivo da Figura 2.5 conjuntamente com a Equação 2.27, fica fácil perceber que os insumos e produtos dos subsistemas são os mesmos da Tabela 2.5, ou seja, através da exergia total, as três (3) metodologias (TCE, SPECO e TECE) definem a mesma estrutura produtiva para o ciclo Brayton de cogeração. A diferença é que as equações de custos da Teoria Estrutural (TECE) são direcionadas para calcular o custo unitário dos fluxos produtivos, como mostram as quatro equações dos subsistemas (2.28, 2.29, 2.30 e 2.31). A bifurcação de potência e a turbina a gás foram incluídas numa única equação (2.30).

$$c_{2:1} \cdot E_{2:1} - c_{P_C} \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.28)$$

$$c_{3:2} \cdot E_{3:2} = Z_{CC} + c_{Q_C} \cdot Q_C \quad (2.29)$$

$$c_{P_L} \cdot P_L + c_{P_C} \cdot P_C - c_{3:4} \cdot E_{3:4} = Z_{TG} \quad (2.30)$$

$$c_{Q_U} \cdot Q_U - c_{4:5} \cdot E_{4:5} = Z_{CR} \quad (2.31)$$

A junção e a bifurcação de exergia ( $J_E$  e  $B_E$ ) também precisam de uma equação de balanço de custo (Equação 2.32), apesar de serem fictícias e não terem custo externo ( $Z_m$ ).

$$c_{3:4} \cdot E_{3:4} + c_{4:5} \cdot E_{4:5} - c_{2:1} \cdot E_{2:1} - c_{3:2} \cdot E_{3:2} = 0 \quad (2.32)$$

As equações auxiliares são formuladas só nas unidades que têm mais de um fluxo de saída, ou seja, nas bifurcações de potência (Equação 2.33) e de exergia (Equação 2.34).

$$c_{P_L} - c_{P_C} = 0 \quad (2.33)$$

$$c_{3:4} - c_{4:5} = 0 \quad (2.34)$$

Estas sete (7) equações (de 2.28 até 2.34) resolvem o sistema de equações de custos, mas os mesmos resultados podem ser obtidos com apenas cinco (5) equações (de 2.35 até 2.39). Para isso as duas (2) equações auxiliares devem ser incorporadas nas equações de custos dos subsistemas, ou seja, os fluxos de potência mecânica ( $P_L$  e  $P_C$ ) têm o mesmo custo

monetário unitário ( $c_P$ ), e também os insumos da turbina a gás ( $E_{3:4}$ ) e da caldeira de recuperação ( $E_{4:5}$ ) assumem o mesmo custo monetário unitário ( $c_E$ ).

$$c_{2:1} \cdot E_{2:1} - c_P \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.35)$$

$$c_{3:2} \cdot E_{3:2} = Z_{CC} + c_C \cdot Q_C \quad (2.36)$$

$$c_E \cdot (E_{3:4} + E_{4:5}) - c_{2:1} \cdot E_{2:1} - c_{3:2} \cdot E_{3:2} = 0 \quad (2.37)$$

$$c_P \cdot (P_L + P_C) - c_E \cdot E_{3:4} = Z_{TG} \quad (2.38)$$

$$c_Q \cdot Q_U - c_E \cdot E_{4:5} = Z_{CR} \quad (2.39)$$

A Equação 2.40 representa, na sua forma matricial, o sistema de equações do modelo para determinar o custo monetário unitário dos fluxos produtivos de exergia total.

$$\begin{bmatrix} E_{2:1} & 0 & 0 & 0 & -P_C \\ 0 & E_{3:2} & 0 & 0 & 0 \\ -E_{2:1} & -E_{3:2} & E_{3:4} + E_{4:5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -E_{4:5} & Q_U & 0 \\ 0 & 0 & -E_{3:4} & 0 & P_L + P_C \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_{2:1} \\ c_{3:2} \\ c_E \\ c_Q \\ c_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{CA} \\ Z_{CC} + c_C \cdot Q_C \\ 0 \\ Z_{CR} \\ Z_{TG} \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

Para obtenção do modelo que determina o custo exergético unitário dos mesmos fluxos produtivos de exergia total, basta que sejam desprezados os custos de investimento, operação e manutenção das unidades produtivas reais (Equação 2.41). No vetor de valorização externa só consta a exergia do combustível ( $Q_C$ ), cujo custo exergético unitário é igual à unidade.

$$\begin{bmatrix} E_{2:1} & 0 & 0 & 0 & -P_C \\ 0 & E_{3:2} & 0 & 0 & 0 \\ -E_{2:1} & -E_{3:2} & E_{3:4} + E_{4:5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -E_{4:5} & Q_U & 0 \\ 0 & 0 & -E_{3:4} & 0 & P_L + P_C \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_{2:1} \\ k_{3:2} \\ k_E \\ k_Q \\ k_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Q_C \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

A Tabela 2.10 mostra os custos unitários (monetário e exergético) dos fluxos produtivos de exergia total do ciclo Brayton, bem como os seus respectivos valores em base exergética. Os custos unitários dos produtos finais ( $P_L$  e  $Q_U$ ) mostrados na Tabela 2.10 são os mesmos da Tabela 2.6, o que mostra a unificação destas três metodologias (TCE, SPECO e TECE) com relação à maneira de alocar os custos (incluindo os resíduos) no ciclo Brayton de cogeração.

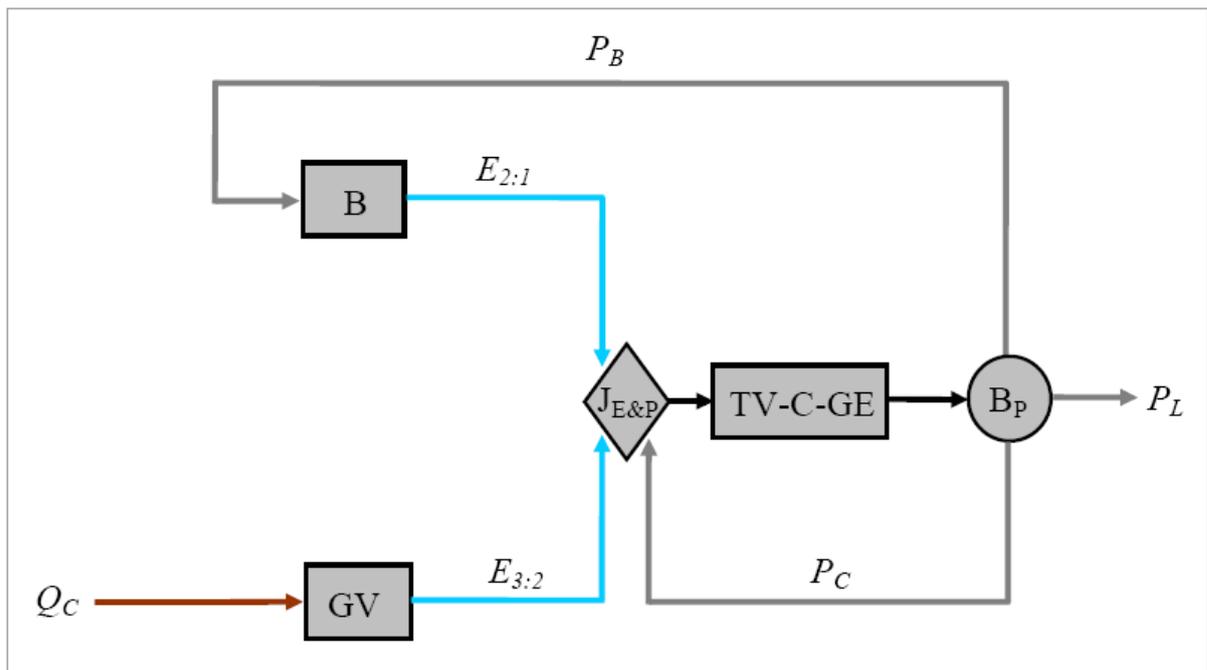
**Tabela 2.10:** Custo Unitário dos Fluxos Produtivos de Exergia Total no Ciclo Brayton

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	2.799,13	2,359	33,28
$E_{3:2}$	6.794,44	1,712	12,67
$E_{3:4}$	5.853,64	2,009	19,75
$E_{4:5}$	3.219,83	2,009	19,75
$P_C$	3.113,03	2,121	24,77
$P_L$	2.433,47	2,121	24,77
$Q_U$	2.246,32	2,880	34,43

O custo dos resíduos ( $E_{5:1}$ ) é alocado implicitamente para os produtos finais ( $P_L$  e  $Q_U$ ) proporcional aos insumos da turbina a gás e da caldeira de recuperação (respectivamente).

### 2.3.2.2 Ciclo Rankine de Potência

A Figura 2.6 mostra o diagrama produtivo do ciclo Rankine de potência usando fluxos de exergia total. A planta está representada com apenas três unidades produtivas reais, porque o condensador se juntou ao turbogerador a vapor para formar um único subsistema.

**Figura 2.6:** Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine de Potência usando Exergia Total

A idéia de juntar o condensador à turbina a vapor, formando uma única unidade produtiva, é uma característica da Teoria Estrutural do Custo Exergético (Serra, 1994). A justificativa vem de sistemas de cogeração com turbina a vapor de extração e condensação, onde parte do vapor é extraída num estágio intermediário da turbina para ser entregue ao processo, e a outra parte continua a sua expansão na turbina de baixa pressão. Quando isto acontece, o vapor que vai para o processo volta condensado. Por outro lado, o vapor que vai para a turbina a vapor não sai totalmente condensado. Por isso, considera-se que a função do condensador é auxiliar a turbina a condensar totalmente este vapor, daí, o condensador é um componente auxiliar da turbina a vapor de baixa pressão. De outra forma, não seria possível quantificar nem definir o produto (ou função) do condensador em termos de exergia total.

O diagrama produtivo da Figura 2.6 pode ser modelado com apenas três (3) equações: (i) a bomba de alimentação (Equação 2.42); (ii) o gerador de vapor (Equação 2.43), e (iii) o conjunto formado pelo turbogerador-condensador, a junção e a bifurcação (Equação 2.44).

$$k_{2,1} \cdot E_{2,1} - k_P \cdot P_B = 0 \quad (2.42)$$

$$k_{3,2} \cdot E_{3,2} = Q_C \quad (2.43)$$

$$k_P \cdot (P_L + P_B) - k_{2,1} \cdot E_{2,1} - k_{3,2} \cdot E_{3,2} = 0 \quad (2.44)$$

O fluxo produtivo que representa a potência elétrica consumida para o bombeamento da água de resfriamento do condensador ( $P_C$ ) não aparece na Equação 2.44, porque é ao mesmo tempo produto e insumo da unidade produtiva formada pelo turbogerador e pelo condensador, por isso, se cancela. A Tabela 2.11 mostra o valor dos fluxos produtivos de exergia total do ciclo Rankine de potência, e os seus respectivos custos exergéticos unitários.

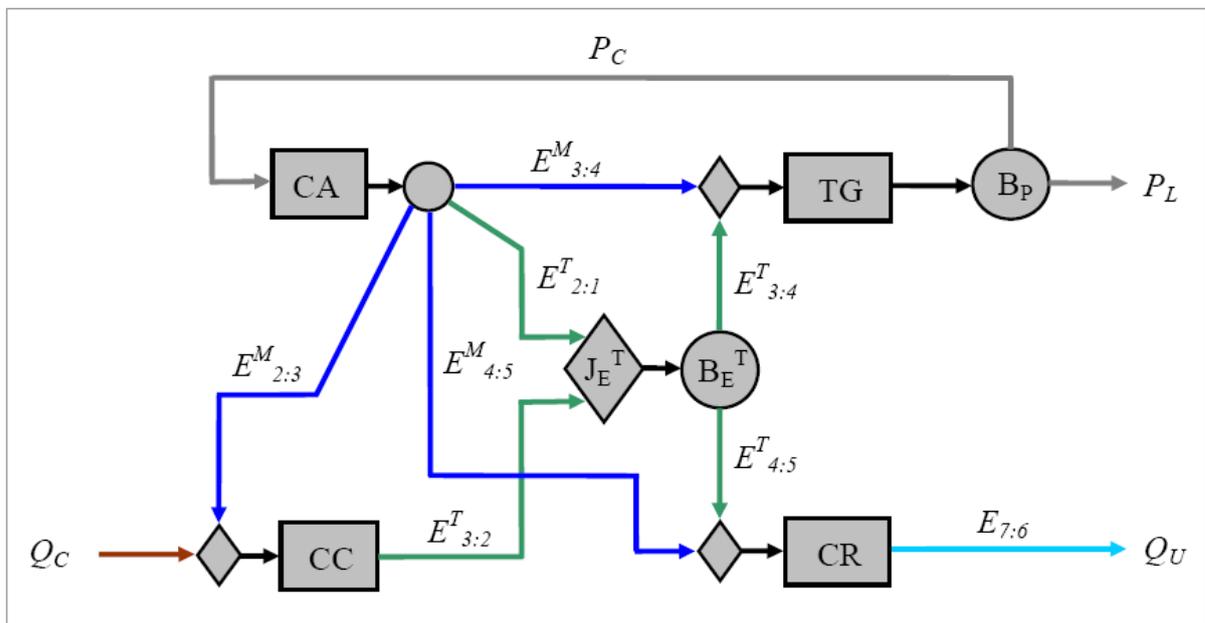
**Tabela 2.11:** *Custo Exergético Unitário dos Fluxos Produtivos de Exergia no Ciclo Rankine*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO EXERGÉTICO UNITÁRIO [kW/kW]
$E_{2,1}$	124,52	4,357
$E_{3,2}$	26.674,57	2,624
$P_B$	155,00	3,500
$P_C$	75,00	3,500
$P_L$	20.000,00	3,500

O custo exerético unitário dos fluxos de potência elétrica são os mesmos mostrados na Tabela 2.9 porque independe do modelo termoeconômico, já que é o único produto final do ciclo. Porém, os valores e os custos dos outros fluxos são bem diferentes.

### 2.3.3 Exergia Térmica e Mecânica dos Fluxos Produtivos

A Figura 2.7 mostra o diagrama produtivo do ciclo Brayton de cogeração usando as parcelas da exergia. O diagrama produtivo separando a exergia térmica da exergia mecânica é uma característica original das metodologias funcionais: Análise Funcional de Engenharia (von Spakovsky, 1994) e Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1994). Segundo Torres *et al.* (1996), foi Tsatsaronis quem (em 1990) propôs o uso da desagregação da exergia em Exergoeconomia. Realmente, no problema CGAM, as metodologias Exergoeconômicas foram também aplicadas com a exergia desagregada em suas parcelas (Tsatsaronis e Pisa, 1994), mas a Exergoeconomia não calcula os custos com base no diagrama produtivo.



**Figura 2.7:** Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton de Cogeração usando Exergia Parcial

Quando a exergia é desagregada, o compressor é que produz toda a exergia mecânica usada pelos equipamentos restantes do ciclo Brayton, porque os gases de exaustão (resíduos) saem praticamente à pressão atmosférica. O compressor produz também exergia térmica, o que justifica a existência do pequeno círculo (uma pequena bifurcação) indicando que o produto do mesmo tem vários fluxos de saída. Do mesmo modo, existem algumas unidades

produtivas reais que incorporam uma pequena junção (um pequeno losango) indicando que as mesmas têm mais de um insumo. Os fluxos produtivos de exergia parcial são definidos em função da exergia parcial de fluxos físicos, como mostram as Equações 2.45 e 2.46.

$$E^M_{i:j} = E^M_i - E^M_j \quad (2.45)$$

$$E^T_{i:j} = E^T_i - E^T_j \quad (2.46)$$

O diagrama produtivo da Figura 2.7 pode ser representado com cinco (5) Equações (de 2.47 até 2.51). Estas equações permitem calcular o custo monetário unitário dos produtos de cada unidade produtiva, porque todos os produtos de uma determinada unidade produtiva têm o mesmo custo unitário. Esta forma de atribuição de custos é uma regra usada pela maioria das metodologias termoeconômicas (Teoria do Custo Exergético, Exergoeconomia e Análise Funcional Termoeconômica). No problema CGAM, a Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1994) não precisou usar esta regra de atribuição de custos por ter sido um problema de otimização, mas é a regra de atribuição de custos desta metodologia quando usada para alocação de custos (Torres *et al.* 1996; Cerqueira, 1999 e Wang e Lior, 2007).

$$c_{CA} \cdot (E^M_{2:3} + E^M_{3:4} + E^M_{4:5} + E^T_{2:1}) - c_{TG} \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.47)$$

$$c_{CC} \cdot E^T_{3:2} - c_{CA} \cdot E^M_{2:3} = Z_{CC} + c_C \cdot Q_C \quad (2.48)$$

$$c_{E^T} \cdot (E^T_{3:4} + E^T_{4:5}) - c_{CA} \cdot E^T_{2:1} - c_{CC} \cdot E^T_{3:2} = 0 \quad (2.49)$$

$$c_{TG} \cdot (P_C + P_L) - c_{CA} \cdot E^M_{3:4} - c_{E^T} \cdot E^T_{3:4} = Z_{TG} \quad (2.50)$$

$$c_{CR} \cdot Q_U - c_{CA} \cdot E^M_{4:5} - c_{E^T} \cdot E^T_{4:5} = Z_{CR} \quad (2.51)$$

Desprezando os custos dos equipamentos ( $Z_m = 0$ ), com o custo unitário do combustível igual à unidade, se obtém as equações para o custo exergético unitário dos fluxos produtivos.

Embora a definição do diagrama produtivo com exergia desagregada em suas parcelas seja inicialmente uma proposta da Análise Funcional Termoeconômica (AFT), esta variante termoeconômica é também usada pela Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE). Porém, na versão estrutural da Teoria do Custo Exergético, foi introduzido o conceito de *Subproduto*. A Tabela 2.12 mostra a estrutura produtiva do ciclo Brayton usando as parcelas da exergia

(térmica e mecânica), segundo a Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE). Nesta nova variante, a parcela térmica da exergia produzida pelo compressor de ar é um subproduto, ou seja, a função do compressor é unicamente produzir exergia mecânica (aumentar a pressão do ar). Consideram que o aumento da temperatura (exergia térmica) é mera consequência.

**Tabela 2.12:** *Estrutura Produtiva do Ciclo Brayton com Exergia Parcial segundo a TECE*

UNIDADE	INSUMO	PRODUTO	SUBPRODUTO
Câmara (CC)	$Q_C + (E^M_{23} - E^M_{34})$	$E^T_{32} - E^T_{21}$	-----
Turbina (TG)	$(E^T_{32} - E^T_{45}) + (E^M_{34} - E^M_{45})$	$P_C + P_L$	-----
Compressor (CA)	$P_C$	$E^M_{23} - E^M_{34}$	$E^T_{21} - E^T_{32}$
Caldeira (CR)	$(E^T_{45} - E^T_{32}) + (E^M_{45} - E^M_{34})$	$Q_U = E_7 - E_6$	-----

OBS: O subproduto do compressor assume o mesmo custo unitário do produto da câmara de combustão

Para diferenciar o custo do produto e o custo do subproduto, a Teoria Estrutural propõe uma nova regra de atribuição de custo: se este subproduto é o resultado de uma produção involuntária do compressor, então ele deve ter o mesmo custo unitário médio dos fluxos produtivos da mesma espécie que foram produzidos propositalmente. No ciclo Brayton de cogeração, a exergia térmica produzida pelo compressor deve assumir o mesmo custo unitário da exergia térmica produzida pela câmara de combustão, que é o único equipamento cuja função é produzir exergia térmica, como mostram as Equações 2.52, 2.53, 2.54, 2.55 e 2.56.

$$c_{CA} \cdot (E^M_{23} + E^M_{34} + E^M_{45}) + c_{CC} \cdot E^T_{21} - c_{TG} \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.52)$$

$$c_{CC} \cdot E^T_{32} - c_{CA} \cdot E^M_{23} = Z_{CC} + c_C \cdot Q_C \quad (2.53)$$

$$c_{E^T} \cdot (E^T_{34} + E^T_{45}) - c_{CC} \cdot (E^T_{21} + E^T_{32}) = 0 \quad (2.54)$$

$$c_{TG} \cdot (P_C + P_L) - c_{CA} \cdot E^M_{34} - c_{E^T} \cdot E^T_{34} = Z_{TG} \quad (2.55)$$

$$c_{CR} \cdot Q_U - c_{CA} \cdot E^M_{45} - c_{E^T} \cdot E^T_{45} = Z_{CR} \quad (2.56)$$

Na cogeração com turbina a gás regenerativa, existem dois (2) equipamentos cuja função é produzir exergia térmica (o regenerador e a câmara de combustão). Neste caso, o

custo médio unitário dos fluxos de exergia térmica produzidos pelos mesmos define o custo unitário da exergia térmica produzida pelo compressor (Lozano e Valero, 1993 e Serra, 1994).

A Tabela 2.13 compara os custos unitários (exergéticos e monetários) dos fluxos de exergia parcial obtidos no ciclo Brayton de cogeração pela aplicação das duas metodologias: Análise Funcional Termoeconômica (AFT) e Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE).

**Tabela 2.13:** *Custo Unitário dos Fluxos Produtivos de Exergia Parcial no Ciclo Brayton*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO			
		Exergético [kW/kW]		Monetário [\$/MWh]	
		AFT	TECE	AFT	TECE
$E^T_{2:1}$	747,81	2,485	1,763	38,17	13,11
$E^T_{3:2}$	6.616,50	1,762	1,763	13,08	13,11
$E^T_{3:4}$	3.823,66	1,922	1,846	16,36	13,72
$E^T_{4:5}$	3.210,22	1,922	1,846	16,36	13,72
$E^M_{2:3}$	11,74	2,485	2,898	38,17	52,51
$E^M_{3:4}$	2.029,98	2,485	2,898	38,17	52,51
$E^M_{4:5}$	9,61	2,485	2,898	38,17	52,51
$P_C$	3.113,03	2,234	2,333	29,17	32,60
$P_L$	2.433,47	2,234	2,333	29,17	32,60
$Q_U$	2.246,32	2,757	2,650	29,66	25,95

O conteúdo de exergia física nos gases de exaustão (os resíduos), que é pura exergia térmica, é alocado para a potência mecânica e para o calor útil proporcionalmente ao consumo de exergia térmica na turbina a gás e na caldeira de recuperação, respectivamente.

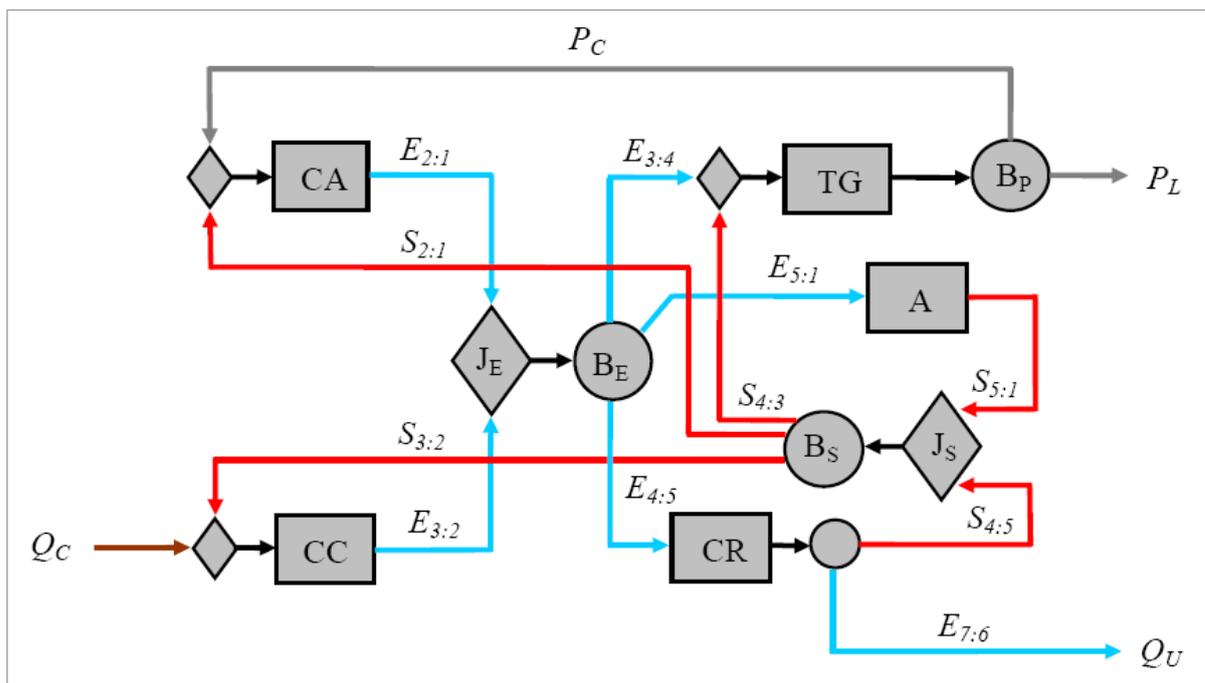
### 2.3.4 Exergia Total e Neguentropia dos Fluxos Produtivos

A idéia da introdução da neguentropia em termoeconomia partiu da Análise Funcional Termoeconômica, em 1983. Inicialmente a neguentropia era usada para definir o produto do condensador num ciclo Rankine de potência (Frangopoulos, 1987), permitindo assim alocar o custo deste equipamento dissipativo. Esta idéia foi adotada pela Teoria Estrutural do Custo Exergético (Lozano *et al.*, 1993, 1996), que estendeu este conceito para a alocação do custo

dos resíduos em sistemas de cogeração com turbina a gás (Lozano e Valero, 1993). Estas duas metodologias consideram a neguentropia como um fluxo fictício que é usado juntamente com os fluxos de exergia total ou parcial na definição da estrutura produtiva.

### 2.3.4.1 Ciclo Brayton de Cogeração

A Figura 2.8 mostra o diagrama produtivo do ciclo Brayton de cogeração usando fluxos de exergia total e de neguentropia. Todos os fluxos de exergia usados no diagrama produtivo com apenas exergia total (Figura 2.5) continuam presentes. Porém, o diagrama produtivo da Figura 2.8 mostra também o fluxo de exergia que representa o valor exergético dos resíduos ( $E_{5:1}$ ). Este fluxo, que representa a exergia dos gases de exaustão, é entregue à uma unidade imaginária que é aqui chamada de ambiente (A). Esta unidade imaginária tem a função de “resfriar estes gases” até as condições do ar atmosférico, ou seja, a sua função é reduzir a entropia destes gases. Por definição, reduzir a entropia do fluido de trabalho significa produzir neguentropia. Sendo assim, a unidade imaginária chamada de ambiente (A) tem a exergia dos resíduos ( $E_{5:1}$ ) como o seu insumo e a neguentropia ( $S_{5:1}$ ) é o seu produto.



**Figura 2.8:** Diagrama Produtivo do Ciclo Brayton usando Exergia Total e Neguentropia

A caldeira de recuperação produz calor útil ( $Q_U = E_{7:6}$ ) e também neguentropia ( $S_{4:5}$ ), ou seja, produz vapor a partir da água de alimentação e também reduz a entropia dos gases. Como esta aplicação é uma característica da Teoria Estrutural, cada unidade produtiva tem

uma função principal, ou seja, caso a unidade produza outros bens, estes são considerados como subprodutos. Neste caso, a neguentropia produzida pela caldeira de recuperação é um subproduto, porque a sua função principal é produzir calor útil. Por isso, a pequena bifurcação incorporada na caldeira de recuperação é para indicar que são dois fluxos de saída (um produto e um subproduto). Do mesmo modo, as unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho (compressor de ar, câmara de combustão e turbina a gás) incorporam uma pequena junção para indicar que os mesmos têm mais de um insumo. A neguentropia produzida pelo ambiente e pela caldeira de recuperação é consumida pelos equipamentos restantes (compressor de ar, câmara de combustão e turbina a gás), na mesma proporção dos respectivos aumentos da entropia do fluido de trabalho. Por causa da dimensão, a neguentropia é o produto da entropia pela temperatura de referência (Equação 2.57).

$$S_{i;j} = S_i - S_j = m_i \cdot T_0 \cdot s_i - m_j \cdot T_0 \cdot s_j \quad (2.57)$$

Usando exergia total e neguentropia, o modelo termoeconômico do ciclo Brayton de cogeração para o cálculo do custo monetário, tem sete (7) Equações (2.58, 2.59, 2.60, 2.61, 2.62, 2.63 e 2.64). Por ser um subproduto, o fluxo de neguentropia produzido pela caldeira de recuperação ( $S_{4;5}$ ) assume o mesmo custo unitário do fluxo de neguentropia produzido pelo ambiente ( $S_{5;1}$ ), que é a unidade cujo objetivo principal é produzir neguentropia.

$$c_{CA} \cdot E_{2;1} - c_S \cdot S_{2;1} - c_P \cdot P_C = Z_{CA} \quad (2.58)$$

$$c_{CC} \cdot E_{3;2} - c_S \cdot S_{3;2} = Z_{CC} + c_C \cdot Q_C \quad (2.59)$$

$$c_E \cdot (E_{3;4} + E_{4;5} + E_{5;1}) - c_{CA} \cdot E_{2;1} - c_{CC} \cdot E_{3;2} = 0 \quad (2.60)$$

$$c_P \cdot (P_L + P_C) - c_S \cdot S_{4;3} - c_E \cdot E_{3;4} = Z_{TG} \quad (2.61)$$

$$c_{CR} \cdot Q_U + c_A \cdot S_{4;5} - c_E \cdot E_{4;5} = Z_{CR} \quad (2.62)$$

$$c_A \cdot S_{5;1} - c_E \cdot E_{5;1} = 0 \quad (2.63)$$

$$c_S \cdot (S_{2;1} + S_{3;2} + S_{4;3}) - c_A \cdot (S_{5;1} + S_{4;5}) = 0 \quad (2.64)$$

A Tabela 2.14 mostra os valores e os respectivos custos exergéticos unitários e custos monetários unitários dos fluxos produtivos de exergia total e de neguentropia, obtidos na aplicação da Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) no ciclo Brayton de cogeração.

**Figura 2.14:** *Custo dos Fluxos Produtivos de Exergia e de Neguentropia no Ciclo Brayton*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	2.799,13	2,956	39,15
$E_{3:2}$	6.794,44	2,180	17,28
$E_{3:4}$	5.853,64	2,407	23,66
$E_{4:5}$	3.219,83	2,407	23,66
$E_{5:1}$	520,10	2,407	23,66
$S_{2:1}$	313,90	0,757	7,44
$S_{3:2}$	4.202,19	0,757	7,44
$S_{4:3}$	307,13	0,757	7,44
$S_{4:5}$	3.170,04	0,757	7,44
$S_{5:1}$	1.653,19	0,757	7,44
$P_C$	3.113,03	2,582	29,30
$P_L$	2.433,47	2,582	29,30
$Q_U$	2.246,32	2,381	29,52

Este modelo calcula o custo dos resíduos e o redistribui explicitamente para os produtos finais através das unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho. A Teoria Estrutural do Custo Exergético também pode aplicar a neguentropia juntamente com exergia desagregada em parcelas térmica e mecânica (Lozano e Valero, 1993 e Serra, 1994).

#### 2.3.4.2 Ciclo Rankine de Potência

A Figura 2.9 mostra o diagrama produtivo do ciclo Rankine de potência usando fluxos produtivos de exergia total e de neguentropia. Esta estrutura produtiva é basicamente a mesma usada por Frangopoulos (1987) e por Lozano *et al.* (1993 e 1996). Este processo produtivo considera que ao produzir exergia, a bomba (B) e o gerador de vapor (GV) aumentam a entropia do fluido de trabalho. O turbogerador (TV-GE) também aumenta a entropia do fluido de trabalho. Todo este aumento de entropia impede que toda a exergia produzida pela bomba e pelo gerador de vapor seja convertida em trabalho no turbogerador. A existência e a função do condensador (C) são justificadas pela necessidade de produzir neguentropia para cancelar

o aumento de entropia por estes equipamentos. Por isso, este produto do condensador (a neguentropia) é alocado para os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho.

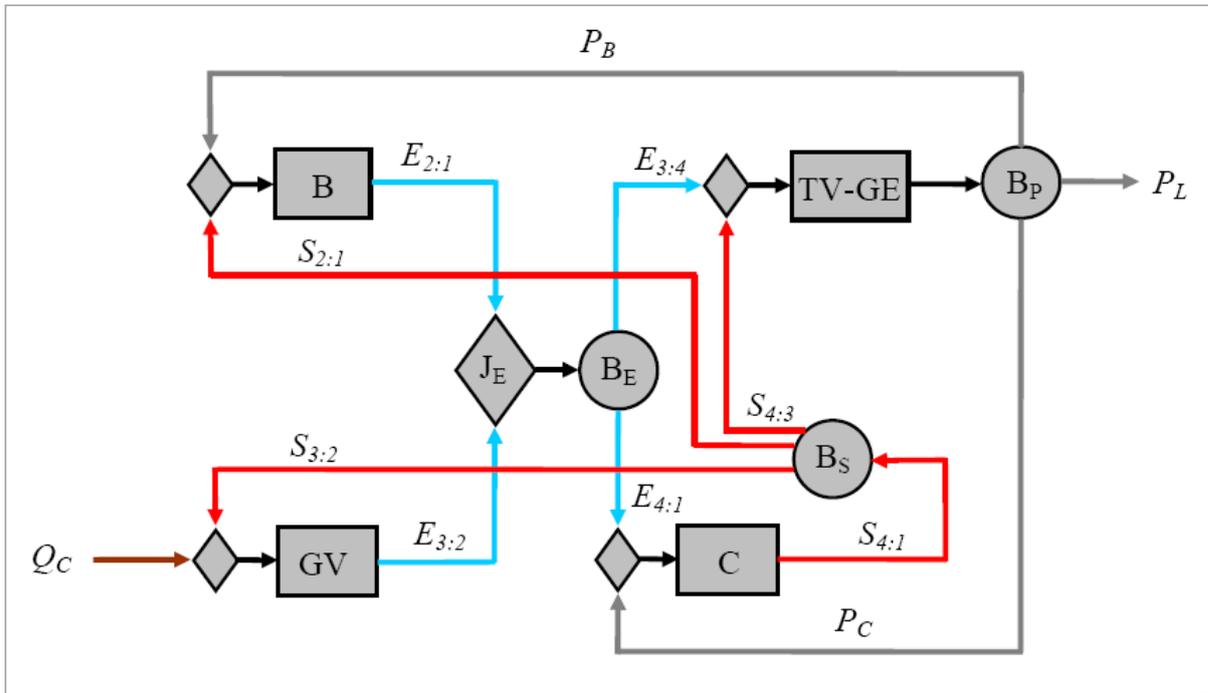


Figura 2.9: Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine usando Exergia Total e Neguentropia

Os custos exergéticos dos fluxos produtivos de exergia e neguentropia do ciclo Rankine de potência são calculados com seis (6) Equações (2.65, 2.66, 2.67, 2.68, 2.69 e 2.70).

$$k_B \cdot E_{2:1} - k_S \cdot S_{2:1} - k_P \cdot P_B = 0 \quad (2.65)$$

$$k_{GV} \cdot E_{3:2} - k_S \cdot S_{3:2} = Q_C \quad (2.66)$$

$$k_E \cdot (E_{3:4} + E_{4:5}) - k_B \cdot E_{2:1} - k_{GV} \cdot E_{3:2} = 0 \quad (2.67)$$

$$k_P \cdot (P_L + P_B + P_C) - k_S \cdot S_{4:3} - k_E \cdot E_{3:4} = 0 \quad (2.68)$$

$$k_C \cdot S_{4:1} - k_E \cdot E_{4:1} - k_P \cdot P_C = 0 \quad (2.69)$$

$$k_S \cdot (S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - k_C \cdot S_{4:1} = 0 \quad (2.70)$$

A Tabela 2.15 mostra os valores dos fluxos de exergia total e de neguentropia do ciclo Rankine de potência, bem como os respectivos custos exergéticos unitários obtidos com a solução deste modelo termoeconômico. Neste ciclo Rankine simples, as duas metodologias (a

Teoria Estrutural do Custo Exergético e a Análise Funcional Termoeconômica) chegam aos mesmos resultados. Porém, isto não acontece quando o ciclo a vapor incorporar outros equipamentos, como pré-aquecedores e desaeradores, que produzem exergia e neguentropia. Estes aspectos da aplicação da neguentropia serão discutidos detalhadamente no Capítulo 4.

**Figura 2.15:** *Custo dos Fluxos Produtivos de Exergia e de Neguentropia no Ciclo Rankine*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO EXERGÉTICO UNITÁRIO [kW/kW]
$E_{2:1}$	124,52	4,381
$E_{3:2}$	26.674,57	2,816
$E_{3:4}$	24.899,09	2,824
$E_{4:1}$	1.900,00	2,824
$S_{2:1}$	21,70	0,139
$S_{3:2}$	36.731,52	0,139
$S_{4:3}$	3.594,51	0,139
$S_{4:1}$	40.347,73	0,139
$P_B$	155,00	3,500
$P_C$	75,00	3,500
$P_L$	20.000,00	3,500

Quando se aplica a neguentropia na modelagem termoeconômica de um ciclo Rankine usando fluxos produtivos, os custos envolvidos na operação do condensador são alocados para os equipamentos que aumentam a exergia do fluido de trabalho. É o mesmo conceito usado pela Teoria do Custo Exergético (TCE) e pela Exergoeconomia (SPECO).

## 2.4 CRÍTICAS ÀS METODOLOGIAS TERMoeCONÔMICAS

Os grandes avanços que as metodologias termoeconômicas vêm experimentando são, sem dúvida, graças às críticas e “autocríticas” que as mesmas vieram sofrendo nos últimos anos. As críticas de Valero e Royo (1992) e de Valero *et al.* (1995) ajudaram a resolver de vez

a ambigüidade relativa à formulação de equações auxiliares, principalmente na turbina, nas metodologias que usam fluxos físicos na contabilidade de custos. Nestes artigos, os autores definem claramente os insumos e os produtos da turbina e de outros equipamentos, não deixando brechas para más interpretações das proposições de atribuição de custos, ao deixar claro que a exaustão da turbina não é um dos produtos da turbina, ou seja, o único produto da turbina é a potência. Segundo estes autores, o custo não deve depender do critério do analista, mas sim da eficiência termodinâmica e da estrutura produtiva que é a geradora de custos.

Por outro lado, é importante salientar que foram os próprios autores da Teoria do Custo Exergético que apontaram as limitações da mesma (Lozano e Valero, 1993) para alocar os resíduos. Estas críticas provocaram a extensão da metodologia para alocação dos resíduos, além de estar na origem do aparecimento da Teoria Estrutural do Custo Exergético que contabiliza os custos com base nos fluxos internos do diagrama produtivo. Torres e Valero (2000) comparam a importância da estrutura produtiva à análise econômica *Input-Output* desenvolvida por W. Leontief, que mereceu o Prêmio Nobel de Economia em 1973.

Hoje é notória a grande tendência das metodologias termoeconômicas em usar a modelagem baseada nos fluxos produtivos e em definir o diagrama produtivo dos sistemas. As metodologias Exergoeconômicas são as únicas que continuam usando os fluxos físicos na modelagem termoeconômica, já que os autores da Teoria do Custo Exergético concordam que a limitação desta teoria reside na contabilidade de custos com base nos fluxos físicos (Lozano e Valero, 1993), que impede a análise do processo de formação do custo dos resíduos e também a alocação racional dos equipamentos dissipativos. Apesar disso, está claro que estas duas metodologias (a Exergoeconomia e a Teoria do Custo Exergético) estão unificadas para a contabilidade de custos no ciclo Brayton de Cogeração. Com relação ao ciclo Rankine de potência, a unificação não é ainda uma realidade por causa das arbitrariedades usadas pela Teoria do Custo Exergético para definição e atribuição de custos dos subprodutos.

A definição e as considerações usadas para atribuição de custo aos subprodutos são os únicos empecilhos à unificação da Teoria Estrutural do Custo Exergético com a Análise Funcional Termoeconômica. Este aspecto, que já foi criticado por Cerqueira (1999), fica claro quando se usa diagrama produtivo com a exergia desagregada nas suas parcelas mecânica e térmica, embora este tipo de desagregação seja desaconselhável por Lazzaretto e Tsatsaronis, (2006). Além da dificuldade em aplicar a exergia desagregada desta forma num ciclo a vapor (Cerqueira, 1999), a mesma não oferece nenhuma vantagem específica na alocação dos resíduos e dos equipamentos dissipativos, quando comparada com o uso da exergia total.

Todas as principais metodologias termoeconômicas usam a neguentropia para alocar o custo do condensador. Mesmo quando não é chamada pelo nome, o conceito e a maneira de alocação são os mesmos, além dos autores concordarem que o efeito é o mesmo. Além de ser a solução para isolar e alocar os equipamentos dissipativos, a neguentropia é a única maneira de alocar explicitamente os resíduos. Talvez o único problema da neguentropia seja a maneira como ela é aplicada (juntamente com a exergia total ou parcial), o que leva a algumas inconsistências e casos de inaplicabilidade, conforme vem sendo mostrado por Santos *et al.* (2006; 2008a e 2008b). Uma das inconsistências, quando se usa a neguentropia juntamente com a exergia, é o fato de alguns equipamentos terem produto muito maior que o insumo, o que significa eficiência maior que 100%. Esta faixa de eficiência não é aceitável do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica. Por outro lado, na alocação de custos numa planta de cogeração, esta prática sobrecarrega o custo da potência em detrimento do custo do vapor. Em certos casos, os custos obtidos chegam a contradizer a reconhecida e comprovada vantagem termodinâmica da cogeração, relativamente à produção separada de vapor e potência (Santos *et al.* 2006). Isto só é evitado se for usado o conceito de subproduto, conforme propõem a Teoria Estrutural do Custo Exergético, para atribuição de custo aos fluxos de neguentropia considerados como subprodutos. O problema é que esta regra de atribuição de custos não é aplicável em qualquer ciclo (Santos *et al.* 2008a), o que deixa a metodologia sem o seu “escudo de proteção”. Porém, Santos *et al.* (2006; 2008a e 2008b) já mostraram que as vantagens da neguentropia podem ser aproveitadas, sem estas inconsistências, quando a neguentropia é usada como uma parcela da exergia física (juntamente com a entalpia).

Do ponto de vista das diferenças na definição do diagrama produtivo para alocação dos resíduos e equipamentos dissipativos, pode-se resumir as metodologias termoeconômicas em apenas três, e a diferença entre elas está nos tipos de fluxos produtivos usados: (i) só a exergia total (Modelo E); (ii) a exergia total juntamente com a neguentropia (Modelo E&S), e (iii) a exergia física desagregada nas suas parcelas entálpicas e neguentrópicas (Modelo H&S).

## Capítulo 3

# A NEGUENTROPIA COMO PARCELA DA EXERGIA: A PROPOSTA PARA UNIFICAÇÃO TERMoeCONÔMICA

Até quatro (4) anos atrás, a neguentropia era usada em termoeconomia como um fluxo fictício, ou seja, juntamente com a exergia. Esta foi sempre uma prática das metodologias funcionais e estruturais (Frangopoulos, 1987; Lozano *et al.*, 1993 e von Spakovsky, 1994), como foi mostrado no capítulo anterior. A primeira proposta de aplicação da neguentropia como uma das parcelas de exergia física (juntamente com a entalpia) foi apresentada por Santos *et al.* (2005), ao analisar uma planta dual (cogeração e dessalinização). Não resta dúvida de que esta proposta se trata de uma nova metodologia termoeconômica. Porém, não deixa também de ser uma proposta de unificação das metodologias termoeconômicas porque é baseada em conceitos já usados ou definidos por outros autores especialistas na área:

- A exergia desagregada nas suas parcelas (química, térmica e mecânica) já é uma característica opcional de todas as metodologias termoeconômicas. Porém, este tipo de desagregação não oferece nenhuma vantagem do ponto de vista da alocação dos resíduos e dos equipamentos, relativamente ao uso da exergia total, além da grande dificuldade para a sua implementação num ciclo a vapor. A desagregação da exergia física nas suas parcelas entálpica e neguentrópica consegue tirar estas vantagens.
- Alocação do custo dos equipamentos dissipativos (como o condensador) através da neguentropia é uma característica (direta ou indireta) de todas as metodologias termoeconômicas. Todas as metodologias concordam que os resíduos devem ser

alocados nos equipamentos que os originaram. Por isso, umas defendem que os mesmos são gerados nos queimadores das caldeiras e câmaras de combustão, enquanto que outras atribuem a formação dos resíduos ao aumento da entropia no ciclo. Neste ponto, esta nova metodologia concorda parcialmente com as duas correntes, ou seja, considera que parte da exergia contida nos resíduos (a parcela química) origina nos queimadores, mas a parcela física (a entálpica) é devido ao aumento da entropia.

- A definição da estrutura produtiva, como em todas as metodologias, é uma condição necessária para a aplicação desta metodologia. Porém, a tabela mostrando os insumos e os produtos de cada equipamento não é obrigatória, pois só o diagrama produtivo já é auto-explicativo. Por considerar que as parcelas da exergia têm igual importância, não se define nenhum subproduto. Deste modo, todos os fluxos produtivos que entram numa unidade produtiva são insumos, enquanto que os que saem são todos produtos.
- As equações de custos são balanços de fluxos monetários ou exergéticos formuladas nas unidades produtivas (reais e fictícias) do diagrama. As equações auxiliares já são levadas em conta nos balanços de custo, ou seja, os produtos (fluxos produtivos) que saem de uma mesma unidade produtiva têm o mesmo custo unitário. Esta atribuição de custo é válida tanto para as unidades produtivas reais como para as fictícias.

Apesar de não usar nenhum conceito completamente novo, esta não deixa de ser uma nova metodologia porque apesar da neguentropia já ter sido definida anteriormente como uma parcela da exergia por Alves e Nebra (2003), estes autores aplicaram a mesma como um fluxo fictício, embora tenham deixado claro se tratar de uma parcela da exergia física. Situação parecida aconteceu com Lozano *et al.* (1993) que usaram a neguentropia juntamente com a entalpia para definir a eficiência do condensador, e contraditoriamente ao definirem a estrutura produtiva de um ciclo Rankine de potência simples, os mesmos autores usaram a neguentropia e a exergia como produto e insumo do condensador, respectivamente.

### **3.1 DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA**

Por definição, a exergia de um fluxo é o trabalho máximo que se pode gerar se o mesmo passar por um processo reversível desde o estado que se encontra até o estado de equilíbrio com o meio ambiente. Sendo assim, o cálculo da exergia de um fluxo passa necessariamente

pelo estabelecimento do ambiente de referência, que segundo Lozano e Valero (1986), deve ser as condições do ambiente local, nomeadamente a temperatura ambiente ( $T_0$ ) e a pressão atmosférica ( $p_0$ ). Desprezando os efeitos cinéticos e potenciais gravitacionais, a exergia de um fluxo ( $E$ ) é obtida, conforme a Equação 3.1, a partir das suas parcelas: química ( $E^Q$ ) e física ( $E^F$ ). A parcela física é a soma da parcela mecânica ( $E^M$ ) com a térmica ( $E^T$ ), conforme mostra a Equação 3.2. A parcela química depende da composição química do fluxo relativamente ao ambiente de referência. A parcela térmica e a parcela mecânica dependem da temperatura e da pressão do fluxo, relativamente à temperatura e pressão de referência, respectivamente.

$$E = E^Q + E^F \quad (3.1)$$

$$E^F = E^M + E^T \quad (3.2)$$

No ciclo a vapor, durante o cálculo da exergia dos fluxos de água e/ou vapor, a parcela química é desprezível já que água e o vapor não entram em reações químicas e, portanto, a sua composição química não é alterada. Dada a pressão e a temperatura do fluxo, se obtém a entalpia ( $h$ ) e a entropia ( $s$ ) do fluxo. Se o fluxo for uma mistura bifásica (água mais vapor), é necessário conhecer as proporções de cada fase (o título). Conhecendo a temperatura e a pressão de referência se obtém também a entalpia ( $h_o$ ) e a entropia ( $s_o$ ) de referência. Tendo as entalpias e as entropias, a exergia total do fluxo pode ser calculada usando a Equação 3.3, onde  $m$  é a vazão mássica do fluxo,  $e^F$  a exergia específica e  $T_0$  a temperatura de referência.

$$E = E^F = m \cdot e^F = m \cdot [(h - h_o) - T_0 \cdot (s - s_o)] \quad (3.3)$$

A Equação 3.3 não mostra claramente a separação entre a parcela térmica e a parcela mecânica da exergia física porque tanto a entalpia como a entropia dependem da pressão e da temperatura. Porém, é muito fácil separar outras duas parcelas, como mostra a Equação 3.4.

$$E^F = m \cdot [(h - h_o) - T_0 \cdot (s - s_o)] = m \cdot (h - h_o) - m \cdot T_0 \cdot (s - s_o) = E^H - E^S \quad (3.4)$$

$$H = E^H = m \cdot (h - h_o) \quad (3.5)$$

$$S = E^S = m \cdot T_0 \cdot (s - s_o) \quad (3.6)$$

As duas parcelas facilmente separáveis na equação da exergia total da água e/ou vapor (Equação 3.4) são precisamente: a entálpica ( $H$ ) dada pela Equação 3.5 e a neguentrópica ( $S$ ) definida pela Equação 3.6. Combinando corretamente estas duas parcelas, se obtém o mesmo

efeito da exergia com a vantagem de aproveitar os benefícios que o uso da neguentropia propicia na alocação do custo dos resíduos e dos equipamentos dissipativos. Desta forma, esta nova proposta metodológica (chamada de Modelo H&S) combina a primeira e a segunda lei da termodinâmica na modelagem termoeconômica de sistemas. Segundo Valero *et al.* (1995), a causa geradora de custos é a eficiência dos subsistemas, cuja definição não deve depender do critério do analista, mas sim do comportamento do mesmo no plano h-s. É este o objetivo do Modelo H&S: descrever o comportamento dos ciclos termodinâmicos no plano h-s.

No caso dos ciclos a gás, como o ciclo Brayton, o cálculo da exergia do ar e dos gases produtos da combustão exige um procedimento um pouco mais complexo. O ar e os gases da combustão são considerados misturas de gases ideais, assim como o gás natural combustível. O modelo termodinâmico para calcular a parcela química ( $E^Q$ ) da exergia de um fluxo que é uma mistura de gases ideais depende do tipo de gases que formam esta mistura.

Os elementos que estão presentes na composição do ar atmosférico são os mesmos que se encontram misturados nos gases produtos da combustão ( $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  e Ar), porque o modelo termodinâmico considera o processo de combustão completa do gás natural (sem formação de CO e  $NO_x$ ). A composição química do gás natural usado está na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1:** *Composição Química Elementar do Gás Natural Combustível*

ELEMENTOS			PORCENTAGEM [%]
<i>n</i>	Descrição	Símbolo	
1	Metano	CH <sub>4</sub>	88,56
2	Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	9,17
3	Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,42
4	Nitrogênio	N <sub>2</sub>	1,20
5	Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0,65

Quando algum dos elementos que entram na composição do fluxo não está presente na composição do ambiente de referência (o ar atmosférico), a exergia química ( $X$ ) é calculada com base na exergia química padrão ( $e^0$ ) de cada elemento  $n$ , conforme a Equação 3.7, e também com base na constante universal dos gases ideais ( $R$ ) e temperatura de referência ( $T_0$ ).

$$X = E^Q = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \sum y_n \cdot [e_n^0 + R \cdot T_0 \cdot \ln(y_n)] \quad (3.7)$$

A Tabela 3.2 mostra os valores referentes à exergia específica química padrão ( $e^0$ ) dos elementos presentes na composição do gás natural. A conversão da exergia química do fluxo para unidade de potência (kW) depende da vazão mássica do fluxo ( $m$ ), da fração molar de cada elemento na mistura ( $y$ ) e da massa molar ( $M$ ) de cada elemento.

**Tabela 3.2:** Exergia Química Padrão dos Componentes do Gás Natural (kotas, 1985)

ELEMENTOS			$e^0$ [kJ/kmol]
$n$	Descrição	Símbolo	
1	Metano	CH <sub>4</sub>	836.510
2	Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1.504.360
3	Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2.163.190
4	Nitrogênio	N <sub>2</sub>	690
5	Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	20.140

A exergia química dos gases produtos da combustão, cujos elementos são os mesmos presentes no ar atmosférico, pode ser calculada usando outro modelo termodinâmico (Moran e Shapiro, 2006), conforme a Equação 3.8, que é função da fração molar de cada elemento na mistura ( $y_n$ ) e da fração do mesmo elemento no ambiente estável de referência ( $y_{n,o}$ ).

$$X = E^Q = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \sum y_n \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{y_n}{y_{n,o}} \right) \quad (3.8)$$

Independentemente da temperatura e da pressão, a exergia química de qualquer fluxo de ar é nula porque a composição é a mesma do ambiente estável de referência, que neste modelo termodinâmico é o próprio ar. Este modelo para o cálculo da exergia química dos gases produtos da combustão é aproximado porque na temperatura e pressão de referência parte do vapor de água contida nos gases se condensaria. O modelo que considera esta condensação é apresentado por Bejan *et al.* (1996). Porém, é muita complexidade para pouca diferença. Por isso, em termoeconomia, todos os autores usam o modelo aproximado pela Equação 3.8.

A exergia térmica ( $E^T$ ) de uma mistura de gases ideais é calculada usando a Equação 3.9, em função da temperatura ( $T$ ) e do calor específico a pressão constante ( $C_p$ ) do fluxo.

$$E^T = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \sum y_n \int_{T_0}^T C_{p_n} \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \cdot dT \quad (3.9)$$

O modelo termodinâmico usa uma função polinomial para descrever a variação do calor específico à pressão constante de cada gás que compõem o fluxo. A Tabela 3.3 mostra a função polinomial do calor específico ( $C_p$ ) e os respectivos coeficientes para os elementos (os gases) presentes no gás natural e nos produtos da combustão completa com este combustível.

**Tabela 3.3:** Função Polinomial para Calor Específico dos Gases (Lozano e Valero, 1986)

ELEMENTOS			$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3$ [kcal/kmol.K]			
$n$	Descrição	Símbolo	$A$	$B \cdot 10^2$	$C \cdot 10^5$	$D \cdot 10^9$
1	Metano	CH <sub>4</sub>	4,75	1,2	0,303	-2,63
2	Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,648	4,124	-1,53	1,74
3	Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-0,966	7,279	-3,755	7,58
4	Nitrogênio	N <sub>2</sub>	6,903	-0,03753	0,193	-0,6861
5	Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	5,316	1,4285	-0,8362	1,784
6	Oxigênio	O <sub>2</sub>	6,085	0,3631	-0,1709	0,3133
7	Vapor de Água	H <sub>2</sub> O	7,7	0,04594	0,2521	-0,8587
8	Argônio	Ar	4,964**	0,00	0,00	0,00

OBS: \*\* (Verda *et al.*, 2004)

Para calcular a parcela mecânica da exergia ( $E^M$ ) de uma mistura de gases ideais não é preciso conhecer a composição química da mesma, como pode ser visto na Equação 3.10, ou seja, basta conhecer a sua vazão total ( $m$ ), sua massa molar ( $M$ ) e sua pressão total ( $p$ ).

$$E^M = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (3.10)$$

A exergia física ( $E^F$ ) de uma mistura de gases ideais se calcula somando a sua parcela térmica ( $E^T$ ) com a parcela mecânica ( $E^M$ ), como mostra a Equação 3.11.

$$E^F = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \left[ \sum y_n \int_{T_0}^T C_{p_n} \cdot dT - T_0 \cdot \sum y_n \int_{T_0}^T \frac{C_{p_n}}{T} \cdot dT + R \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right] \quad (3.11)$$

A Equação 3.11 mostra que na realidade a exergia física de uma mistura de gases ideais é composta de três (3) parcelas. Porém, para a aplicação desta metodologia (Modelo H&S) a exergia física precisa ser desagregada em apenas duas parcelas (entálpica e neguentrópica). A primeira parcela é precisamente a entálpica, conforme mostra a Equação 3.12. A parcela

neguentrópica é formada pelas outras duas parcelas, como mostra a Equação 3.13, já que a neguentropia nada mais é que o produto da temperatura de referência pela entropia.

$$H = E^H = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \sum y_n \int_{T_0}^T C_{p_n} \cdot dT \quad (3.12)$$

$$S = E^S = \frac{m \cdot T_0}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \left[ \sum y_n \int_{T_0}^T \frac{C_{p_n}}{T} \cdot dT - R \cdot \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \right] \quad (3.13)$$

Esta metodologia (Modelo H&S) não é contra o uso da exergia física desagregada nas suas três (3) parcelas mostradas na Equação 3.11. Apenas não aconselha esta prática devido à dificuldade de sua aplicação num ciclo a vapor (e de refrigeração), além de aumentar a complexidade da estrutura produtiva sem permitir tirar grandes conclusões na avaliação termoeconômica. Esta prática permite detalhar o processo de formação de custos, mas não fornece nenhuma vantagem adicional na alocação dos resíduos e equipamentos dissipativos.

## 3.2 RESÍDUOS E EQUIPAMENTOS DISSIPATIVOS

A maior parte das metodologias termoeconômicas convencionais de contabilidade de custos geralmente não aprofundam na análise da alocação dos resíduos. Resolver este assunto é cada vez mais importante no que diz respeito à introdução de custos ambientais em termoeconomia, porque por vezes os resíduos precisam ser eliminados usando equipamentos de controle de poluição, cujos custos precisam ser imputados nos produtos finais. Por isso, é urgente e necessário o desenvolvimento de novas metodologias ou estender as existentes para incluir a alocação e também o processo de formação dos resíduos (Torres *et al.*, 2008). A importância deste tema já foi levantada por outros autores, usando o nome de irreversibilidade externa (Cerqueira e Nebra, 1999) ou perdas (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006).

A alocação dos resíduos é um problema complexo porque não existe uma regra geral, já que depende da natureza dos mesmos e de como (e onde) foram formados. Muitas vezes os resíduos que abandonam uma unidade produtiva são formados na própria unidade, como é o caso dos gases de exaustão das caldeiras convencionais. No caso das caldeiras de recuperação, os gases de exaustão (os resíduos) não são totalmente formados nesta unidade produtiva, mesmo quando há queima suplementar. Situação parecida acontece com os condensadores

dos ciclos a vapor, que dissipa o calor que foi gerado em outras unidades produtivas. Os gases de exaustão e o calor dissipado pelo condensador têm um custo de formação que precisa ser analisado e identificado para ser racionalmente alocado para os produtos finais.

Em qualquer sistema térmico, assim como existem os equipamentos produtivos, podem existir também os equipamentos dissipativos, cujo propósito é eliminar total ou parcialmente os fluxos indesejáveis (Torres *et al.*, 2008). Qualquer equipamento dissipativo é indispensável para o bom funcionamento e melhoria da eficiência do sistema, ou seja, presta um serviço aos equipamentos produtivos. O tipo de serviço prestado precisa ser identificado para que o custo dos equipamentos dissipativos seja alocado racionalmente para os equipamentos produtivos.

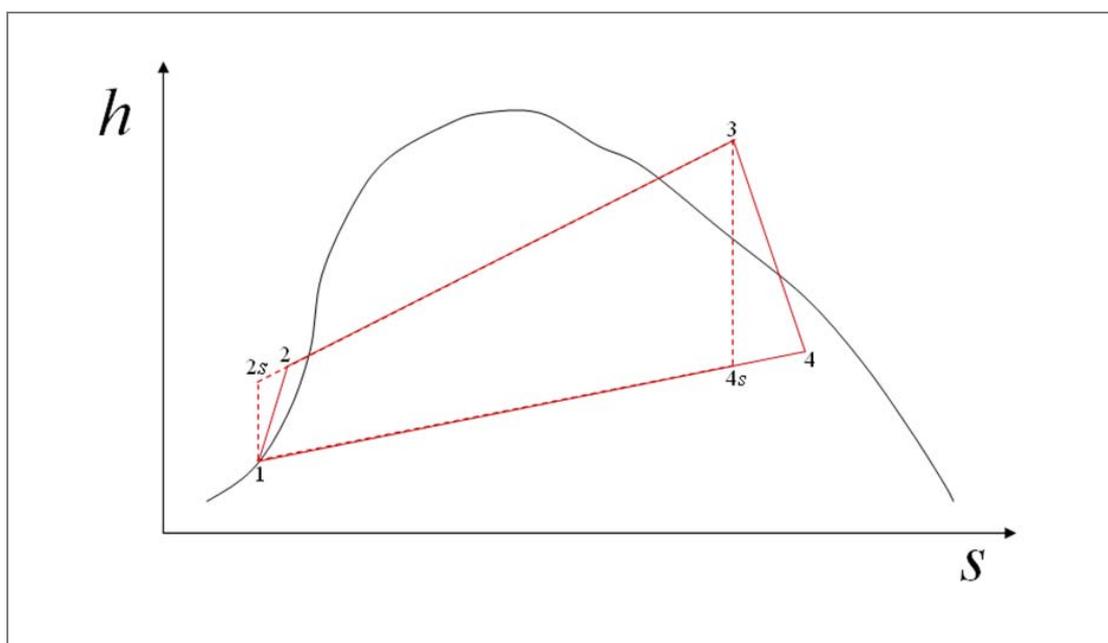
Quando o resíduo sai do próprio equipamento que o originou, não é necessária nenhuma regra especial porque o seu custo já reflete naturalmente no produto deste equipamento, como é o caso dos gases de exaustão que saem dos geradores de vapor. Mas no caso dos gases de exaustão que saem das caldeiras de recuperação em sistemas de cogeração, é importante a identificação dos equipamentos produtivos que estão envolvidos na sua origem e formação. Do mesmo modo, quando o equipamento dissipativo presta serviço a um único equipamento produtivo, ambos podem se juntar formando uma única unidade produtiva. Este é geralmente o que acontece com a válvula redutora de pressão, ventilador de indução dos geradores de vapor, intercooler dos compressores, torre de resfriamento do condensador, etc. A maioria das metodologias concorda que o condensador serve a diversos equipamentos.

A estrutura física por si só não é suficiente para identificar o processo de formação dos resíduos e nem a função dos equipamentos dissipativos. Por isso, é preciso definir a estrutura produtiva do sistema que descreve todo o processo de formação de custos do sistema térmico, incluindo os resíduos e os equipamentos dissipativos. No Modelo H&S, a estrutura produtiva de um ciclo térmico se define com base no comportamento dos seus subsistemas no plano h-s, em função da variação da entalpia e da entropia do fluido de trabalho nos mesmos.

### 3.2.1 Condensador

A Figura 3.1 representa o ciclo Rankine de potência simples no diagrama h-s. São quatro (4) processos realizados pela bomba de alimentação (1-2), gerador de vapor (2-3), turbina a vapor (3-4) e condensador (4-1). Segundo definição do Modelo H&S, a bomba de alimentação e o gerador de vapor injetam entalpia no ciclo. Parte desta entalpia é convertida

em trabalho na turbina a vapor. Toda a entalpia injetada no ciclo seria convertida em trabalho na turbina a vapor, se nenhum destes três processos fosse acompanhado do aumento de entropia. Se assim fosse possível, o condensador seria dispensável. Por isso, a entalpia que não é convertida em trabalho (resíduo) é dissipada pelo condensador, cuja função é injetar neguentropia no ciclo para cancelar o aumento de entropia nos três processos produtivos.



**Figura 3.1:** Representação do Ciclo Rankine de Potência no Diagrama  $h$ - $s$

O produto do condensador (a neguentropia) é alocado para os equipamentos produtivos que aumentam a entropia do fluido de trabalho. No capítulo anterior, ficou claro que quase todas as outras metodologias também alocam o custo do condensador para os equipamentos produtivos que aumentam a entropia do fluido de trabalho. Sendo assim, a Teoria do Custo Exergético (TCE) e a Exergoeconomia (SPECO) usam o conceito de neguentropia de forma implícita. A Teoria Estrutural (TECE), Análise Funcional Termoeconômica (AFT) e a Análise Funcional de Engenharia (AFE) usam explicitamente o conceito de neguentropia para definir a função do condensador. A diferença entre o Modelo H&S e as outras metodologias que usam a neguentropia explicitamente é na definição do insumo do condensador.

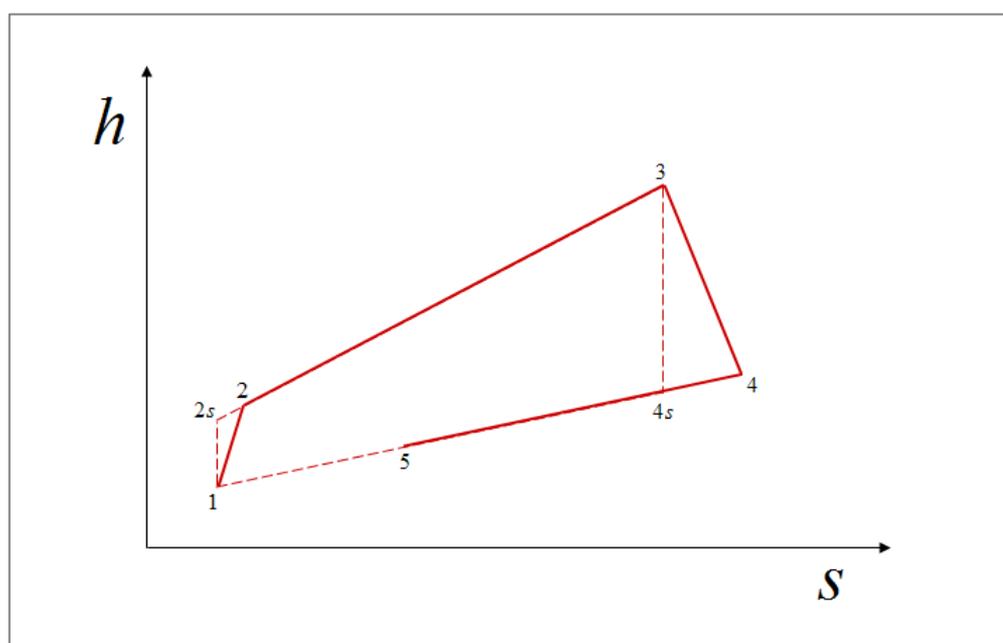
O Modelo H&S define a entalpia dissipada como o insumo do condensador. A Teoria Estrutural (TECE) e a Análise funcional Termoeconômica (AFT) usam a exergia dissipada como o insumo do condensador e a neguentropia como produto, ou seja, estas metodologias usam o Modelo E&S. Desta forma, o Modelo E&S apresenta algumas inconsistências porque, como mostra a Tabela 2.15, o produto do condensador ( $S_{4:1}$ ) é muito maior que o insumo

( $E_{4:1}$ ) e, conseqüentemente, a eficiência do condensador é muito maior que 100% e o custo exergético unitário do produto do condensador é menor que um (0,139). Este valor contradiz o conceito de custo exergético unitário segundo os próprios autores da Teoria Estrutural do Custo Exergético (Valero *et al.*, 2006): uma medida da eficiência dos processos que deve ser igual a um para processos reversíveis e maior que um para processos reais.

O Modelo H&S evita a inconsistência acima descrita ao definir a neguentropia e a entalpia como produto e insumo do condensador (respectivamente). Desta forma, no Modelo H&S, o custo exergético unitário do produto do condensador (a neguentropia) será sempre igual a um, para processos reversíveis e, maior que um para processos reais.

### 3.2.2 Gases de Exaustão

A Figura 3.2 representa o ciclo Brayton de Cogeração no diagrama  $h$ - $s$ . São também quatro (4) processos realizados pelo compressor (1-2), câmara de combustão (2-3), turbina a gás (3-4) e caldeira de recuperação (4-5). Diferente do que acontece com o condensador do ciclo Rankine, a caldeira de recuperação não fecha totalmente o ciclo.



**Figura 3.2:** Representação do Ciclo Brayton de Cogeração no Diagrama  $h$ - $s$

O processo que fecha o ciclo (5-1) é realizado pelo ambiente, onde são jogados os gases de exaustão (fluxo 5) e de onde é aspirado o ar (fluxo 1). Analogamente ao ciclo Rankine, a

mesma análise do processo produtivo pode ser feita no ciclo Brayton. Toda a entalpia injetada no ciclo pelo compressor de ar e pela câmara de combustão não é convertida em trabalho na turbina a gás devido ao aumento da entropia do fluido de trabalho. Neste caso, a neguentropia é produzida na caldeira de recuperação e também no ambiente. Porém, por não ser um equipamento dissipativo, a caldeira de recuperação produz também o calor útil em forma de vapor, que é um produto do sistema. Toda a neguentropia produzida é alocada para os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho.

A Teoria Estrutural do Custo Exergético também consideram que a neguentropia é produzida pela caldeira de recuperação e pelo ambiente (chamado de chaminé), e também redistribuem toda esta neguentropia produzida para os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho. Porém, ela define a variação da exergia como insumo da caldeira de recuperação e do ambiente, o que leva às mesmas inconsistências verificadas no ciclo Rankine, como mostra a Tabela 2.14. O Modelo H&S evita estas inconsistências ao definir a variação da entalpia como insumo destes dois produtores de neguentropia.

O conceito de neguentropia permite ao Modelo H&S alocar a entalpia contida nos gases de exaustão, porque a origem deste conteúdo se justifica pelo aumento da entropia no ciclo. Porém, os gases de exaustão contêm também exergia química. As metodologias estruturais e funcionais não costumam dar um tratamento explícito á exergia química contida nos resíduos, mas o Modelo H&S aloca este conteúdo na câmara de combustão, onde o mesmo originou, porque devido à reação química o fluido de trabalho passa de ar a gases de combustão.

### **3.3 ESTRUTURA PRODUTIVA**

No Modelo H&S, assim como em todas as metodologias, a estrutura produtiva precisa ser definida. Neste aspecto, esta metodologia é parecida com a Teoria Estrutural e a Análise Funcional, porque a estrutura produtiva é definida através do diagrama produtivo. Os equipamentos são representados por retângulos, unidos entre si e com o ambiente através de setas. As setas entrando num determinado equipamento são os seus insumos e as setas saindo do mesmo são os seus produtos. Existem também as junções, representadas por losangos, onde dois ou mais fluxos produtivos se juntam. Do mesmo jeito, os círculos são bifurcações onde o produto de um equipamento se subdivide em produtos de outros equipamentos. Alguns

equipamentos incorporam pequenas junções para indicar que têm vários insumos, e/ou pequenas bifurcações que indicam a existência de mais de um produto. Os fluxos produtivos (as setas) são definidos em função dos fluxos físicos. Os fluxos produtivos de potência elétrica e mecânica ( $P$ ) são os próprios fluxos físicos de potência. Os fluxos produtivos externos, como o combustível ( $Q_C$ ), também são os mesmos da estrutura física.

Os outros fluxos presentes no diagrama produtivo são variações da exergia total ou parcial entre dois fluxos físicos, conforme a simbologia das Equações 3.14, 3.15, 3.16 e 3.17. Estes fluxos produtivos são as variações de: exergia química ( $X_{i;j}$ ), entalpia ( $H_{i;j}$ ), neguentropia ( $S_{i;j}$ ) e exergia total ( $E_{i;j}$ ). Estes fluxos representam a maioria dos insumos e produtos que são respectivamente definidos em função de dois fluxos físicos: de exergia química ( $X_i$  e  $X_j$ ), de entalpia ( $H_i$  e  $H_j$ ), de neguentropia ( $S_i$  e  $S_j$ ) e de exergia total ( $E_i$  e  $E_j$ ).

$$X_{i;j} = X_i - X_j \quad (3.14)$$

$$H_{i;j} = H_i - H_j \quad (3.15)$$

$$S_{i;j} = S_i - S_j \quad (3.16)$$

$$E_{i;j} = E_i - E_j \quad (3.17)$$

Existem certos equipamentos que funcionam como junções reais, onde fluxos físicos se misturam. Este é o caso dos atemperadores, desaeradores, etc. Nestes equipamentos, fluxos diferentes se encontram trocando as parcelas de exergia e massa. Ao misturar dois fluxos com potenciais exergéticos diferentes, o resultado é um terceiro fluxo com um potencial exergético intermediário. O insumo é definido como a redução do potencial exergético da vazão mássica  $m_i$  que entrou com maior potencial exergético, conforme as Equações 3.18, 3.19, 3.20 e 3.21.

$$X_{i;j} = m_i \cdot (x_i - x_j) \quad (3.18)$$

$$H_{i;j} = m_i \cdot (h_i - h_j) \quad (3.19)$$

$$S_{i;j} = m_i \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (3.20)$$

$$E_{i;j} = m_i \cdot (e_i - e_j) \quad (3.21)$$

Nestes equipamentos, o produto é definido de forma análoga ao insumo, ou seja, o produto é o aumento do potencial exergético da vazão mássica  $m_j$  que entrou no equipamento

com menor potencial exergético, conforme as Equações 3.18, 3.19, 3.20 e 3.21. Exemplos de definição do insumo e do produto deste tipo de equipamento são apresentados no próximo capítulo, ao definir a função do desaerador nos ciclos de cogeração com turbina a vapor.

$$X_{i,j} = m_j \cdot (x_i - x_j) \quad (3.22)$$

$$H_{i,j} = m_j \cdot (h_i - h_j) \quad (3.23)$$

$$S_{i,j} = m_j \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (3.24)$$

$$E_{i,j} = m_j \cdot (e_i - e_j) \quad (3.25)$$

Os combustores não fazem parte desta categoria porque a mistura das duas vazões mássicas se dá com uma reação química. Neste ponto, todas as metodologias concordam que o insumo da câmara de combustão e dos combustores em geral é o combustível e o produto é definido como a variação do potencial exergético do fluido de trabalho nestes subsistemas.

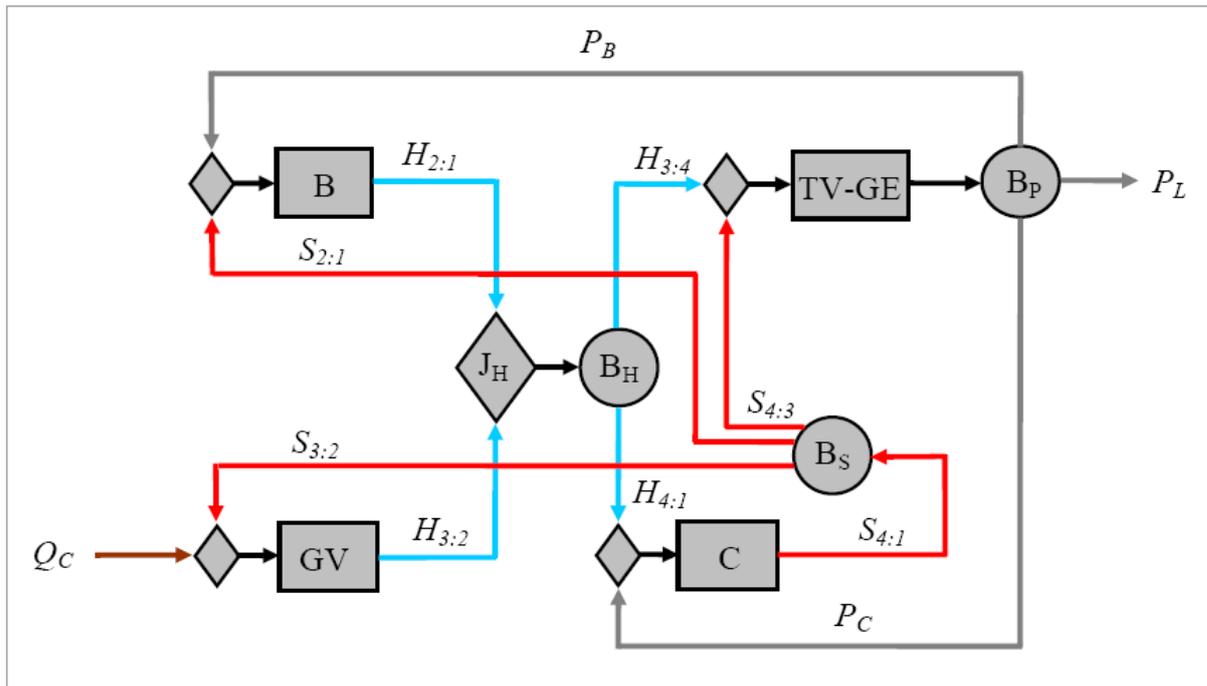
Para definir o insumo e o produto dos equipamentos de um ciclo térmico usando o Modelo H&S é importante ter em mente que os fluxos de entalpia devem ser usados sempre combinados com os fluxos de neguentropia, porque ambas são parcelas da exergia. Qualquer ação entálpica é acompanhada de uma reação neguentrópica. A reação neguentrópica é nula só nos processos isentrópicos. O insumo e os produtos (entálpicos e neguentrópicos) são identificados analisando o comportamento dos subsistemas e processos no plano h-s.

Além dos fluxos de potência (mecânica e elétrica), o Modelo H&S usa outros fluxos de exergia total quando se trata de um fluxo externo (combustível) ou produto final do ciclo (calor útil). Esta metodologia pode também usar fluxos de exergia total em sistemas cujos processos produtivos não configuram um ciclo termodinâmico, como é o caso das plantas de dessalinização. Exemplos de aplicação desta metodologia (Modelo H&S) são apresentados na seqüência deste capítulo, e também nos quatro estudos de casos dos próximos dois capítulos.

### 3.3.1 Ciclo Rankine de Potência

A Figura 3.3 mostra o diagrama produtivo do ciclo Rankine de potência simples que foi usado no capítulo anterior, agora segundo o Modelo H&S. À primeira vista, este diagrama parece ser o mesmo da Figura 2.9 do capítulo anterior, que foi definido segundo o Modelo

E&S, conforme a Teoria Estrutural (TECE) e a Análise Funcional Termoeconômica (AFT). A novidade no Modelo H&S é o aparecimento dos fluxos de entalpia ( $H_{i;j}$ ) substituindo os fluxos de exergia total ( $E_{i;j}$ ) do Modelo E&S. Este pequeno detalhe faz toda a diferença no que diz respeito à consistência termodinâmica da metodologia, e é baseado no comportamento deste ciclo no diagrama h-s (Figura 3.1) e no conceito de desagregação da exergia física.



**Figura 3.3:** Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine de Potência segundo o Modelo H&S

Os fluxos de entalpia ( $H_{i;j}$ ) são os produtos dos equipamentos que aumentam a entalpia do fluido de trabalho e/ou são os insumos dos equipamentos que retiram a entalpia do fluido de trabalho. A bomba de alimentação (B) e o gerador de vapor (GV) injetam a entalpia ao fluido de trabalho, ao mesmo tempo em que aumentam a entropia do mesmo. O aumento da entropia significa o consumo de neguentropia, porque estes dois conceitos são simétricos, o que justifica o sinal negativo da parcela neguentrópica nas Equações 3.3, 3.4 e 3.11 que definem a exergia física. Além da bomba e do gerador de vapor, o outro equipamento que tem a neguentropia ( $S_{i;j}$ ) como insumo é o turbogerador a vapor (TV-GE), porque a entropia do fluido de trabalho aumenta ao mesmo tempo em que cede entalpia para este equipamento.

O único equipamento que produz neguentropia é o condensador (C), que é responsável pela retirada da entropia injetada no fluido de trabalho pelos equipamentos restantes do ciclo. O condensador também consome parte da entalpia do ciclo, ou seja, o insumo do condensador é a entalpia dissipada. Os três (3) fluxos de potência elétrica ( $P_L$ ,  $P_C$  e  $P_B$ ) são produtos do



o combustível e a neguentropia como insumo, e a entalpia como produto. Porém, além de aumentar a entropia e a entalpia do fluido de trabalho, a câmara de combustão aumenta a sua exergia química. A exergia química produzida pela câmara de combustão não é usada em nenhum processo produtivo do ciclo, sendo exaurido para o ambiente. Como é do ambiente que o ar (isento de exergia química) é aspirado, considera-se que a exergia química é consumida pelo ambiente, ou seja, o ambiente (A) é considerado uma unidade imaginária da estrutura produtiva que tem a exergia química como um dos seus insumos.

Como mostra a Figura 3.2 que representa o ciclo Brayton de cogeração no diagrama h-s, o compressor de ar, a câmara de combustão e a turbina a gás aumentam a entropia do fluido de trabalho. Parte desta entropia é eliminada pela caldeira de recuperação (CR), que além de produzir neguentropia, produz também o outro produto final da cogeração – o calor útil ( $Q_U$ ). A caldeira de recuperação consome uma parte da entalpia não convertida em trabalho na turbina, porque a outra parte é exaurida ao ambiente. O ambiente (A) é que fecha o ciclo, ao eliminar a outra parte da entropia que foi injetada no ciclo, produzindo assim a neguentropia.

O ambiente (A) tem a entalpia residual e a exergia química como insumos. Estas duas parcelas da exergia definem o conteúdo exergético dos resíduos. Como foi explicado no item 3.2, os resíduos precisam ser alocados para os equipamentos que os originaram. Sendo assim, a parte química é alocada na câmara de combustão e a parte entálpica nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho através do conceito de neguentropia.

Além dos fluxos de potência mecânica ( $P_L$  e  $P_C$ ) e do fluxo exergético de gás natural ( $Q_C$ ), o único fluxo de exergia total do diagrama produtivo é o calor útil ( $Q_U$ ) produzido na caldeira de recuperação, que é um dos produtos finais do ciclo Brayton de cogeração (juntamente com a potência mecânica líquida). O calor útil é definido como a variação da exergia total ( $E_{7,6}$ ) entre a água de alimentação e o vapor da caldeira de recuperação. Isto acontece porque, como já foi dito anteriormente, os fluxos externos e os produtos finais do ciclo devem ser exergia total, já que o Modelo H&S só aceita a entalpia em termoeconomia como uma parcela da exergia física que tem que ser usada juntamente com a neguentropia.

No caso do ciclo combinado, a caldeira de recuperação faz a interface entre o ciclo a gás e o ciclo Rankine. Por isso, a caldeira de recuperação produz entalpia para o ciclo Rankine, de onde ela recebe a neguentropia. O efeito combinado da entalpia e da neguentropia substitui a exergia física total. Para maiores detalhes, esta tese faz uma avaliação termoeconômica de um ciclo combinado no Capítulo 5, onde é também avaliado um sistema de cogeração com

turbina a gás regenerativa, que tem a particularidade de ter na sua composição o regenerador que produz neguentropia do lado gás e consome neguentropia no lado do ar, ao mesmo tempo em que consome entalpia no lado do gás e produz no lado do ar. O produto da caldeira de recuperação no ciclo Brayton de cogeração pode ser tratado usando a entalpia e a neguentropia se for conhecido os detalhes da utilização do vapor num determinado processo, porque neste caso, o produto final do sistema seria outro. No Capítulo 4, é abordada uma forma de tratar a interface entre um sistema de cogeração e uma planta de dessalinização.

O Modelo H&S foi desenvolvido tendo em vista a necessidade de alocação dos custos ambientais relacionados principalmente aos gases de exaustão das caldeiras de recuperação. Embora a legislação não esteja bem definida neste aspecto, o Modelo H&S está preparado para isso através da unidade fictícia chamada de ambiente (A), com o qual, os resíduos químicos e físicos se relacionam. Esta unidade fictícia pode receber o custo ambiental e alocá-lo para os restantes equipamentos, da mesma forma em que os outros equipamentos reais recebem e alocam os seus respectivos custos de investimento, operação e manutenção.

### **3.4 EQUAÇÕES E CUSTOS UNITÁRIOS**

Se o diagrama produtivo descreve graficamente o processo de formação de custos num sistema térmico, as equações de balanço de custo descrevem matematicamente o processo de formação de custos. O diagrama produtivo deveria ser suficiente para explicar todo o processo de formação de custos. Porém, por causa do conceito de subproduto introduzido pela Teoria Estrutural, o processo de formação de custo só fica claramente explícito usando também as equações de custo, única maneira de conhecer a atribuição de custo nos equipamentos que têm mais de um fluxo de saída. Antes da Teoria Estrutural, o diagrama produtivo era usado pelas metodologias funcionais. A Análise Funcional foi a metodologia que introduziu o diagrama produtivo. Por isso, como foi mostrado no item 2.3.3, antes da Teoria Estrutural, os fluxos do diagrama produtivo que saíam da mesma unidade real recebiam o mesmo custo unitário, mas a Teoria Estrutural passou a atribuir diferentes custos unitários para estes fluxos produtivos.

No que diz respeito à atribuição de custos unitários aos fluxos produtivos que saem da mesma unidade real, o Modelo H&S concorda com a Análise Funcional Termoeconômica, ou seja, os fluxos produtivos que saem da mesma unidade produtiva são todos produtos, logo têm

o mesmo custo unitário. O Modelo H&S não é contra a classificação em si (*subproduto*). O problema é o critério usado para eleger o produto e o *subproduto*, agravado pela regra que a Teoria Estrutural usa para atribuir custo unitário a estes fluxos, além de já ter sido mostrado (Santos *et al.*, 2008a) que esta regra não é aplicável a qualquer sistema térmico.

Quando a exergia é desagregada nas suas parcelas térmica e mecânica (veja item 2.3.3 do capítulo anterior), a Teoria Estrutural elege o aumento da exergia mecânica como produto do compressor (a parcela mecânica). O Modelo H&S concorda com Cerqueira (1999) que não há embasamento nenhum para justificar esta decisão. Se num ciclo Brayton o compressor é usado para elevar a pressão do fluido de trabalho, num ciclo de refrigeração a sua função é elevar a temperatura do fluido de trabalho. Será que neste caso o subproduto seria a exergia mecânica? Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) já haviam criticado esta ambigüidade segundo o qual o mesmo equipamento tem funções diferentes dependendo do sistema térmico.

Na Teoria Estrutural, o custo do subproduto de uma determinada unidade produtiva é determinado por outra unidade produtiva completamente diferente, onde as irreversibilidades são diferentes. Por exemplo, quem define o custo do subproduto do compressor é a câmara de combustão. Esta regra é uma contradição aos conceitos de “gerador de custos” e “isolamento termoeconômico” defendido pelos próprios autores da Teoria Estrutural, que defende o isolamento dos equipamentos para detalhar o processo de formação de custos em função das irreversibilidades de cada equipamento (Torres e Valero, 2000 e Valero *et al.*, 1994b, 2006).

No Modelo H&S, igualmente à Teoria Estrutural e à Análise Funcional, a atribuição de custo não é feita em equações auxiliares separadamente, mas sim incorporadas nas próprias equações de balanço de custo de cada unidade produtiva. Para isso, basta ter em mente que os fluxos que saem de uma mesma unidade (real ou fictícia) no diagrama produtivo devem ter o mesmo custo unitário. Na seqüência são apresentadas as equações que descrevem o diagrama produtivo do ciclo Rankine de potência e também do ciclo Brayton de cogeração.

### 3.4.1 Ciclo Rankine de Potência

O diagrama produtivo do ciclo Rankine de potência da Figura 3.3 pode ser representado matematicamente por seis (6) Equações (3.26, 3.27, 3.28, 3.29, 3.30 e 3.31), formuladas nas suas respectivas unidades (reais e fictícias): bomba de alimentação; gerador de vapor; junção e bifurcação de entalpia; turbogerador a vapor; condensador e também a junção e a bifurcação

de neguentropia. A atribuição de custo exerético unitário ( $k_H$ ,  $k_P$  e  $k_S$ ) acontece apenas nos fluxos que saem das bifurcações de entalpia, potência e neguentropia (respectivamente) porque neste ciclo Rankine de potência cada unidade produtiva real tem um único produto.

$$k_B \cdot H_{2,1} - k_S \cdot S_{2,1} - k_P \cdot P_B = 0 \quad (3.26)$$

$$k_{GV} \cdot H_{3,2} - k_S \cdot S_{3,2} = Q_C \quad (3.27)$$

$$k_H \cdot (H_{3,4} + H_{4,5}) - k_B \cdot H_{2,1} - k_{GV} \cdot H_{3,2} = 0 \quad (3.28)$$

$$k_P \cdot (P_L + P_B + P_C) - k_S \cdot S_{4,3} - k_H \cdot H_{3,4} = 0 \quad (3.29)$$

$$k_C \cdot S_{4,1} - k_H \cdot H_{4,1} - k_P \cdot P_C = 0 \quad (3.30)$$

$$k_S \cdot (S_{2,1} + S_{3,2} + S_{4,3}) - k_C \cdot S_{4,1} = 0 \quad (3.31)$$

A Tabela 3.4 mostra os valores dos fluxos do diagrama produtivo do ciclo Rankine de potência e os respectivos custos exeréticos unitários obtidos usando estas equações. Todos os custos exeréticos unitários obtidos usando o Modelo H&S são maiores que a unidade.

**Figura 3.4:** *Custo dos Fluxos Internos do Ciclo Rankine segundo o Modelo H&S*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO EXERÉTICO UNITÁRIO [kW/kW]
$H_{2,1}$	146,22	4,150
$H_{3,2}$	63.406,09	2,820
$H_{3,4}$	21.304,58	2,824
$H_{4,1}$	42.247,73	2,824
$S_{2,1}$	21,70	2,963
$S_{3,2}$	36.731,52	2,963
$S_{4,3}$	3.594,51	2,963
$S_{4,1}$	40.347,73	2,963
$P_B$	155,00	3,500
$P_C$	75,00	3,500
$P_L$	20.000,00	3,500

É importante salientar que as pequenas junções foram consideradas parte das suas respectivas unidades produtivas, mas poderiam ser tratadas separadamente. Neste caso, teria um aumento da complexidade do modelo e do número de informações adicionais que não fornecem nenhuma vantagem adicional significativa. Do mesmo modo, as bifurcações podem ser tratadas separadamente, juntamente com uma unidade produtiva real ou unindo-se a uma junção. Porém, duas bifurcações nunca podem fazer parte de uma mesma equação de custo, porque são as distribuidoras de custo, como mostram as Equações 3.28, 3.29 e 3.31.

### 3.4.2 Ciclo Brayton de Cogeração

Para obter o custo monetário unitário dos fluxos do digrama produtivo do ciclo Brayton de cogeração representado na Figura 3.4, são usadas sete (7) equações (3.32, 3.33, 3.34, 3.35, 3.36, 3.37 e 3.38), formuladas nas suas respectivas unidades (reais e fictícias): compressor de ar; câmara de combustão; junção e bifurcação de entalpia; turbina a gás; caldeira de recuperação; ambiente e também a junção e a bifurcação de neguentropia. Neste caso, existem unidades produtivas reais que têm dois produtos (duas parcelas da exergia), nomeadamente a câmara de combustão, a caldeira de recuperação e o ambiente. Por isso, a atribuição de custo unitário ( $c_S$ ,  $c_H$ ,  $c_P$ ,  $c_{CR}$ ,  $c_A$  e  $c_{CC}$ ) acontece nos fluxos que saem das grandes bifurcações (de entalpia, potência e neguentropia) e das pequenas bifurcações que estão incorporadas às unidades produtivas reais (câmara de combustão, caldeira de recuperação e ambiente). As pequenas junções são também consideradas parte das suas respectivas unidades produtivas.

$$c_{CA} \cdot H_{2:1} - c_S \cdot S_{2:1} - c_P \cdot P_C = Z_{CA} \quad (3.32)$$

$$c_{CC} \cdot (H_{3:2} + X_{3:2}) - c_S \cdot S_{3:2} - c_A \cdot X_{5:1} = Z_{CC} + c_C \cdot Q_C \quad (3.33)$$

$$c_H \cdot (H_{3:4} + H_{4:5} + H_{5:1}) - c_{CA} \cdot H_{2:1} - c_{CC} \cdot H_{3:2} = 0 \quad (3.34)$$

$$c_P \cdot (P_L + P_C) - c_S \cdot S_{4:3} - c_H \cdot H_{3:4} = Z_{TG} \quad (3.35)$$

$$c_{CR} \cdot (Q_U + S_{4:5}) - c_H \cdot H_{4:5} = Z_{CR} \quad (3.36)$$

$$c_A \cdot (S_{5:1} + X_{5:1}) - c_H \cdot H_{5:1} - c_{CC} \cdot X_{3:2} = 0 \quad (3.37)$$

$$c_S \cdot (S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - c_A \cdot S_{5:1} - c_{CR} \cdot S_{4:5} = 0 \quad (3.38)$$

É importante salientar que, por não ser um equipamento real, a unidade chamada de ambiente (A) não tem custo devido ao investimento, operação e manutenção, igualmente às unidades fictícias (junções e bifurcações). Porém, o ambiente é representado por um retângulo como os demais equipamentos reais, por ser uma unidade que pode receber o custo ambiental. Esta unidade é peça chave na alocação do custo ambiental. Para isso, basta converter o custo ambiental num fluxo monetário contínuo, como é feito com o custo de investimento, operação e manutenção dos equipamentos reais. As equações do Modelo H&S aqui apresentados estão aptos para alocar os custos ambientais para a câmara de combustão e para os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho no ciclo Brayton, proporcionalmente à exergia química e ao conteúdo entálpico contidos nos resíduos, respectivamente. Este modelo para alocação do custo ambiental parte do princípio que este custo é devido ao conteúdo químico (emissões) juntamente com conteúdo entálpico (alta temperatura dos gases). Se o custo devido às emissões for separado do custo devido à temperatura dos gases, basta desagregar a unidade imaginária (o ambiente) em ambiente químico e físico, respectivamente.

Com pequenas alterações nas equações de custo monetário unitário, o sistema fica apto para calcular o custo exergético unitário destes mesmos fluxos produtivos ( $k_{CA}$ ,  $k_{CC}$ ,  $k_H$ ,  $k_P$ ,  $k_{CR}$ ,  $k_A$ , e  $k_S$ ). Para isso, se desprezam os custos monetários externos dos equipamentos do sistema ( $Z_m = 0$ ) e o custo exergético unitário do combustível é considerado igual à unidade ( $k_C = 1$ ). Desta forma, são obtidas as Equações 3.39, 3.40, 3.41, 3.42, 3.43, 3.44 e 3.45.

$$k_{CA} \cdot H_{2:1} - k_S \cdot S_{2:1} - k_P \cdot P_C = 0 \quad (3.39)$$

$$k_{CC} \cdot (H_{3:2} + X_{3:2}) - k_S \cdot S_{3:2} - k_A \cdot X_{5:1} = Q_C \quad (3.40)$$

$$k_H \cdot (H_{3:4} + H_{4:5} + H_{5:1}) - k_{CA} \cdot H_{2:1} - k_{CC} \cdot H_{3:2} = 0 \quad (3.41)$$

$$k_P \cdot (P_L + P_C) - k_S \cdot S_{4:3} - k_H \cdot H_{3:4} = 0 \quad (3.42)$$

$$k_{CR} \cdot (Q_U + S_{4:5}) - k_H \cdot H_{4:5} = 0 \quad (3.43)$$

$$k_A \cdot (S_{5:1} + X_{5:1}) - k_H \cdot H_{5:1} - k_{CC} \cdot X_{3:2} = 0 \quad (3.44)$$

$$k_S \cdot (S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - k_A \cdot S_{5:1} - k_{CR} \cdot S_{4:5} = 0 \quad (3.45)$$

A Tabela 3.5 mostra os valores dos fluxos produtivos do ciclo Brayton de cogeração e os respectivos custos exergéticos e monetários unitários obtidos usando o Modelo H&S.

**Figura 3.5:** *Custo dos Fluxos Produtivos do Ciclo Brayton segundo o Modelo H&S*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$H_{2:1}$	3.113,03	2,627	36,91
$H_{3:2}$	10.806,96	2,101	19,39
$H_{3:4}$	5.546,50	2,219	23,30
$H_{4:5}$	6.389,87	2,219	23,30
$H_{5:1}$	1.983,62	2,219	23,30
$X_{3:2}$	189,67	2,101	19,39
$X_{5:1}$	189,67	2,604	27,08
$S_{2:1}$	313,90	2,613	29,02
$S_{3:2}$	4.202,19	2,613	29,02
$S_{4:3}$	307,13	2,613	29,02
$S_{4:5}$	3.170,04	2,617	30,03
$S_{5:1}$	1.653,19	2,604	27,08
$P_C$	3.113,03	2,363	28,83
$P_L$	2.433,47	2,363	28,83
$Q_U$	2.246,32	2,617	30,03

No Modelo H&S, os custos exergéticos unitários de todos os fluxos produtivos são maiores que a unidade, o que confirma a coerência do modelo. Outros aspectos que mostram a coerência e a consistência termodinâmica desta metodologia são discutidos na seqüência.

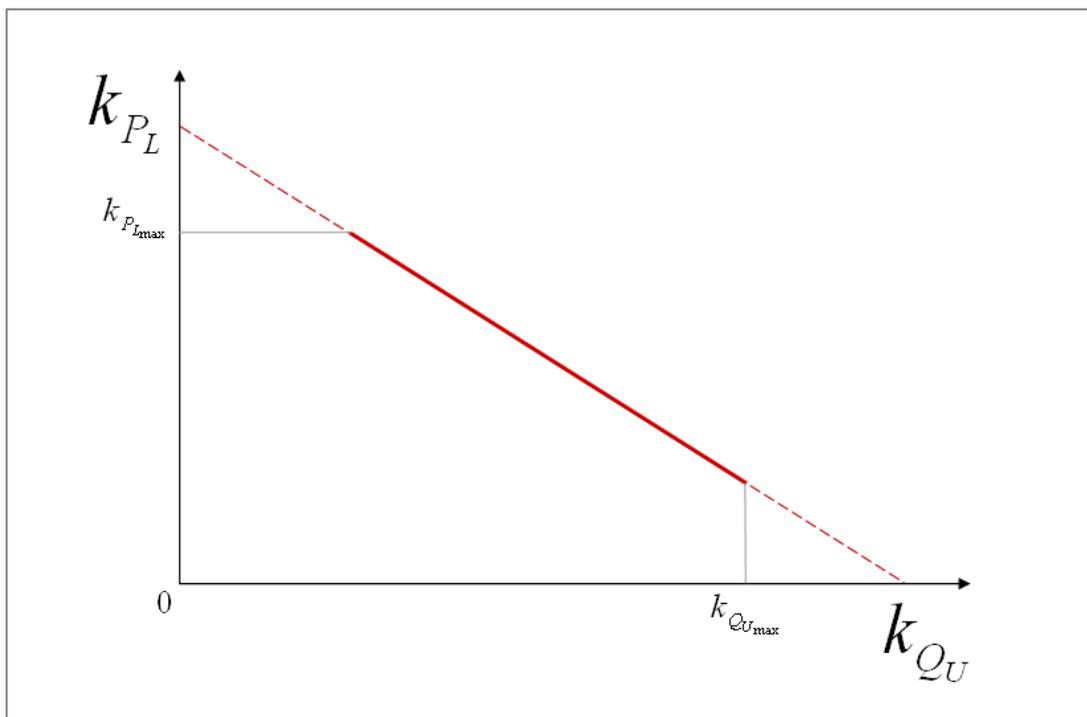
### 3.5 COMPARAÇÃO COM AS OUTRAS METODOLOGIAS

Os autores da Teoria Estrutural do Custo Exergético atribuem a causa da dificuldade na unificação e desenvolvimento da termoeconomia às diferentes nomenclaturas usadas pelas diversas metodologias. Para isso, estes autores vêm tentando provar que o formalismo matemático da Teoria Estrutural é o formalismo padrão que permite lidar com qualquer uma

das metodologias (Torres *et al.*, 1996; Erlach, 1998 e Erlach *et al.*, 1999). Recentemente, Tsatsaronis (2007) também tentou unificar a nomenclatura das variáveis termoeconômicas.

Na realidade, o que difere os resultados obtidos na análise termoeconômica são: a estrutura produtiva, as regras de atribuição de custos e também a forma de alocar os resíduos e os equipamentos. A nomenclatura usada não faz nenhuma diferença, tanto é que as diferentes metodologias termoeconômicas foram aplicadas no Capítulo 2 com sucesso, usando a mesma nomenclatura do Modelo H&S. Valero *et al.* (2006) justificam a dificuldade para eleger a melhor metodologia termoeconômica à falta de critérios sólidos para a validação dos custos obtidos pelas diversas metodologias. Realmente, a validação dos custos é ainda um problema a resolver. Apesar disso, Valero *et al.* (2006) defendem que os custos podem ser considerados bons se pertencem a uma região viável de soluções para um determinado problema, e que o procedimento para validação de custos tem que ser baseado no comportamento da planta e na termodinâmica, porque a irreversibilidade é a magnitude geradora de custos.

A Figura 3.5 mostra graficamente como pode ser definida a região viável, do ponto de vista termodinâmico, para os custos obtidos por metodologias termoeconômicas aplicadas na alocação da exergia do combustível para a potência líquida ( $k_{PL}$ ) e para o calor útil ( $k_{QU}$ ) num sistema de cogeração. Matematicamente, se o sistema de cogeração já está definido, para uma determinada condição operacional, qualquer par de custos pertence à reta de solução geral.



**Figura 3.5:** Reta Solução na Alocação de Custos na Cogeração

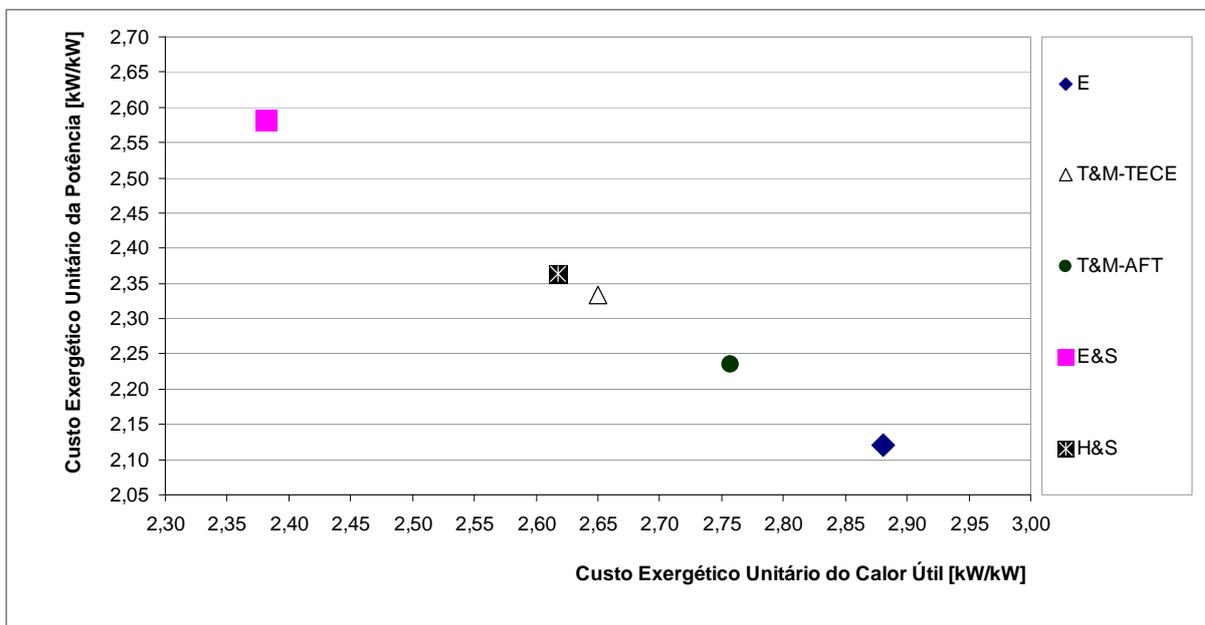
Termodinamicamente, a região viável é mais restrita que a definida pela matemática, ou seja, a região viável é o segmento de reta limitada pelos custos exergéticos máximos da potência líquida ( $k_{P_{Lmax}}$ ) e do calor útil ( $k_{Q_{Umax}}$ ), região essa cujos custos exergéticos unitários não contradizem a já comprovada e estabelecida vantagem termodinâmica da prática da cogeração, relativamente a produção separada de potência e calor. O custo exergético unitário máximo do calor útil ( $k_{Q_{Umax}}$ ) é definido como sendo o de um sistema que produz somente o calor útil num gerador de vapor (caldeira) convencional. O custo exergético unitário máximo da potência ( $k_{P_{Lmax}}$ ) é definido como sendo o de uma unidade termelétrica com uma tecnologia termodinamicamente equivalente e que produz apenas potência.

Talvez a única limitação deste procedimento de validação seja o grau de arbitrariedade que pode ser necessário para calcular os custos exergéticos unitários máximos da potência líquida ( $k_{P_{Lmax}}$ ) e do calor útil ( $k_{Q_{Umax}}$ ). Para calcular o custo exergético unitário máximo do calor útil ( $k_{Q_{Umax}}$ ) é preciso adotar uma eficiência energética para o referenciado gerador de vapor (caldeira) convencional. Alguns autores consideram 90% uma eficiência razoável (Wang e Lior, 2007 e El-Nashar, 2001). Para calcular o custo exergético unitário máximo da potência líquida ( $k_{P_{Lmax}}$ ) considera-se o da própria planta de cogeração se o calor útil produzido fosse convertido em potência. Neste caso é também necessário adotar uma eficiência para a conversão do calor útil em potência. São vários os métodos propostos para estimar a potência equivalente ao calor útil: WEA (El-Nashar, 1999), Quilowatts Perdidos (Uche *et al.*, 2002), Potência Fictícia (Santos, 2005), etc. Mas, nenhum destes métodos evita as arbitrariedades.

Porém, existem plantas de cogeração que permitem evitar estas arbitrariedades por facilitarem o processo de determinação do custo exergético unitário máximo da potência. Na cogeração com turbina a vapor de condensação e extração, basta simular a planta operando sem extração, ou seja, o vapor que seria entregue ao processo continua o seu processo de expansão pela turbina de baixa pressão (Uche *et al.*, 2001 e Santos *et al.*, 2006). Numa planta de cogeração com turbina a gás que injeta parte do vapor produzido na câmara de combustão, basta simular a injeção total do vapor na câmara de combustão (Wang e Lior, 2007).

Wang e Lior (2007) avaliaram a coerência dos custos obtidos por sete (7) métodos de alocação de custos numa planta de cogeração aplicada à dessalinização. Neste estudo, o valor obtido para o custo exergético máximo invalidou o método que usou a formulação original da Teoria do Custo Exergético, porque neste método os resíduos são alocados somente para o vapor, o que sobrecarrega o custo do calor em detrimento do da potência. Outro método que se mostrou inválido, neste estudo, é a alocação dos custos com base na energia (primeira lei

da termodinâmica), que também sobrecarrega o custo do calor útil. Este critério da região termodinamicamente viável para os custos exergéticos é aqui usado para validar os resultados obtidos pelo Modelo H&S (neste capítulo) e pelas outras metodologias (no capítulo anterior) no ciclo Brayton de potência. O gráfico da Figura 3.6 mostra os custos exergéticos unitários da potência líquida e do calor útil, obtidos pelas diferentes metodologias: Modelo E (a Teoria do Custo Exergético, a Exergoeconomia através de SPECO e a Teoria Estrutural, todos usando exergia total), Modelo T&M-TECE (a Teoria Estrutural usando a exergia térmica e a exergia mecânica), Modelo T&M-AFT (a Análise Funcional usando a exergia térmica e a mecânica), Modelo E&S (a Teoria Estrutural usando exergia total e neguentropia) e Modelo H&S (a nova metodologia que usa as parcelas entálpica, neguentrópica e química da exergia).



**Figura 3.6:** Comparação dos Custos Exergéticos Unitários no Ciclo Brayton de Cogeração

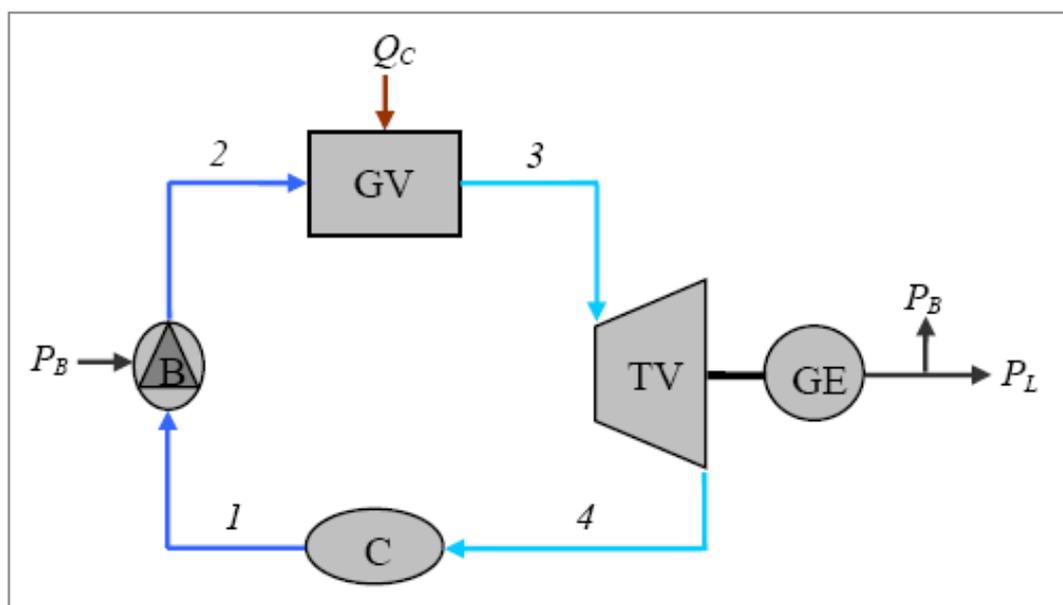
O maior custo unitário do calor útil (2,880 kW/kW) é obtido pelo Modelo E. Este custo seria invalidado considerando como referência um sistema de geração de vapor com uma eficiência exergética maior que 34,72%. Parece fácil, mas com este parâmetro de vapor saturado (20 bar) e este gás natural, esta eficiência exergética só seria conseguida em um gerador de vapor com eficiência térmica de 101,97%. Esta eficiência é impossível, o que valida o custo exergético do calor útil no Modelo E, e nos outros quatro (4) Modelos.

O maior custo unitário da potência líquida (2,582 kW/kW) é obtido pelo Modelo E&S. Este custo seria invalidado considerando como referência um sistema de geração de potência com uma eficiência exergética maior que 38,73%. A eficiência exergética do ciclo Brayton

(separadamente) é de 20,92%. Se o vapor fosse usado para produzir potência adicional, o sistema de potência combinado só teria eficiência exergética de 38,73% se o ciclo Rankine deste sistema combinado tivesse uma eficiência energética de 32,72%. Isto é pouco provável, pelos parâmetros do vapor produzido na caldeira de recuperação (20 bar saturado). A título de comparação, apesar do ciclo Rankine que compõe o ciclo combinado no Capítulo 5 ter os parâmetros de vapor mais altos (40 bar e 417 °C) a sua eficiência energética é de apenas 30,85%. Quando opera como planta de potência (sem extração de vapor para o processo), o ciclo de cogeração com turbina a vapor de condensação e extração estudado no Capítulo 4 tem eficiência energética de apenas 25,90%, apesar dos parâmetros de vapor (25 bar e 330 °C). Isto valida o Modelo E&S e conseqüentemente valida também os outros quatro Modelos.

É importante salientar que estas metodologias termoeconômicas estão validadas no quesito custo exergético unitário máximo, para esta aplicação. Outras aplicações e/ou outros quesitos podem invalidar uma ou outra metodologia. Por exemplo, no que diz respeito ao custo exergético unitário dos outros fluxos internos do sistema, os resultados obtidos pelo Modelo E&S podem invalidar o Modelo porque alguns fluxos têm custo exergético unitário menor que a unidade, o que não é consistente nem coerente do ponto de vista da termodinâmica, já que o produto nunca deve ser maior que o insumo.

A termodinâmica não aprova custo exergético unitário menor que a unidade, mas aceita que seja igual à unidade num ciclo reversível. Para avaliar as metodologias neste quesito, algumas alterações são necessárias no ciclo Rankine de potência, conforme a Figura 3.7.



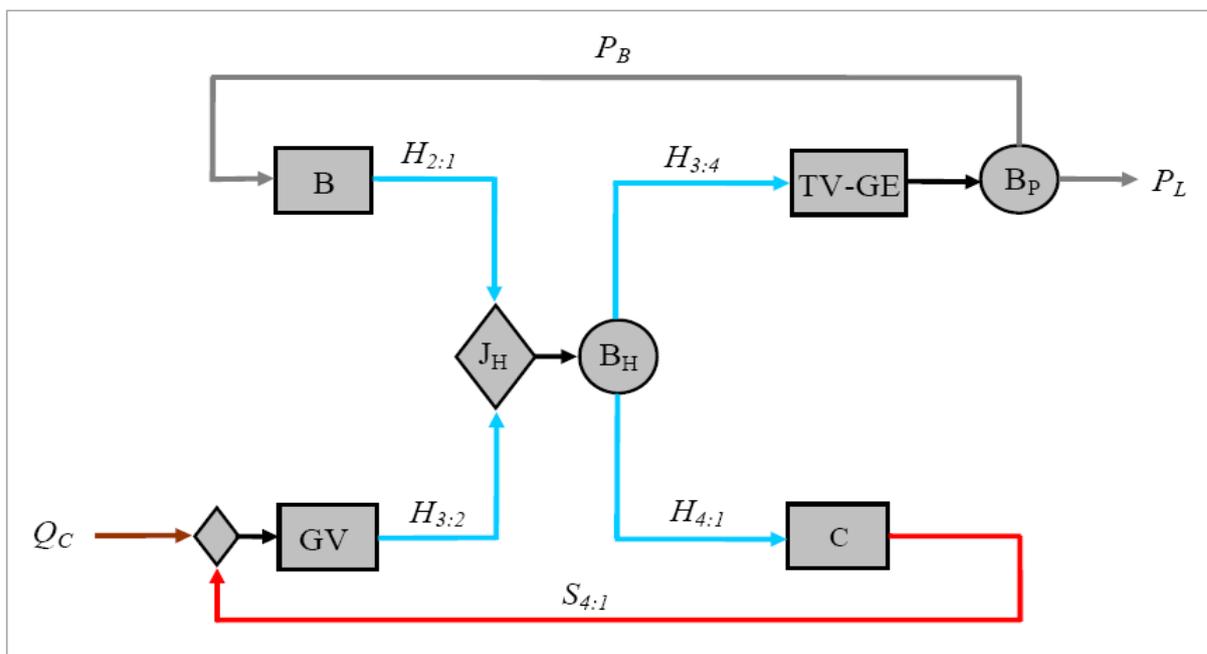
**Figura 3.7:** Estrutura Física de um Ciclo Rankine Reversível

A estrutura física do ciclo Rankine reversível (Figura 3.7) mostra apenas uma mudança relativamente ao ciclo Rankine real, ou seja, não existe mais a potência elétrica da bomba de água de resfriamento. Realmente, não tem sentido considerar a bomba de água de resfriamento no condensador, já que não há perda de carga e a temperatura de condensação é a mesma do ambiente externo, que é a referência e a fonte fria. Além destas mudanças, a eficiência (isentrópica, mecânica e elétrica) da moto-bomba e do turbogerador agora é 100%. A temperatura do fluido de trabalho não muda ao atravessar o gerador de vapor, e o consumo exergético externo é igual à variação da exergia do fluido de trabalho no gerador de vapor. A Tabela 3.6 detalha os parâmetros dos fluxos físicos do ciclo Rankine de potência reversível.

**Tabela 3.6:** Descrição dos Fluxos Físicos do Ciclo Rankine Reversível

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Mistura (x = 0,325)	19,5	0,032	25,0
2	Líquido Saturado	19,5	60,0	275,6
3	Vapor Saturado	19,5	60,0	275,6
4	Mistura (x = 0,674)	19,5	0,032	25,0

A Figura 3.8 mostra o diagrama produtivo do ciclo Rankine reversível, definido segundo o modelo H&S. O custo do condensador é totalmente alocado no gerador de vapor.



**Figura 3.8:** Diagrama Produtivo do Ciclo Rankine Reversível segundo o Modelo H&S

O diagrama produtivo do ciclo Rankine reversível mostrado na Figura 3.8 pode ser representado com apenas cinco Equações de custo exerético (3.46, 3.47, 3.48, 3.49 e 3.50).

$$k_B \cdot H_{2:1} - k_P \cdot P_B = 0 \quad (3.46)$$

$$k_{GV} \cdot H_{3:2} - k_C \cdot S_{4:1} = Q_C \quad (3.47)$$

$$k_H \cdot (H_{3:4} + H_{4:5}) - k_B \cdot H_{2:1} - k_{GV} \cdot H_{3:2} = 0 \quad (3.48)$$

$$k_P \cdot (P_L + P_B) - k_H \cdot H_{3:4} = 0 \quad (3.49)$$

$$k_C \cdot S_{4:1} - k_H \cdot H_{4:1} = 0 \quad (3.50)$$

A Tabela 3.7 mostra os valores dos fluxos produtivos do ciclo Rankine reversível, bem como os respectivos custos exeréticos unitários obtidos com a solução deste Modelo H&S.

**Figura 3.7:** *Custo dos Fluxos do Ciclo Rankine Reversível segundo o Modelo H&S*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO EXERÉTICO UNITÁRIO [kW/kW]
$H_{2:1}$	6.154,82	1,000
$H_{3:2}$	30.628,67	1,000
$H_{3:4}$	20.142,77	1,000
$H_{4:1}$	16.640,72	1,000
$S_{4:1}$	16.640,72	1,000
$P_B$	6.154,82	1,000
$P_L$	13.987,95	1,000

Os custos exeréticos unitários dos fluxos produtivos internos são iguais à unidade, o que prova a coerência do Modelo H&S neste quesito, já que todos os equipamentos têm insumos iguais aos produtos, provando a coerência do modelo com a reversibilidade do ciclo. Isto mostra que este modelo termoeconômico está em sintonia com a termodinâmica.

O Modelo E consegue também definir de forma coerente o diagrama produtivo do ciclo Rankine reversível usando apenas os fluxos de exergia total, mas sem isolar o condensador da turbina a vapor. Neste caso também os insumos seriam iguais aos produtos.

O Modelo E&S (proposto pela Análise Funcional e usado pela Teoria Estrutural e), a Exergoeconomia (através de SPECO) e a Teoria do Custo Exergético não se aplicam ao ciclo reversível porque todos precisam da exergia dissipada no condensador para definir a estrutura produtiva do ciclo Rankine. O ciclo Rankine reversível não dissipa exergia no condensador, e sim entalpia. No Modelo E&S, além desta inaplicabilidade, os insumos do gerador de vapor são maiores que o seu produto, o que contradiz o conceito de processo reversível.

Nos próximos dois (2) capítulos, o Modelo H&S é aplicado e comparado com outras metodologias na definição de estruturas produtivas e análise termoeconômica de outros ciclos termodinâmicos: (i) planta dual para produção combinada de eletricidade e água dessalinizada usando turbina a vapor de condensação e extração e também turbina a vapor de contrapressão (Capítulo 4) e (ii) cogeração com turbina a gás regenerativa e planta de potência em ciclo combinado (Capítulo 5). Nestes sistemas aparecem subsistemas diferentes para analisar nos diagramas produtivos como: desaerador, pré-aquecedor, regenerador e interfaces entre ciclos. Além desta nova metodologia (o Modelo H&S), são usadas outras metodologias e variantes termoeconômicas, todas também baseadas na definição do diagrama produtivo:

- O Modelo E que define o diagrama produtivo usando fluxos de exergia total.
- O Modelo E&S-SP que define o diagrama produtivo usando os fluxos de exergia total e também os fluxos de neguentropia. Como em todos os casos de estudo há unidades produtivas com mais de um fluxo de saída, o conceito de subproduto é usado para atribuir custos diferentes a cada um destes fluxos, conforme a Teoria Estrutural.
- O Modelo E&S-MP é uma variante do modelo anterior que é aqui usada a título de comparação para verificar o que aconteceria com este modelo se usasse o conceito de multiproduto, ou seja, os fluxos que saem de uma mesma unidade são todos produtos com o mesmo custo unitário. Este procedimento é usado para fluxos de exergia térmica e mecânica, como foi mostrado no item 2.3.3 através da Análise Funcional.
- O Modelo H&S-SP é também uma variante para avaliar o que aconteceria se esta nova metodologia (Modelo H&S) usasse o conceito de subproduto.

Os modelos baseados na estrutura física não são aplicados porque é clara a tendência da termoeconomia em usar a modelagem baseada no diagrama produtivo. Devido à dificuldade em desagregar a exergia nas suas parcelas térmicas e mecânicas num ciclo a vapor, esta variante não é aplicada, mesmo porque esta prática é desaconselhada por muitos autores.

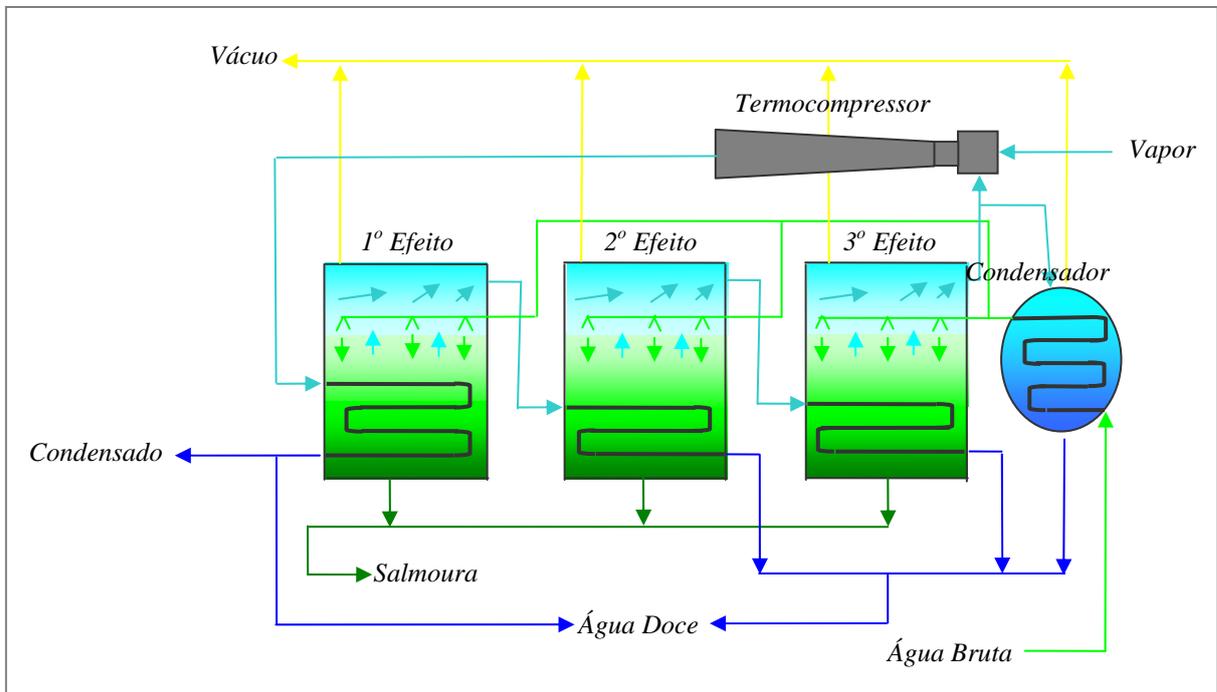
## Capítulo 4

# ESTUDO DE CASO I: ANÁLISE TERMOCONÔMICA DE DUAS PLANTAS DUAS COM TURBINA A VAPOR

Uma planta dual é basicamente um sistema térmico que faz a integração da cogeração com a dessalinização. Neste tipo de planta pode-se empregar qualquer ciclo de cogeração de forma combinada com um sistema de dessalinização por via térmica. O vapor e uma parte da eletricidade produzida na cogeração são usados como insumo energético na dessalinização. Em ambos os estudos de caso deste capítulo, os sistemas de cogeração empregam turbina a vapor: uma com turbina de condensação e extração e outra com turbina de contrapressão. A unidade térmica de dessalinização é a mesma para as duas plantas duais. No Anexo está a descrição dos aspectos físicos e operacionais de algumas unidades térmicas de dessalinização.

Neste estudo de caso, a unidade de dessalinização é do tipo MED-TVC (*Multiple Effect Distillation – Thermal Vapor Compression*). A Figura 4.1 mostra o esquema de uma unidade de dessalinização do tipo MED-TVC com apenas três efeitos. O vapor que vem da unidade de cogeração entra no termocompressor, onde se mistura com o vapor gerado no último efeito, para depois condensarem no primeiro efeito. O condensado volta para a unidade de cogeração na mesma vazão do vapor entregue à unidade de dessalinização. Portanto, o termocompressor e o primeiro efeito do evaporador formam a interface térmica entre a unidade de cogeração e a unidade de dessalinização. A energia térmica trocada nesta interface e a energia elétrica auxiliar permitem que o processo de destilação aconteça. Assim, da água bruta que vem do mar com alta salinidade, se extrai a água doce que é o produto da dessalinização, e a salmoura com salinidade superior à água bruta é devolvida ao mar. Para maiores detalhes sobre esta

tecnologia, existem literaturas especializadas (Uche, 2000; Uche *et al.*, 2002 e Santos, 2005). No Anexo se encontram outros detalhes sobre as unidades térmicas de dessalinização.



**Figura 4.1:** Unidade Térmica de Dessalinização do tipo MED-TVC (Santos, 2005)

Geralmente, as unidades de dessalinização do tipo MED-TVC usam vapor saturado ou de baixa pressão. Neste estudo, o evaporador da unidade de dessalinização tem oito (8) efeitos e usa vapor de baixa pressão. A produção de água dessalinizada (água doce) é 2.400 m<sup>3</sup>/dia. Nestas condições, o consumo elétrico auxiliar é de 200 kW. Os parâmetros do vapor de baixa pressão e do condensado (vazão, pressão e temperatura) estão na Tabela 4.1.

**Tabela 4.1:** Descrição dos Principais Fluxos Térmicos da Unidade de Dessalinização

FLUXOS	m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Vapor	3,194	2,000	136,00
Condensado	3,194	1,013	60,20

Esta unidade de dessalinização é um projeto da SIDEM (Melício, 1998). O seu custo específico de investimento é 12 \$/GPD (1.760 \$/m<sup>3</sup>) e o seu custo de operação e manutenção é 0,1 \$/m<sup>3</sup>. Com um ambiente econômico que considera uma taxa de juros de 8 % ao ano, num período útil de 25 anos e operação contínua durante 90 % do ano (El-Nashar, 2001), se calculam os fluxos monetários externos destes equipamentos mostrados na Tabela 4.2. A

interface entre a dessalinização e a cogeração (E1-TC), composta pelo termocompressor (TC) juntamente com o primeiro efeito do evaporador (E1), representa 12,5 % do custo total na unidade de dessalinização. Os restantes 87,5 % são atribuídos à outra parte (E2:8-C) que é composta pelos outros sete efeitos do evaporador (E2:8) e pelo condensador auxiliar (C).

**Tabela 4.2:** Fluxos Monetários Externos dos Equipamentos da Unidade de Dessalinização

EQUIPAMENTO		Z [\$/h]
Descrição	Abreviatura	
1º Efeito do Evaporador e Termocompressor	E1-TC	7,66
2º ao 8º Efeito do Evaporador e Condensador	E2:8-C	53,61

Analogamente, a interface responde por 12,5 % dos 200 kW elétricos consumidos pela unidade de dessalinização e 87,5 % são atribuídos aos outros sete efeitos e ao condensador.

## 4.1 COM TURBINA DE CONDENSAÇÃO E EXTRAÇÃO

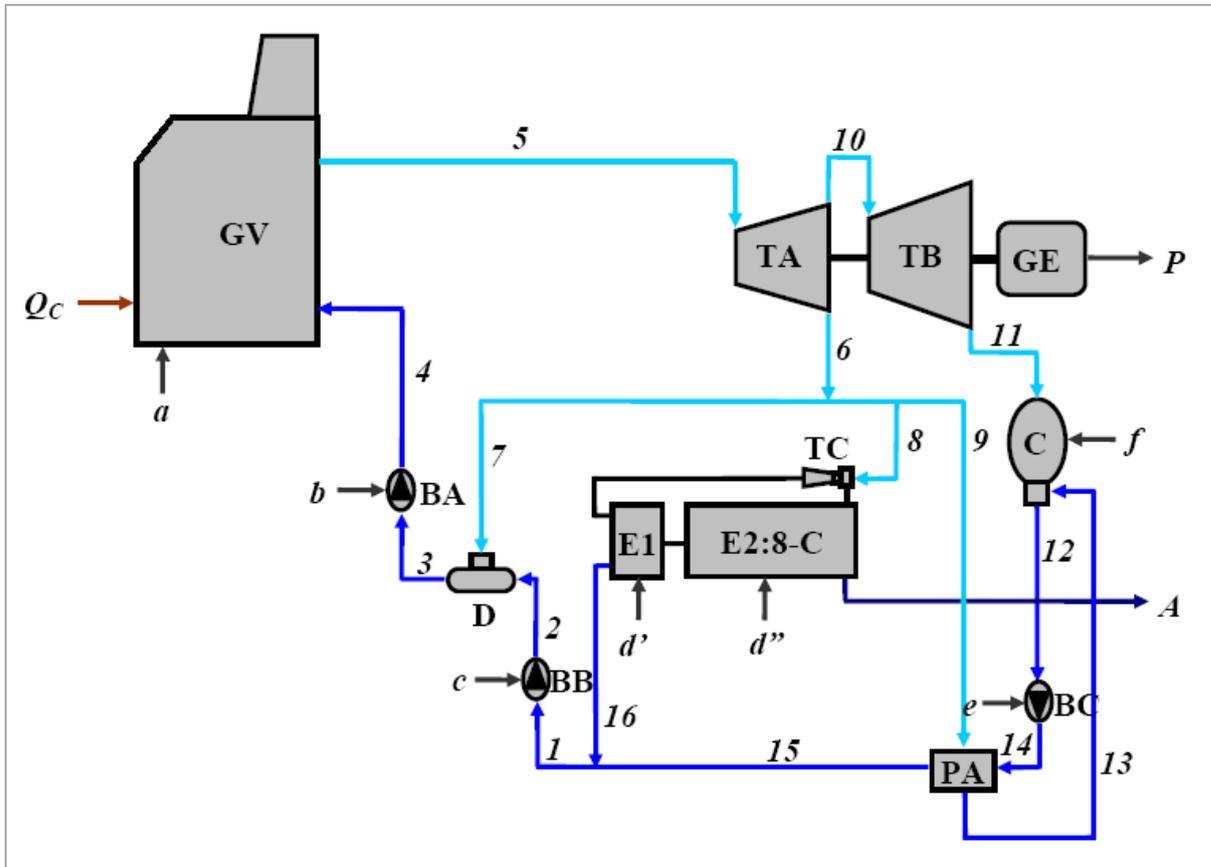
A unidade de dessalinização do tipo MED-TVC pode ser combinada com qualquer ciclo de cogeração (Santos, 2005). A integração desta unidade de dessalinização com um ciclo de cogeração empregando turbina a vapor de condensação e extração é descrita na seqüência.

### 4.1.1 Descrição da Planta

A planta dual com turbina a vapor de condensação e extração (TVCE) está representada pela sua estrutura física na Figura 4.2. No ponto de projeto, a sua capacidade de geração é 4.073 kW de potência elétrica líquida e produz 100 m<sup>3</sup>/h de água dessalinizada.

O vapor produzido no gerador de vapor (GV) se expande na turbina a vapor de alta pressão (TA). Uma parte deste vapor continua a sua expansão na turbina de baixa pressão (TB) e outra parte é extraída. O vapor extraído vai para o desaerador (D), o pré-aquecedor (PA) e o termocompressor (TC) da unidade de dessalinização. O vapor entregue à unidade de dessalinização se condensa no primeiro efeito do evaporador (E1) cedendo calor para dar continuidade ao processo de destilação nos restantes efeitos do evaporador até o condensador

auxiliar (E2:8-C). Igualmente ao condensador auxiliar da unidade de dessalinização, o condensador da unidade de cogeração (C) é também resfriado com água do mar que entra a 25°C e sai a 32°C. Além das bombas da unidade de dessalinização, a unidade de cogeração conta também com quatro bombas: a bomba de condensado (BC), a bomba de baixa pressão (BB), a bomba de alta pressão (BA) e também a bomba de resfriamento do condensador. A Tabela 4.3 mostra os parâmetros dos fluxos que representam o fluido de trabalho da planta.



**Figura 4.2:** Estrutura Física da Planta Dual com Turbina de Condensação e Extração

O combustível consumido no gerador de vapor da planta dual é o gás natural, que em base exergética e nas condições de projeto, é de 24.873 kW. Dos bornes do gerador elétrico (GE) saem 4.375 kW, dos quais 302 kW são consumidos pelos auxiliares da própria planta. O maior consumo elétrico da planta dual é da unidade de dessalinização (200 kW), mas os auxiliares do gerador de vapor consomem 53,46 kW e o restante é consumido pelas bombas da unidade de cogeração: de alta pressão (39,39 kW), de resfriamento do condensador (6,09 kW), de baixa pressão (0,16 kW) e de condensado (2,90 kW). A planta pode também operar como uma termelétrica (sem extração de vapor para a unidade de dessalinização), quando a potência elétrica líquida é de 5.300 kW, e o consumo de combustível é o mesmo (24.873 kW).

**Tabela 4.3:** Descrição dos Principais Fluxos Físicos da Planta Dual com TVCE

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Água	7,940	1,013	60,20
2	Água	7,940	1,228	60,20
3	Água	8,597	1,228	105,5
4	Água	8,597	26,01	106,0
5	Vapor	8,597	25,00	330,0
6	Vapor	4,045	2,000	136,0
7	Vapor	0,657	2,000	136,0
8	Vapor	3,194	2,000	136,0
9	Vapor	0,193	2,000	136,0
10	Vapor	4,552	2,000	136,0
11	Mistura (x = 0,929)	4,552	0,056	35,00
12	Água	4,745	0,056	35,00
13	Água	0,193	0,056	35,00
14	Água	4,745	1,033	35,11
15	Água	4,745	1,013	60,20
16	Água	3,194	1,013	60,20

A Tabela 4.4 mostra os fluxos monetários externos devido aos custos de investimento operação e manutenção dos equipamentos que fazem parte da unidade de cogeração.

**Tabela 4.4:** Fluxo Monetário Externo dos Equipamentos da Planta Dual com TVCE

EQUIPAMENTO		Z [\$/h]
Descrição	Abreviatura	
Gerador de Vapor	GV	45,18
Turbogerador a Vapor	TA, TB e GE	29,08
Condensador	C	4,44
Bomba de Condensado	BC	0,16
Pré-Aquecedor	PA	0,82
Bomba de Alta Pressão	BA	0,82
Desaerador	D	1,23
Bomba de Baixa Pressão	BB	0,41

O ambiente econômico para a determinação dos fluxos monetários externos considera uma taxa de juros de 8%, 25 anos de vida útil, para operação contínua durante 90% do ano (El-Nashar, 2001). O custo específico de investimento da unidade de cogeração é 950 \$/kW e os custos de operação e manutenção são 32 \$/kWano (fixo) e 0,0035 \$/kWh (variável). A contribuição dos equipamentos na formação do custo total da unidade de cogeração é definida usando os dados da literatura (El-Nashar, 1989; Uche, 2000 e Balestieri, 2002). O custo do combustível é 6,91 \$/MWh (Uche *et al.*, 2001), resultando num fluxo externo de 171,87 \$/h.

#### 4.1.2 Modelagem e Análise Termoeconômica

Um modelo termoeconômico é um sistema de equações que descreve todo o processo de formação de custos na planta. A base de um modelo termoeconômico está no critério usado para definir a estrutura produtiva da planta e para formular as equações auxiliares de custo.

##### 4.1.2.1 Modelo E: sem neguentropia

A Figura 4.3 representa a estrutura produtiva da planta dual com turbina a vapor de condensação e extração (TVCE), definida usando apenas exergia total dos fluxos internos.

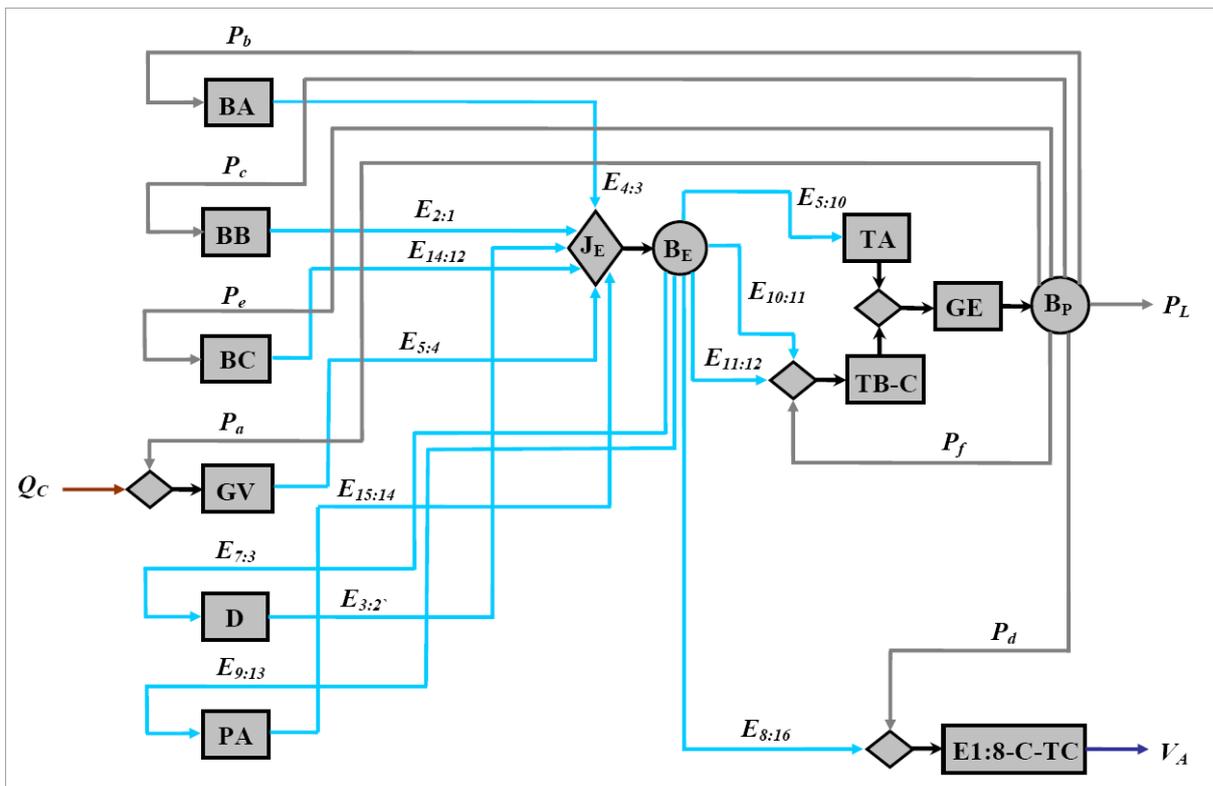


Figura 4.3: Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E

A estrutura produtiva da Figura 4.3 destaca de um lado as unidades produtivas que injetam exergia ao fluido de trabalho (GV, BA, D, BB, PA e BC) e do outro as que retiram exergia do mesmo (TA, TB-C e E1:8-C-TC). Toda a exergia injetada no ciclo se junta na junção ( $J_E$ ) antes de ser distribuída através da bifurcação ( $B_E$ ). As unidades produtivas que recebem diferentes tipos de insumo (GV, E1:8-C-TC e TB-C), têm uma pequena junção auxiliar cada. A estrutura produtiva está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho. Na unidade de dessalinização, o fluido de trabalho atravessa apenas a interface entre esta e a unidade de cogeração, que é formada pelo termocompressor (TC) e o primeiro efeito (E1) do evaporador, onde a exergia usada no processo é absorvida. Por isso a unidade de dessalinização poderia estar dividida em mais subsistemas, mas isso não alteraria em nada o custo dos produtos finais. Neste aspecto, o turbogerador a vapor está desnecessariamente desagregado nas suas seções e gerador elétrico apenas para mostrar graficamente o processo de formação de custos numa turbina de condensação e extração. Por não considerar a neguentropia, o condensador tem que se juntar à turbina a vapor de baixa pressão formando uma única unidade produtiva (TB-C), porque neste caso não é possível definir um produto para o condensador (Serra, 1994).

Os produtos e os insumos de cada unidade produtiva estão definidos na própria estrutura produtiva, em função dos fluxos físicos: potência elétrica ( $P$ ), vazão volumétrica de água dessalinizada produzida ( $V_A$ ), exergia do combustível ( $Q_C$ ) e a variação da exergia quando o fluido de trabalho atravessa as unidades produtivas ( $E_{i,j}$  e  $E_{i,j'}$ ). Os insumos e os produtos que são definidos respectivamente em função da exergia retirada e adicionada ao fluido de trabalho estão definidos de forma genérica pelas Equações 4.1 e 4.2.

$$E_{i,j} = m_i \cdot [h_i - h_j - T_0 \cdot (s_i - s_j)] \quad (4.1)$$

$$E_{i,j'} = m_j \cdot [h_i - h_j - T_0 \cdot (s_i - s_j)] \quad (4.2)$$

Para obter o sistema de equações de custo (o modelo termoeconômico) são formuladas equações de balanço de custos em cada unidade (real e fictícia) da estrutura produtiva, como foi descrito nos dois capítulos anteriores. Nas unidades que têm mais de um fluxo de saída são necessárias equações auxiliares. Neste caso, as únicas unidades com vários fluxos de saída são as bifurcações de exergia ( $B_E$ ) e de potência elétrica ( $B_P$ ). Nestes tipos de bifurcações, todas as metodologias termoeconômica são unânimes em atribuir o mesmo custo unitário aos fluxos que saem dos mesmos. A Tabela 4.5 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Figura 4.3, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

**Tabela 4.5:** Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	0,12	6,22	3.598,93
$E_{3:2'}$	243,57	4,39	44,10
$E_{4:3}$	25,17	7,10	107,78
$E_{5:4}$	8.817,38	2,85	24,89
$E_{5:10}$	4.063,67	2,93	26,04
$E_{7:3}$	365,21	2,93	26,04
$E_{8:16}$	1.873,52	2,93	26,04
$E_{9:13}$	114,65	2,93	26,04
$E_{10:11}$	2.372,30	2,93	26,04
$E_{11:12}$	331,80	2,93	26,04
$E_{14:12}$	0,54	24,56	566,37
$E_{15:14}$	34,91	9,62	109,03
$P_a$	53,46	4,54	48,00
$P_b$	39,39	4,54	48,00
$P_c$	0,16	4,54	48,00
$P_d$	200,00	4,54	48,00
$P_e$	2,90	4,54	48,00
$P_f$	6,09	4,54	48,00
$P_L$	4.073,00	4,54	48,00
$V_A$	100,00*	63,94**	1,20***

\* [m<sup>3</sup>/h]    \*\* [kWh/m<sup>3</sup>]    \*\*\* [\$/m<sup>3</sup>]

O custo unitário da água dessalinizada é calculado em uma unidade diferente (kWh/m<sup>3</sup> e \$/m<sup>3</sup>) relativamente aos demais fluxos porque este fluxo é valorizado em função da sua vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/h). Esta é uma prática usual na análise termoeconômica de plantas duais, que não contradiz em nada a termoeconomia. Santos *et al.* (2005) mostraram que os únicos fluxos da estrutura produtiva que precisam ser valorizados obrigatoriamente em unidades de exergia são os que saem de uma mesma unidade real ou fictícia, porque os custos unitários destes fluxos sempre são obtidos usando direta ou indiretamente as equações auxiliares. Segundo Wang e Lior (2007), que também analisaram uma planta dual, usualmente a unidade usada para expressar o custo exergético unitário é kJ/kJ, mas numa planta dual o interesse é na quantidade de água dessalinizada produzida e não na sua exergia.

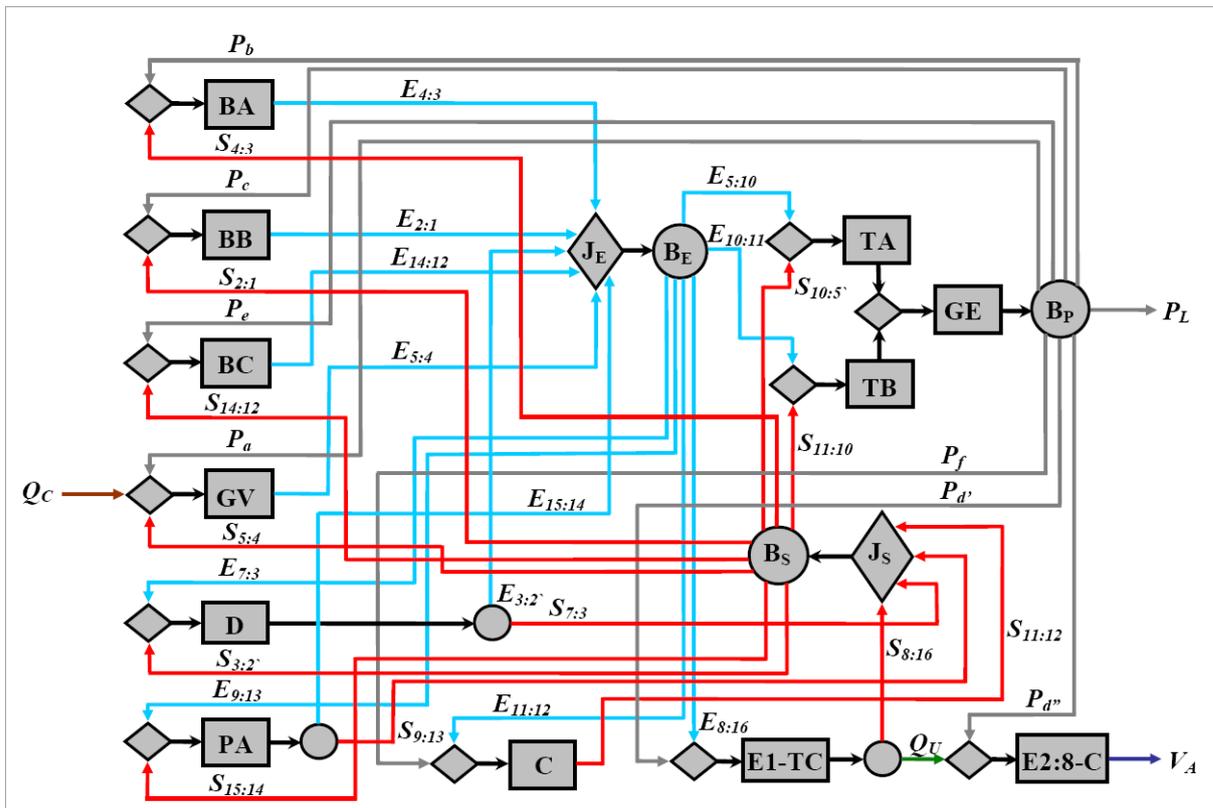
Para o cálculo do insumo e do produto do desaerador tem uma particularidade, porque se trata de um trocador de calor de mistura. O seu produto é o aumento da exergia da água,

mas é relativa à vazão mássica da água na entrada (Equação 4.2). Da mesma forma o seu insumo é a variação da exergia do vapor relativa à vazão do vapor que entra.

A coerência dos custos unitários dos fluxos internos e produtos finais mostrados na Tabela 4.5 será analisada no item 4.1.2.4 em comparação com os obtidos por outras metodologias, quando serão também analisados as eficiências obtidas em função dos produtos e insumos dos subsistemas e também os critérios de formulação das equações auxiliares.

#### 4.1.2.2 Modelo E&S: neguentropia como fluxo fictício

Para definir a estrutura produtiva da planta dual com o condensador da unidade de cogeração isolado da turbina a vapor de baixa pressão é preciso, além dos fluxos de exergia, usar também os fluxos de neguentropia para definir os produtos e insumos dos subsistemas. A Figura 4.4 mostra a estrutura produtiva da planta dual definida usando fluxos de neguentropia como um fluxo fictício, juntamente com os fluxos de exergia (Modelo E&S).



**Figura 4.4:** Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E&S

Os fluxos de exergia da Figura 4.4 são os mesmos da Figura 4.3. Devido à inclusão da neguentropia, cada um dos subsistemas da estrutura produtiva do Modelo E&S incorporam

uma pequena junção que indica que estes têm mais de um insumo. A inclusão da neguentropia também permite mostrar a dupla função da interface (E1-TC) entre a unidade de cogeração e a unidade de dessalinização. Por isso, a unidade de dessalinização pode ser desagregada em duas unidades produtivas, ou seja, a interface está isolada dos restantes efeitos do evaporador e condensador auxiliar.

As unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho (GV, BA, D, BB, PA, BC, TA e TB) têm o respectivo fluxo de neguentropia como um de seus insumos, e os subsistemas que reduzem a entropia do fluido de trabalho (C, E1-TC, D e PA) produzem um fluxo de neguentropia cada. Por isso, a estrutura produtiva da Figura 4.4 incorpora mais uma junção ( $J_S$ ) e mais uma bifurcação ( $B_S$ ) que junta os fluxos de neguentropia produzidos e os distribui como insumo para as unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho. O pré-aquecedor (PA) e o desaerador (D) produzem neguentropia do lado do vapor enquanto os mesmos consomem neguentropia do lado da água. Por outro lado, estas unidades produzem exergia do lado da água ao mesmo tempo em que os mesmos consomem exergia do lado vapor. Conseqüentemente, estas duas unidades incorporam suas respectivas pequenas bifurcações para indicar que os mesmos têm dois fluxos de saída (exergia e neguentropia). A interface (E1-TC) tem também a sua pequena bifurcação devido à sua dupla função: produzir neguentropia e absorver o calor útil (exergia) para a dessalinização. Os fluxos de neguentropia ( $S_{i,j}$  e  $S_{i,j'}$ ) e de calor útil ( $Q_U$ ) são calculados usando as Equações 4.3, 4.4 e 4.5.

$$S_{i,j} = m_i \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (4.3)$$

$$S_{i,j'} = m_j \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (4.4)$$

$$Q_U = E_{8,16} \quad (4.5)$$

Para obter o sistema de equações de custo são formuladas equações em cada unidade (real e fictícia) da estrutura produtiva. Igualmente ao Modelo E, nas bifurcações de exergia ( $B_E$ ), de potência elétrica ( $B_P$ ) e de neguentropia ( $B_S$ ), se atribui o mesmo custo unitário aos fluxos que saem dos mesmos. Mas no Modelo E&S são necessárias outras equações auxiliares porque existem as três unidades produtivas que tem dois fluxos de saída, cada (desaerador, pré-aquecedor e interface). Neste caso, são estudados dois diferentes critérios para formular estas equações auxiliares: subproduto (E&S-SP) e multiproduto (E&S-MP). A Tabela 4.6 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva, bem como os respectivos custos unitários (exergéticos e monetários) obtidos considerando os dois critérios (E&S-SP e E&S-MP).

**Tabela 4.6:** *Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo E&S*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO			
		Exergético [kW/kW]		Monetário [\$/MWh]	
		E&S-SP	E&S-MP	E&S-SP	E&S-MP
$E_{2:1}$	0,12	6,34	7,62	3.600,64	3.613,35
$E_{3:2'}$	243,57	4,71	1,39	48,31	14,43
$E_{4:3}$	25,17	7,26	8,78	109,96	125,07
$E_{5:4}$	8.817,38	3,02	3,63	27,14	33,29
$E_{5:10}$	4.063,67	3,10	3,57	28,37	33,06
$E_{7:3}$	365,21	3,10	3,57	28,37	33,06
$E_{8:16}$	1.873,52	3,10	3,57	28,37	33,06
$E_{9:13}$	114,65	3,10	3,57	28,37	33,06
$E_{10:11}$	2.372,30	3,10	3,57	28,37	33,06
$E_{11:12}$	331,80	3,10	3,57	28,37	33,06
$E_{14:12}$	0,54	25,38	31,54	577,34	638,95
$E_{15:14}$	34,91	10,43	1,52	119,85	16,81
$P_a$	53,46	4,61	5,48	49,01	57,63
$P_b$	39,39	4,61	5,48	49,01	57,63
$P_c$	0,16	4,61	5,48	49,01	57,63
$P_d$	25,00	4,61	5,48	49,01	57,63
$P_{d''}$	175,00	4,61	5,48	49,01	57,63
$P_e$	2,90	4,61	5,48	49,01	57,63
$P_f$	6,09	4,61	5,48	49,01	57,63
$S_{2:1}$	0,03	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{3:2'}$	1.265,42	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{4:3}$	10,53	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{5:4}$	13.819,79	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{10:5'}$	1.142,84	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{7:3}$	1.144,28	0,11	1,39	1,43	14,43
$S_{8:16}$	6.071,93	0,11	0,86	1,43	8,94
$S_{9:13}$	385,82	0,11	1,52	1,43	16,81
$S_{11:10}$	792,90	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{11:12}$	9.892,54	0,11	0,12	1,43	1,59
$S_{14:12}$	2,06	0,11	0,49	1,43	5,32
$S_{15:14}$	462,95	0,11	0,49	1,43	5,32
$Q_U$	1.873,52	2,82	0,86	28,48	8,94
$P_L$	4.073,00	4,61	5,48	49,01	57,63
$V_A$	100,00*	60,87**	25,70**	1,16***	0,80***

\* [m<sup>3</sup>/h]    \*\* [kWh/m<sup>3</sup>]    \*\*\* [\$/m<sup>3</sup>]

O critério do subproduto (E&S-SP) é usado pela Teoria Estrutural. Segundo este critério, cada unidade produtiva tem uma única função, ou seja, um único produto. Por isso, se uma unidade tiver mais de um fluxo de saída, um é o produto e os outros são subprodutos. No caso do ciclo a vapor, este critério considera que a função do desaerador e do pré-aquecedor é produzir exergia. Portanto, a neguentropia que estes produzem são subprodutos. O mesmo acontece com a interface cuja função principal é absorver o calor útil para o processo de dessalinização. Baseado neste conceito de subproduto, a Teoria Estrutural atribui aos fluxos de neguentropia (considerados subprodutos) o mesmo custo da neguentropia produzida pelo condensador, que é o único subsistema cuja única função é produzir neguentropia. A Teoria Estrutural (usando o critério do subproduto) foi aplicada por outros autores na modelagem termoeconômica de uma planta dual (Uche, 2000 e Uche *et al.*, 2001) e também de uma termelétrica a vapor (Zhang *et al.*, 2006, 2007). Nestas quatro aplicações da Teoria Estrutural, os autores não mostraram explicitamente na estrutura produtiva que o desaerador e o pré-aquecedor produzem neguentropia. Como a neguentropia produzida por estas duas unidades é sempre menor que a neguentropia consumida, e sabendo que estes fluxos de neguentropia têm todos o mesmo custo unitário, os autores consideraram que a neguentropia consumida (o insumo) é igual à diferença entre a neguentropia consumida do lado água e a neguentropia produzida do lado vapor. Realmente, quando se aplica o critério do subproduto, esta simplificação é válida. A planta dual analisada por Uche *et al.* (2001) usa turbina a vapor de condensação extração, mas a unidade de dessalinização é do tipo MSF (*Multi-Stage Flash*). Uche *et al.* (2001) não desagregaram a unidade de dessalinização, embora a interface entre a unidade de cogeração e uma unidade de dessalinização do tipo MSF pode ser facilmente definida. Os detalhes sobre esta unidade de dessalinização podem ser encontrados no Anexo.

O critério do multiproducto (E&S-MP) considera que todos os fluxos que saem de uma mesma unidade da estrutura produtiva são todos produtos desta unidade. Se estes fluxos são produzidos pelo mesmo equipamento e, conseqüentemente, estão todos sujeitos aos mesmos custos e irreversibilidades, é razoável que tenham o mesmo custo unitário. Por isso, com base neste critério, os fluxos de neguentropia que saem do desaerador e do pré-aquecedor têm o mesmo custo unitário dos respectivos fluxos de exergia produzidos. O mesmo acontece na interface entre a unidade de cogeração e a unidade de dessalinização com relação ao fluxo de neguentropia produzido e ao fluxo de calor útil absorvido para ser usado na dessalinização. Usando este critério, o custo unitário de cada fluxo interno da estrutura produtiva depende diretamente dos custos e das irreversibilidades envolvidos na sua produção, ou seja, depende diretamente dos recursos e da performance operacional da unidade que produz cada fluxo.

Na Tabela 4.6, o custo exergetico unitário de alguns fluxos internos é menor que a unidade. Isto acontece porque algumas unidades têm produto muito maior que o insumo, o que é questionável do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, porque a eficiência destas unidades seria assim muito maior que 100%. Os custos unitários serão analisados no item 4.1.2.4 em comparação com os obtidos pelas outras metodologias, quando serão também analisados as eficiências dos subsistemas e os critérios de formulação das equações auxiliares.

#### 4.1.2.3 Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física

Quando a neguentropia é usada como uma parcela da exergia física, juntamente com a entalpia (Modelo H&S), nenhuma unidade da estrutura produtiva tem produto maior que o insumo e, conseqüentemente, nenhuma unidade produtiva tem eficiência maior que 100% e nenhum custo exergetico unitário dos fluxos internos é menor que a unidade, como mostra a Tabela 4.7. A Figura 4.5 mostra a estrutura produtiva da planta dual, definida usando fluxos de neguentropia como uma parcela da exergia física, juntamente com os fluxos de entalpia. Graficamente, a estrutura produtiva definida pelo Modelo H&S (Figura 4.5) é igual à definida Modelo E&S (Figura 4.4). Porém, há uma grande diferença conceitual entre as duas porque os fluxos de entalpia do Modelo H&S substituem os fluxos de exergia do Modelo E&S.

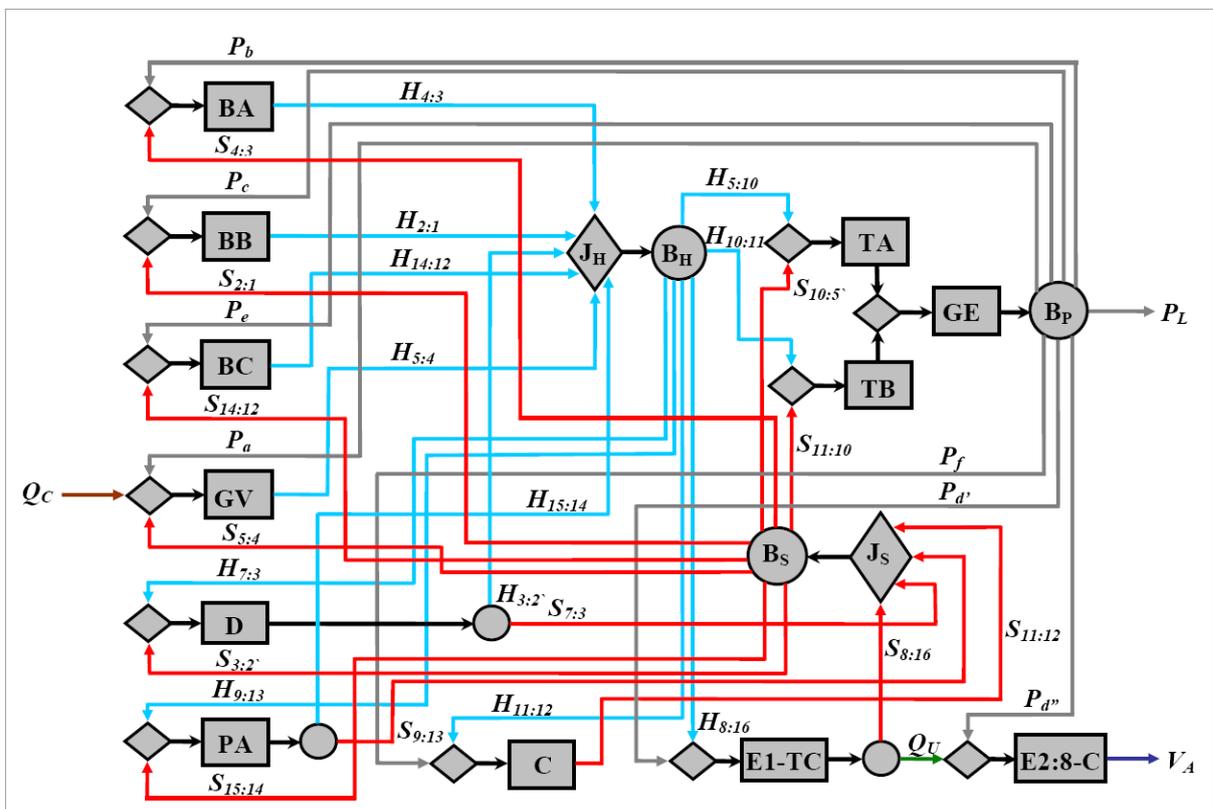


Figura 4.5: Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo H&S

**Tabela 4.7:** Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCE segundo o Modelo H&S

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO			
		Exergético [kW/kW]		Monetário [\$/MWh]	
		H&S-SP	H&S-MP	H&S-SP	H&S-MP
$H_{2:1}$	0,14	5,73	5,60	2.925,42	2.925,01
$H_{3:2'}$	1.508,99	3,36	3,22	31,58	30,57
$H_{4:3}$	35,70	6,04	5,90	85,88	85,44
$H_{5:4}$	22.637,17	3,07	3,02	27,88	27,75
$H_{5:10}$	2.920,82	3,10	3,04	28,37	28,13
$H_{7:3}$	1.509,49	3,10	3,04	28,37	28,13
$H_{8:16}$	7.945,45	3,10	3,04	28,37	28,13
$H_{9:13}$	500,47	3,10	3,04	28,37	28,13
$H_{10:11}$	1.579,41	3,10	3,04	28,37	28,13
$H_{11:12}$	10.224,33	3,10	3,04	28,37	28,13
$H_{14:12}$	2,60	7,69	7,51	141,54	140,99
$H_{15:14}$	497,86	3,62	3,36	34,78	32,36
$P_a$	53,46	4,61	4,51	49,00	48,67
$P_b$	39,39	4,61	4,51	49,00	48,67
$P_c$	0,16	4,61	4,51	49,00	48,67
$P_d$	25,00	4,61	4,51	49,00	48,67
$P_d''$	175,00	4,61	4,51	49,00	48,67
$P_e$	2,90	4,61	4,51	49,00	48,67
$P_f$	6,09	4,61	4,51	49,00	48,67
$S_{2:1}$	0,03	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{3:2'}$	1.265,42	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{4:3}$	10,53	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{5:4}$	13.819,79	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{10:5'}$	1.142,84	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{7:3}$	1.144,28	3,21	3,22	29,79	30,57
$S_{8:16}$	6.071,93	3,21	3,05	29,79	29,25
$S_{9:13}$	385,82	3,21	3,36	29,79	32,36
$S_{11:10}$	792,90	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{11:12}$	9.892,54	3,21	3,14	29,79	29,55
$S_{14:12}$	2,06	3,21	3,12	29,79	29,57
$S_{15:14}$	462,95	3,21	3,12	29,79	29,57
$Q_U$	1.873,52	2,82	3,05	28,49	29,25
$P_L$	4.073,00	4,61	4,51	49,00	48,67
$V_A$	100,00*	60,90**	65,11**	1,16***	1,17***

\* [m<sup>3</sup>/h]      \*\* [kWh/m<sup>3</sup>]      \*\*\* [\$/m<sup>3</sup>]

Os fluxos de entalpia ( $H_{i,j}$  e  $H_{i,j}'$ ) da estrutura produtiva são calculados usando as Equações 4.6 e 4.7, e representam os produtos e/ou os insumos dos subsistemas ou unidades produtivas que adicionam e/ou retiram entalpia do fluido de trabalho, respectivamente.

$$H_{i,j} = m_i \cdot (h_i - h_j) \quad (4.6)$$

$$H_{i,j}' = m_j \cdot (h_i - h_j) \quad (4.7)$$

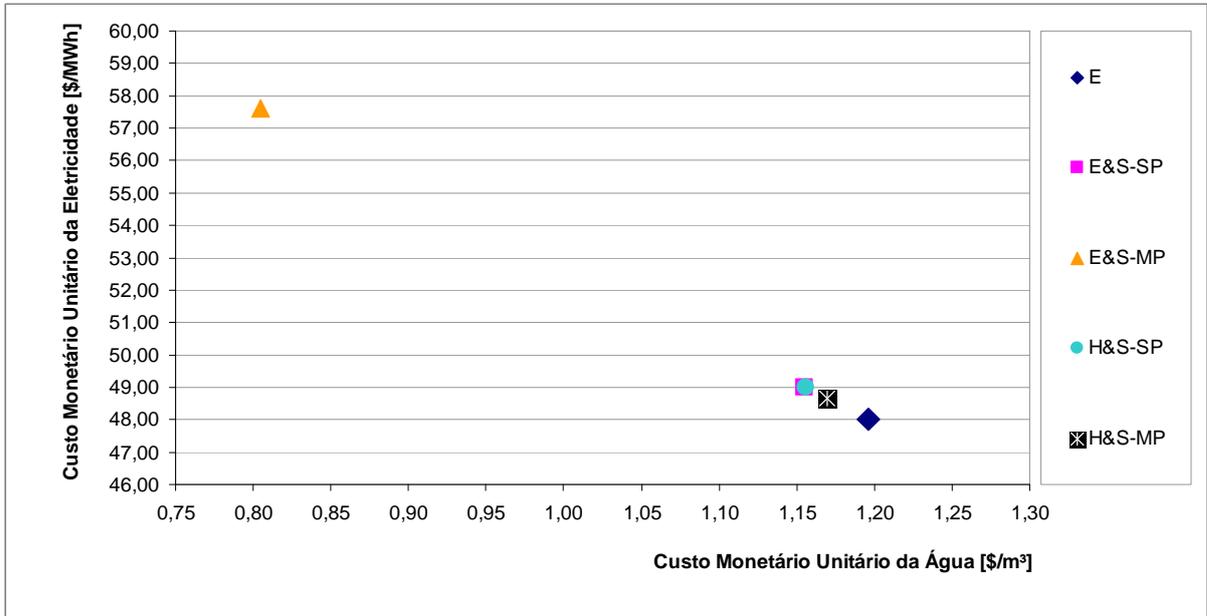
Quando a modelagem termoeconômica é feita usando a exergia desagregada em suas parcelas, como é o caso do Modelo H&S e da Análise Funcional (Frangopoulos, 1994), os únicos fluxos de exergia total da estrutura produtiva são os insumos externos (combustível) e os produtos finais do ciclo (potência e calor útil). Exceção é feita apenas quando existe uma interface entre dois ciclos, como é num ciclo combinado (veja Capítulo 5, item 5.2.2.3). No caso da planta dual, existe uma interface entre a unidade de dessalinização e a unidade de cogeração, mas a unidade de dessalinização não configura um ciclo termodinâmico. Por isso, a unidade de cogeração, que faz parte da planta dual, recebe a exergia total do combustível para produzir potência elétrica (exergia total) e calor útil (exergia total).

O modelo termoeconômico é obtido formulando equações de custo em cada unidade da estrutura produtiva. Os fluxos que saem da mesma bifurcação ( $B_H$ ,  $B_P$  e  $B_S$ ) têm o mesmo custo unitário. Como os fluxos da estrutura produtiva da unidade de cogeração são todos fluxos de exergia (parcial ou total), os fluxos que saem de uma mesma unidade produtiva têm o mesmo custo unitário, ou seja, o Modelo H&S é adepto do critério do multiproduto (H&S-MP). Este critério (multiproduto) é usado por outros autores (Tsatsaronis e Pisa, 1994; Torres *et al.*, 1996; Wang e Lior, 2007) para atribuir o mesmo custo unitário às parcelas da exergia (mecânica e térmica) produzidas pelo compressor das turbinas a gás. Embora o Modelo H&S não concorda com o critério de atribuição de custo usando o critério do subproduto, porque os produtos de certos subsistemas (desaerador, pré-aquecedor e interface) são forçados a assumir o mesmo custo unitário do produto de um subsistema completamente diferente (condensador), excepcionalmente nesta tese, o Modelo H&S experimenta o critério do subproduto (H&S-SP) para avaliar a influência e o peso deste critério na modelagem termoeconômica.

#### **4.1.2.4 Análise Comparativa: custo, eficiência e equações auxiliares**

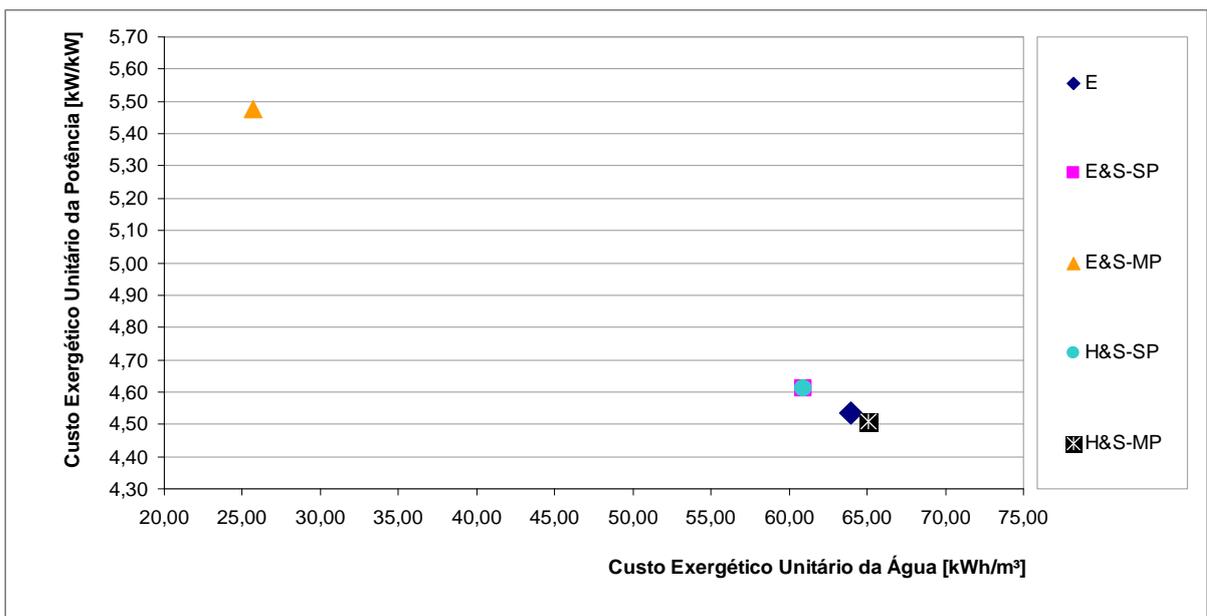
O gráfico da Figura 4.6 compara os custos monetários unitários dos dois produtos finais (eletricidade e água dessalinizada) obtidos na planta dual com turbina a vapor de condensação e extração, considerando os três modelos termoeconômicos (E, E&S e H&S) combinados com

suas variantes (SP e MP). O modelo que usa a neguentropia juntamente com a exergia, de forma combinada com o conceito de multiproduto (E&S-MP), obtém o maior custo monetário unitário da eletricidade e, conseqüentemente, o menor custo monetário unitário da água. Os modelos restantes e variantes obtêm custos monetários unitários relativamente próximos.



**Figura 4.6:** *Custo Monetário Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCE*

Analisando os custos exergéticos unitários dos dois produtos finais obtidos usando os mesmos modelos, a tendência é também a mesma, como mostra o gráfico da Figura 4.7.



**Figura 4.7:** *Custo Exergético Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCE*

A sobrecarga no custo na eletricidade em detrimento do custo da água é devido ao efeito da inclusão da neguentropia juntamente com a exergia na estrutura produtiva (Modelo E&S). Os fluxos de neguentropia penalizam as unidades (ou subsistemas) que aumentam a entropia do fluido de trabalho, enquanto premiam as que reduzem a entropia do fluido de trabalho. Porém, os fluxos de exergia (Equações 4.1 e 4.2) já contêm o termo que define os fluxos de neguentropia (Equações 4.3 e 4.4). Por isso, o uso da neguentropia, juntamente com a exergia, penaliza duas vezes os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho, como é o caso da turbina a vapor. Por outro lado, a unidade de dessalinização (através da interface) é premiada duas vezes pela redução da entropia do fluido de trabalho. Isto justifica a grande sobrecarga no custo na eletricidade em detrimento do custo da água.

O cálculo da eficiência da turbina a vapor de baixa pressão prova a dupla penalização do Modelo E&S às unidades (ou subsistemas) que aumentam a entropia do fluido de trabalho. A eficiência, segundo o Modelo E&S, é calculada usando a Equação 4.8, ou seja, o produto é a potência mecânica ( $W_{TB}$ ) e os insumos são a exergia e a neguentropia ( $E_{10:11}$  e  $S_{11:10}$ ), o que prova que a neguentropia é usada duas vezes nesta equação. Quando a neguentropia é usada como uma das parcelas da exergia física, juntamente com a entalpia (Modelo H&S), a eficiência da turbina de baixa pressão (Equação 4.9) coincide com a sua eficiência exergetica (66,58%). Segundo o Modelo E&S a eficiência da turbina a vapor de baixa pressão é 49,90%.

$$\eta_{TB}^{E\&S} = \frac{100 \cdot W_{TB}}{E_{10:11} + S_{11:10}} = \frac{100 \cdot W_{TB}}{(H_{10:11} + S_{11:10}) + S_{11:10}} \quad (4.8)$$

$$\eta_{TB}^{H\&S} = \frac{100 \cdot W_{TB}}{H_{10:11} + S_{11:10}} = \frac{100 \cdot W_{TB}}{E_{10:11}} = \eta_{TB}^E \quad (4.9)$$

Por outro lado, o Modelo H&S consegue explicar de forma coerente e quantitativa a função da interface entre a unidade de cogeração e a unidade de dessalinização: ela recebe 7.945,45 kW de insumo em forma de entalpia ( $H_{8:16}$ ), dos quais 6.072,13 kW são convertidos em neguentropia ( $S_{8:16}$ ) e 1.873,52 kW é a exergia absorvida como calor útil ( $Q_U$ ) para o processo de dessalinização. De acordo com o Modelo E&S, o produto total da interface ( $S_{8:16} = 6.072,13$  kW e  $Q_U = 1.873,59$  kW) é bem maior que o seu insumo ( $E_{8:16} = 1.873,59$  kW).

A eficiência do condensador é outro indicador que prova a incoerência termodinâmica do modelo termoeconômico que usa a neguentropia como um fluxo fictício, juntamente com a exergia (Modelo E&S). Segundo o modelo H&S (Equação 4.10), a eficiência do condensador é 96,75% porque ele recebe a entalpia, dissipa a exergia contida nela (3,25%) e devolve a

neguentropia. Considerando o Modelo E&S, a eficiência do condensador (Equação 4.11) resulta num valor absurdo (2.981,50 %), porque neste caso o insumo (exergia) é muito menor que o produto (neguentropia). A eficiência do condensador segundo o Modelo H&S (Equação 4.11) é coerente, porque resulta em valores de eficiência sempre inferiores a 100%, já que a temperatura ambiente (de referência) é sempre inferior à temperatura de condensação, ou seja, a eficiência do condensador só seria 100% num ciclo de potência a vapor reversível.

$$\eta_C^{H\&S} = \frac{100 \cdot S_{11:12}}{H_{11:12}} \quad (4.10)$$

$$\eta_C^{E\&S} = \frac{100 \cdot S_{11:12}}{E_{11:12}} \quad (4.11)$$

É importante lembrar que a termoeconomia é uma disciplina que aplica a segunda lei da termodinâmica, e os especialistas em termodinâmica (Bejan, 1988; Moran e Shapiro, 2006; Çengel e Boles, 2006) não aceitam eficiência da segunda lei maior que 100%. A eficiência da segunda lei da termodinâmica é unanimemente aceita como um indicador que mostra o quão perto um processo se aproxima da reversibilidade. Valero *et al.* (1995) também concordam com esta definição. Çengel e Boles (2006) aceitam que há uma certa liberdade na definição do insumo e do produto dos sistemas, mas concordam também que ao escolher o insumo e o produto deve-se ter em mente que a eficiência (relação produto-insumo) tem que variar entre zero (para processos totalmente irreversíveis) e 100% (para processos totalmente reversíveis).

O fato de ter unidades da estrutura produtiva com insumos menores que os produtos, no Modelo E&S, justifica a obtenção de fluxos internos com custo exergético unitário menor que a unidade, o que é inadmissível do ponto de vista termoeconômico. Num sistema irreversível, os custos exergéticos unitários dos fluxos externos devem ser maiores que a unidade. Os únicos fluxos da estrutura produtiva que podem ter custo exergético unitário igual à unidade são os recursos externos, como por exemplo, o combustível consumido na planta.

Quando o Modelo E&S usa o conceito de multiproduto (MP) para formular as equações auxiliares nos subsistemas que têm mais de um fluxo de saída (E&S-MP), o valor obtido para o custo exergético unitário da eletricidade (5,48 kW/kW) é tão alto que chega a contradizer a já estabelecida e reconhecida vantagem exergética da cogeração, relativamente à produção separada de calor e potência. Quando esta planta dual opera como uma termelétrica (sem extração de vapor para a dessalinização), o custo exergético unitário da eletricidade é 4,69 kW/kW, ou seja, qualquer método de alocação de custo que obtém valor maior que este é

incoerente (Wang e Lior, 2007). Analogamente, qualquer método de alocação de custo que obtiver custo exergético unitário da água superior a  $97,46 \text{ kWh/m}^3$  é considerado incoerente, porque este seria obtido se o vapor usado na dessalinização fosse produzido num gerador de vapor com eficiência térmica (primeira lei) igual ao do gerador de vapor da planta dual, e com a eletricidade auxiliar vinda da planta dual operando como termelétrica (Wang e Lior, 2007).

Os custos unitários dos produtos finais obtidos pelo modelo que usa a neguentropia como uma parcela da exergia física, juntamente com a entalpia (Modelo H&S), são similares aos obtidos pelo modelo que usa exergia total, sem neguentropia (Modelo E), o que já era esperado porque ambos usam apenas o conceito de exergia. Os resultados só não são coincidentes devido ao nível de desagregação que é diferente. No Modelo E, o custo da interface (E1-TC) é alocado diretamente para a água dessalinizada e o custo do condensador é diretamente alocado para a eletricidade. No Modelo H&S, estas unidades são isoladas e os seus custos são distribuídos indiretamente para ambos os produtos finais.

Quando o Modelo E&S aplica o conceito do subproduto (SP) para formular as equações auxiliares (E&S-SP), a turbina a vapor continua sendo penalizada duas vezes por aumentar a entropia do fluido de trabalho, a unidade de dessalinização continua sendo premiada duas vezes por reduzir a entropia do fluido de trabalho e o produto do condensador continua sendo muito maior que o seu produto. Conseqüentemente, muitos fluxos internos continuam tendo custo exergético unitário menor que a unidade. Porém, os custos unitários dos produtos finais obtidos são coerentes com a reconhecida vantagem exergética da cogeração. Isto se explica porque o conceito do subproduto força os fluxos de neguentropia a assumirem o mesmo custo do produto do condensador que é baixíssimo. Desta maneira, o Modelo E&S-SP consegue suavizar a dupla penalização no custo unitário da eletricidade e a dupla premiação do custo unitário da água dessalinizada. O que é mais impressionante é que quando se usa o conceito do subproduto, os custos unitários dos produtos finais são os mesmos independentemente da neguentropia ser considerada um fluxo fictício (Modelo E&S-SP) ou uma parcela da exergia física (Modelo H&S-SP). Este fato deixa margem para que o conceito do subproduto seja interpretado como uma arbitrariedade para camuflar qualquer inconsistência na definição da estrutura produtiva porque o mesmo é mais determinante nos resultados do que a aplicação correta dos conceitos relacionados com a segunda lei da termodinâmica.

Enquanto o conceito de subproduto é uma condição necessária para que o Modelo E&S obtenha custo unitário coerente para os produtos finais, o Modelo H&S obtém resultados coerentes com a termodinâmica e com a termoeconomia (eficiência, custo, etc.), independente

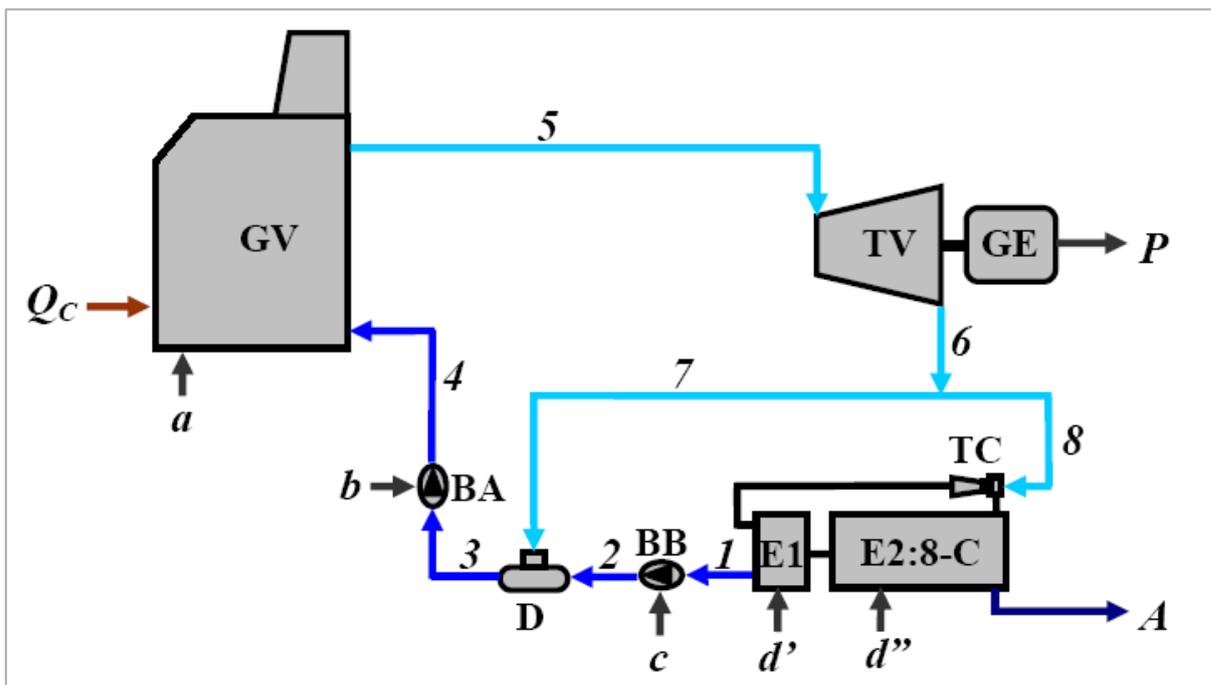
do critério usado para formular as equações auxiliares. Como o conceito de subproduto não é aplicável em qualquer sistema térmico, como se mostra na seqüência através da análise termoeconômica de uma planta dual com turbina a vapor de contrapressão, o Modelo E&S fica sem o seu escudo de proteção, o que não faz nenhuma diferença para o Modelo H&S.

## 4.2 COM TURBINA A VAPOR DE CONTRAPRESSÃO

A mesma unidade de dessalinização pode ser também combinada com um ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (TVCP), conforme se descreve na seqüência.

### 4.2.1 Descrição da Planta

A planta dual com a unidade de dessalinização do tipo MED-TVC integrada ao ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão está representada pela estrutura física da Figura 4.8. No ponto de projeto, a planta gera 898 kW de potência elétrica líquida e produz 100 m<sup>3</sup>/h de água dessalinizada, consumindo 10.242 kW de combustível (em base exergética).



**Figura 4.8:** Estrutura Física da Planta Dual com Turbina a Vapor de Contrapressão

O vapor produzido no gerador de vapor (GV) se expande totalmente na turbina a vapor de contrapressão (TV). Uma pequena parte do vapor que sai da turbina de contrapressão é usada no desaerador (D), e a maior parte vai para a unidade de dessalinização. A unidade de cogeração tem duas bombas: a de baixa pressão (BB) e a de alta pressão (BA). A Tabela 4.8 mostra os parâmetros dos fluxos físicos que representam o fluido de trabalho da planta.

**Tabela 4.8:** *Descrição dos Principais Fluxos Físicos da Planta Dual com TVCP*

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Água	3,194	1,013	60,20
2	Água	3,194	1,228	60,20
3	Água	3,459	1,228	105,5
4	Água	3,459	26,01	106,0
5	Vapor	3,459	25,00	330,0
6	Vapor	3,459	2,000	136,0
7	Vapor	0,265	2,000	136,0
8	Vapor	3,194	2,000	136,0

Dos bornes do gerador elétrico saem 1.138 kW, dos quais 240 kW são consumidos pelos auxiliares da própria planta. O maior consumo elétrico da planta dual é na unidade de dessalinização (200 kW), mas os auxiliares do gerador de vapor consomem 23,69 kW e o restante é consumido pelas duas bombas da unidade de cogeração: a bomba de alta pressão consome 16,25 kW e a bomba de baixa pressão consome 0,07 kW.

A Tabela 4.9 mostra os fluxos monetários externos devido aos custos de investimento operação e manutenção dos equipamentos que fazem parte da unidade de cogeração.

**Tabela 4.9:** *Fluxo Monetário Externo dos Equipamentos da Planta Dual com TVCP*

EQUIPAMENTO		Z [\$/h]
Descrição	Abreviatura	
Gerador de Vapor	GV	15,33
Turbogerador a Vapor	TV e GE	6,86
Bomba de Alta Pressão	BA	0,23
Desaerador	D	0,34
Bomba de Baixa Pressão	BB	0,11

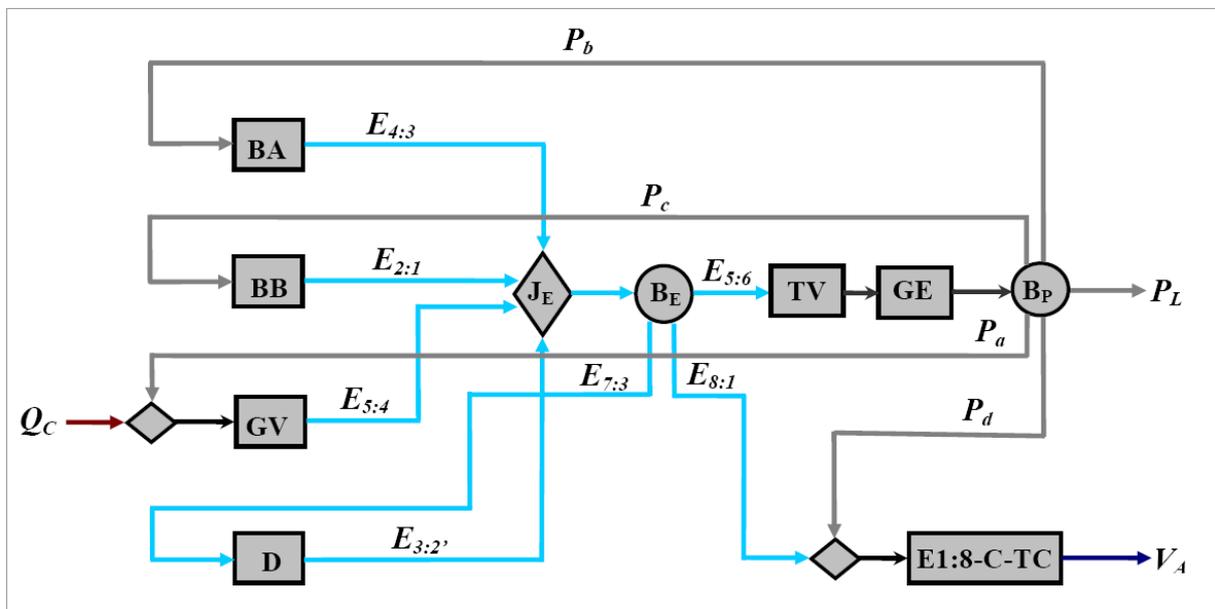
O ambiente econômico considera uma taxa de juros de 8%, 25 anos de vida útil, para operação contínua durante 90% do ano (El-Nashar, 2001). O custo específico de investimento da unidade de cogeração é 1.000 \$/kW e os custos de operação e manutenção são 40 \$/kWano (fixo) e 0,0035 \$/kWh (variável). A contribuição dos equipamentos na formação do custo total da unidade de cogeração é definida usando os dados da literatura (Balestieri, 2002). O fluxo monetário externo devido ao consumo de combustível (gás natural) é 70,72 \$/h.

## 4.2.2 Modelagem e Análise Termoeconômica

São três diferentes modelos termoeconômicos obtidos com base em três tipos diferentes de estrutura produtiva, em função das magnitudes usadas para valorizar os fluxos internos.

### 4.2.2.1 Modelo E: sem neguentropia

A Figura 4.9 representa a estrutura produtiva da planta dual com turbina a vapor de condensação e extração (TVCP), definida usando apenas exergia total dos fluxos internos.



**Figura 4.9:** Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E

A estrutura produtiva da Figura 4.9 mostra que algumas unidades produtivas injetam exergia ao fluido de trabalho (GV, BA, D e BB) enquanto outras retiram exergia do mesmo (TV e E1:8-C-TC). A exergia injetada se junta na junção ( $J_E$ ) para ser distribuída através da bifurcação ( $B_E$ ). As unidades produtivas que recebem diferentes tipos de insumo (E1:8-C-TC

e GV), têm uma pequena junção auxiliar cada. A estrutura produtiva está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho. Os insumos e os produtos que são definidos em função da exergia retirada e adicionada ao fluido de trabalho ( $E_{i,j}$  e  $E_{i,j'}$ ) estão definidos de forma genérica pelas Equações 4.1 e 4.2.

O modelo termoeconômico é obtido formulando equações de custos em cada unidade produtiva. Os fluxos que saem de uma mesma bifurcação têm o mesmo custo unitário. A Tabela 4.10 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva representada pela Figura 4.9, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Modelo E.

**Tabela 4.10:** *Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	0,05	5,95	2.504,58
$E_{3:2'}$	97,98	4,46	41,39
$E_{4:3}$	10,13	6,84	90,37
$E_{5:4}$	3.547,67	2,92	24,54
$E_{5:10}$	1.635,02	2,97	25,20
$E_{7:3}$	147,31	2,97	25,20
$E_{8:1}$	1.873,52	2,97	25,20
$P_a$	23,69	4,26	42,24
$P_b$	16,25	4,26	42,24
$P_c$	0,07	4,26	42,24
$P_d$	200,00	4,26	42,24
$P_L$	898,00	4,26	42,24
$V_A$	100,00*	64,13**	1,17***

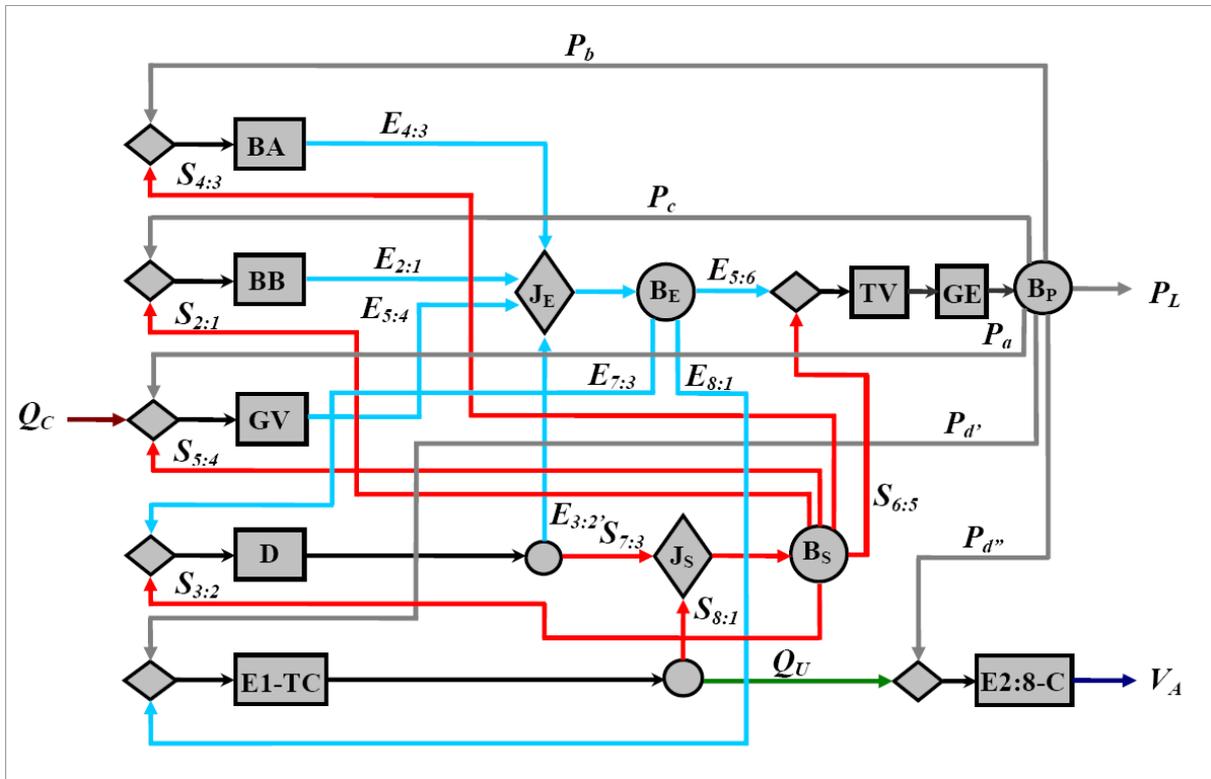
\* [m<sup>3</sup>/h]    \*\* [kWh/m<sup>3</sup>]    \*\*\* [\$/m<sup>3</sup>]

Estes resultados obtidos pela aplicação do Modelo E (Tabela 4.10) serão analisados no item 4.2.2.4 em comparação com os obtidos pela aplicação das outras metodologias.

#### 4.2.2.2 Modelo E&S: neguentropia como fluxo fictício

Embora a planta dual com turbina a vapor de contrapressão não tenha condensador nem pré-aquecedor, a neguentropia é produzida pelas duas unidades produtivas que reduzem a entropia do fluido de trabalho: a interface entre a unidade de dessalinização e a unidade de cogeração (E1-TC), e também o desaerador (D) que produz neguentropia do lado vapor. A

Figura 4.10 mostra a estrutura produtiva da planta dual definida usando fluxos de neguentropia como um fluxo fictício, juntamente com os fluxos de exergia (Modelo E&S).



**Figura 4.10:** Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E&S

As unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho (GV, BA, D, BB e TV) são os consumidores da neguentropia produzida pelos subsistemas que reduzem a entropia do fluido de trabalho (E1-TC e D). A interface (E1-TC) tem também a função de absorver o calor útil (exergia) para a dessalinização. Os fluxos de neguentropia ( $S_{i:j}$  e  $S_{i:j'}$ ) e de calor útil ( $Q_U$ ) são calculados usando as Equações 4.3, 4.4 e 4.5.

Para obter o sistema de equações de custo são formuladas equações em cada unidade (real e fictícia) da estrutura produtiva. Igualmente ao Modelo E, nas bifurcações de exergia ( $B_E$ ), de potência elétrica ( $B_P$ ) e de neguentropia ( $B_S$ ), se atribui o mesmo custo unitário aos fluxos que saem dos mesmos. Na estrutura produtiva da planta dual com turbina a vapor de contrapressão segundo o Modelo E&S, são duas unidades produtivas (E1-TC e D) que têm dois fluxos de saída. Nestas unidades se usa o critério do multiproduto (MP) para obter mais duas equações auxiliares (uma para cada), ou seja, os fluxos que saem de uma mesma unidade são ambos produtos e, conseqüentemente, têm o mesmo custo unitário. A Tabela 4.11 mostra o valor de cada fluxo interno da estrutura produtiva definida para a planta dual com turbina a

vapor de contrapressão segundo o Modelo E&S, bem como os respectivos custos unitários obtidos usando o critério do multiproduto (MP) na formulação das equações auxiliares.

**Tabela 4.11:** *Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo E&S*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	0,05	10,73	2.551,77
$E_{3:2'}$	97,98	7,25	68,92
$E_{4:3}$	10,13	12,52	146,42
$E_{5:4}$	3.547,67	4,80	43,09
$E_{5:6}$	1.635,02	4,88	44,10
$E_{7:3}$	147,31	4,88	44,10
$E_{8:1}$	1.873,52	4,88	44,10
$S_{2:1}$	0,01	1,19	11,70
$S_{3:2'}$	1,71	1,19	11,70
$S_{4:3}$	4,24	1,19	11,70
$S_{5:4}$	5.560,39	1,19	11,70
$S_{6:5}$	459,82	1,19	11,70
$S_{7:3}$	1,55	7,25	68,92
$S_{8:1}$	6.071,93	1,17	11,60
$P_a$	23,69	7,49	74,12
$P_b$	16,25	7,49	74,12
$P_c$	0,07	7,49	74,12
$P_{d'}$	25,00	7,49	74,12
$P_{d''}$	175,00	7,49	74,12
$Q_U$	1.873,52	1,17	11,60
$P_L$	898,00	7,49	74,12
$V_A$	100,00*	35,13**	0,88***

\* [m<sup>3</sup>/h]    \*\* [kWh/m<sup>3</sup>]    \*\*\* [\$/m<sup>3</sup>]

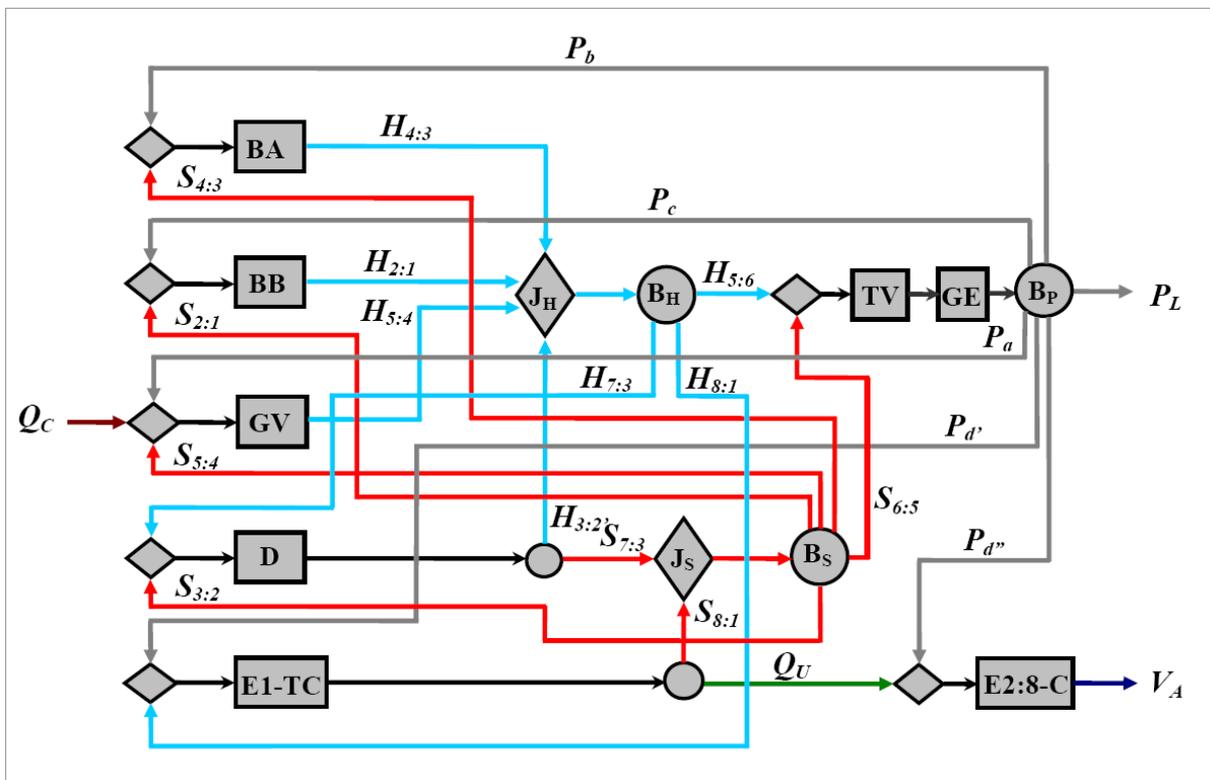
É importante salientar que o critério de subproduto (SP) não é aplicável nesta planta dual porque, de acordo com a definição usada pela Teoria Estrutural, não existe nenhuma unidade na estrutura produtiva cuja função principal seja a produção de neguentropia (um condensador, por exemplo). De acordo com esta definição, todos os fluxos de neguentropia produzidos pelas unidades na estrutura produtiva (Figura 4.10) são subprodutos. Isto quer dizer que a Teoria Estrutural não consegue usar o seu conceito de neguentropia (Modelo E&S) numa planta de cogeração com turbina a vapor de contrapressão. Porém, o Modelo E é

também usado pela Teoria Estrutural, ou seja, neste caso esta metodologia teria que usar a estrutura produtiva baseada em apenas fluxos de exergia (sem a neguentropia). Desta forma, algumas unidades produtivas (E1-TC e D) teriam funções produtivas diferentes dependendo do sistema analisado. Esta flexibilidade, que leva a uma ambigüidade na interpretação, já foi criticada por Lazzaretto e Tsatsaronis (2006). Estes dois autores acreditam que há uma grande necessidade de usar procedimentos menos ambíguos para definir insumos e produtos de subsistemas, e que sejam independentes do propósito da análise e da configuração do sistema.

Como já era previsto, os custos unitários dos fluxos internos e dos produtos finais obtidos usando o Modelo E&S-MP (Tabela 4.11) mostram uma grande sobrecarga aos custos unitários da eletricidade em detrimento dos custos unitários da água dessalinizada, em relação aos custos obtidos anteriormente usando o Modelo E (Tabela 4.10). Uma análise comparativa dos custos obtidos usando os três modelos será levada a cabo no item 4.2.2.4.

#### 4.2.2.3 Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física

A Figura 4.11 representa a estrutura produtiva da planta dual com turbina a vapor de contrapressão definida usando os fluxos de neguentropia como uma parcela da exergia física, juntamente com os fluxos de entalpia, conforme definido pelo Modelo H&S.



**Figura 4.11:** Estrutura Produtiva da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo H&S

Os fluxos de entalpia ( $H_{i;j}$  e  $H_{i;j}'$ ) presentes na estrutura produtiva da Figura 4.11 são calculados usando as Equações 4.6 e 4.7. A Tabela 4.11 mostra o valor de cada fluxo interno e produto final da estrutura produtiva definida para a planta dual com turbina a vapor de contrapressão, segundo o Modelo H&S, bem como os respectivos custos unitários obtidos usando apenas o critério do multiproduto (MP) na formulação das equações auxiliares.

**Tabela 4.12:** *Custo Unitário dos Fluxos da Planta Dual com TVCP segundo o Modelo H&S*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$H_{2:1}$	0,06	5,44	2.040,02
$H_{3:2}'$	607,02	3,00	27,63
$H_{4:3}$	14,36	5,76	75,55
$H_{5:4}$	9.108,06	2,98	26,84
$H_{5:6}$	1.175,19	2,99	26,98
$H_{7:3}$	608,85	2,99	26,98
$H_{8:1}$	7.945,45	2,99	26,98
$S_{2:1}$	0,01	3,02	28,30
$S_{3:2}'$	1,71	3,02	28,30
$S_{4:3}$	4,24	3,02	28,30
$S_{5:4}$	5.560,39	3,02	28,30
$S_{6:5}$	459,82	3,02	28,30
$S_{7:3}$	1,55	3,00	27,63
$S_{8:1}$	6.071,93	3,00	28,08
$P_a$	23,69	4,31	45,33
$P_b$	16,25	4,31	45,33
$P_c$	0,07	4,31	45,33
$P_d'$	25,00	4,31	45,33
$P_d''$	175,00	4,31	45,33
$Q_U$	1.873,52	3,00	28,08
$P_L$	898,00	4,31	45,33
$V_A$	100,00*	63,75**	1,14***

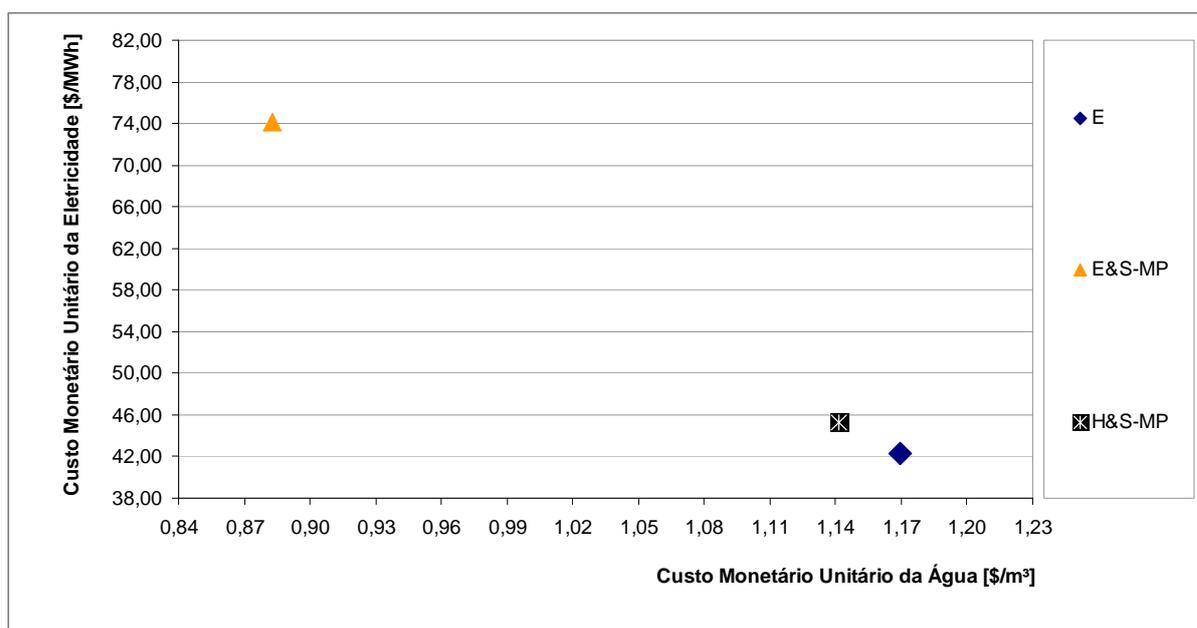
\* [m<sup>3</sup>/h]    \*\* [kWh/m<sup>3</sup>]    \*\*\* [\$/m<sup>3</sup>]

Por não ter um equipamento dissipativo (como o condensador) na estrutura produtiva da planta dual com turbina a vapor de contrapressão, o critério do subproduto (SP) para formulação das equações auxiliares não é aplicável mesmo usando o Modelo H&S. Porém, este critério é originalmente da Teoria Estrutural que usa o Modelo E&S. Na planta dual com

turbina a vapor de condensação e extração, o Modelo H&S experimentou a aplicação do critério do subproduto (SP) meramente como um parâmetro comparativo. No Modelo H&S, os fluxos que saem de uma mesma unidade ou subsistema são ambos produtos e, conseqüentemente, têm o mesmo custo unitário. Portanto, originalmente o Modelo H&S usa o critério de multiproduto (MP) para formular equações auxiliares. Por ser uma metodologia baseada no conceito de exergia, embora separando as suas parcelas, os custos unitários dos produtos finais obtidos pelo Modelo H&S são muito similares aos obtidos pelo Modelo E.

#### 4.2.2.4 Análise Comparativa: custo e equações auxiliares

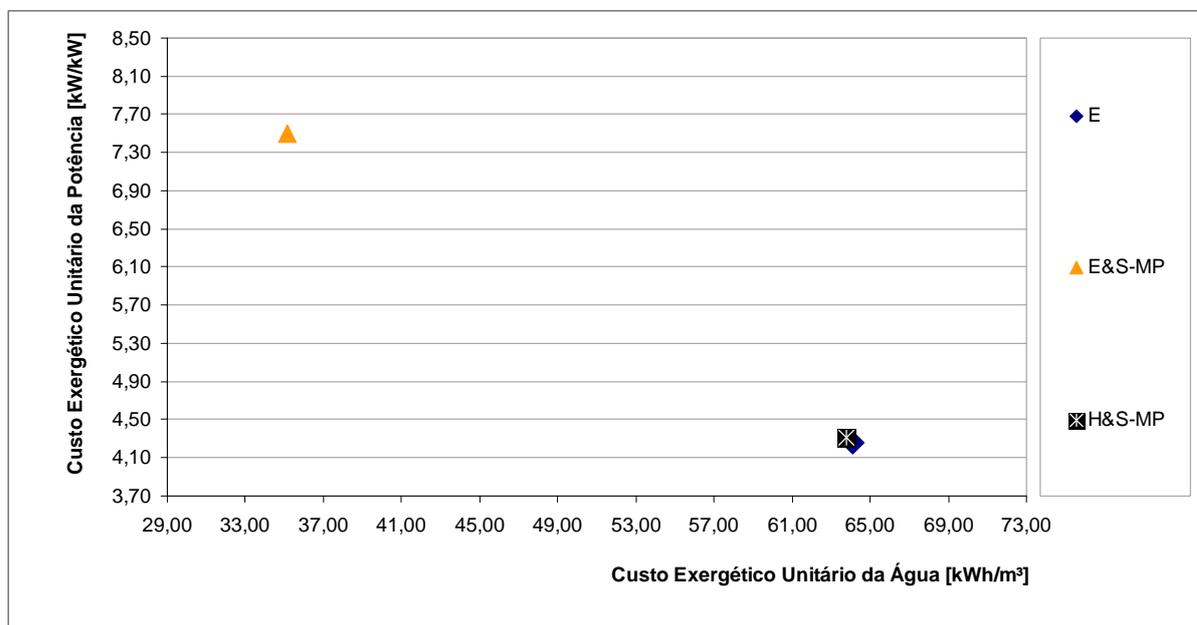
O gráfico da Figura 4.12 compara os custos monetários unitários dos produtos finais da planta dual com turbina a vapor de contrapressão, usando os três modelos termoeconômicos. O modelo que usa a neguentropia como um fluxo fictício, juntamente com a exergia, obtém o maior custo monetário da eletricidade e, conseqüentemente, o menor custo monetário unitário da água. Os modelos restantes e variantes obtêm custos monetários relativamente próximos.



**Figura 4.12:** *Custo Monetário Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCP*

Os custos exergéticos unitários dos dois produtos finais mostrados no gráfico da Figura 4.13 confirmam que a sobrecarga no custo na eletricidade em detrimento do custo da água é devido ao efeito da inclusão da neguentropia juntamente com a exergia na estrutura produtiva (Modelo E&S-MP), porque este conceito de neguentropia penaliza a turbina a vapor duas

vezes pelo aumento da entropia do fluido de trabalho enquanto premia a unidade de dessalinização duas vezes pela redução da entropia do fluido de trabalho.



**Figura 4.13:** *Custo Exergético Unitário dos Produtos Finais na Planta Dual com TVCP*

O valor obtido para o custo exergético unitário da eletricidade (7,49 kW/kW) pelo Modelo E&S-MP é tão alto que chega a contradizer a já estabelecida e reconhecida vantagem exergética da cogeração, relativamente à produção separada de calor e potência. Se o vapor entregue para a unidade de dessalinização continuasse na mesma linha de expansão através de uma turbina a vapor (hipotética), a planta estaria operando como uma termelétrica a vapor. Com esta potência elétrica equivalente, sem o consumo elétrico da unidade de dessalinização, esta termelétrica a vapor (hipotética) produziria eletricidade com um custo exergético unitário de 4,69 kW/kW, ou seja, o custo exergético unitário da eletricidade obtido pelo Modelo E&S-MP é incoerente. Para calcular a potência elétrica equivalente ao consumo térmico da unidade de dessalinização, considera-se como referência os parâmetros de operação (pressão e temperatura) dos equipamentos que fazem parte o sistema de condensação e de baixa pressão da planta dual com turbina a vapor de condensação e extração: turbina a vapor de baixa pressão (TB), condensador (C), bomba de condensado (BC) e pré-aquecedor (PA).

Os custos unitários dos produtos finais obtidos pelo modelo que usa a neguentropia como uma parcela da exergia física (Modelo H&S), são praticamente os mesmos obtidos pelo modelo que usa exergia total (Modelo E), o que já era esperado porque ambos modelos usam o conceito de exergia. Os resultados só não são coincidentes devido ao nível de desagregação

que é diferente. No Modelo E, o custo da interface (E1-TC) é alocado diretamente para a água dessalinizada enquanto que no Modelo H&S esta unidade é isolada e os seus custos são distribuídos indiretamente para ambos os produtos finais (eletricidade e água dessalinizada) em função da neguentropia produzida e do calor útil absorvido (respectivamente). Neste caso, a grande vantagem do Modelo H&S é detalhar o processo de formação de custos na planta, mostrando a função da interface entre a unidade de dessalinização e a unidade de cogeração. Por outro lado, o Modelo H&S evita que subsistemas tenham funções diferentes dependendo do sistema ao qual eles pertencem, devido à sua aplicabilidade em qualquer sistema cujos processos podem ser descritos no diagrama h-s, inclusive num ciclo a vapor reversível.

Se fosse possível aplicar o conceito do subproduto (SP), o Modelo E&S conseguiria obter custos unitários dos produtos finais que são coerentes com a reconhecida vantagem exergética da cogeração, apesar dos demonstrados resultados incoerentes (eficiência e custo) obtidos devido a inconsistências usadas na definição de insumos e produtos dos subsistemas. Portanto, o conceito de subproduto é uma condição necessária para que o Modelo E&S obtenha custo unitário coerente para os produtos finais, mas não evita outras inconsistências relativas à eficiência dos subsistemas e aos custos unitários de outros fluxos internos. Por isso, o critério do subproduto parece mais um escudo de proteção para camuflar as inconsistências.

## **Capítulo 5**

# **ESTUDO DE CASO II: SISTEMA DE TURBINA A GÁS REGENERATIVA E PLANTA DE CICLO COMBINADO**

O estudo do sistema de turbina a gás regenerativa é uma maneira de mostrar a aplicação da nova metodologia (Modelo H&S) num sistema cuja estrutura física é igual ao usado no problema CGAM e comparar os procedimentos e os resultados com as outras metodologias (Modelos E e E&S). Por outro lado, a planta de ciclo combinado permite analisar, num único sistema, o problema de alocação dos resíduos (os gases de exaustão) e dos equipamentos dissipativos (o condensador), além de permitir mostrar a modelagem termoeconômica da interface (a caldeira de recuperação) entre os dois ciclos termodinâmicos (Brayton e Rankine).

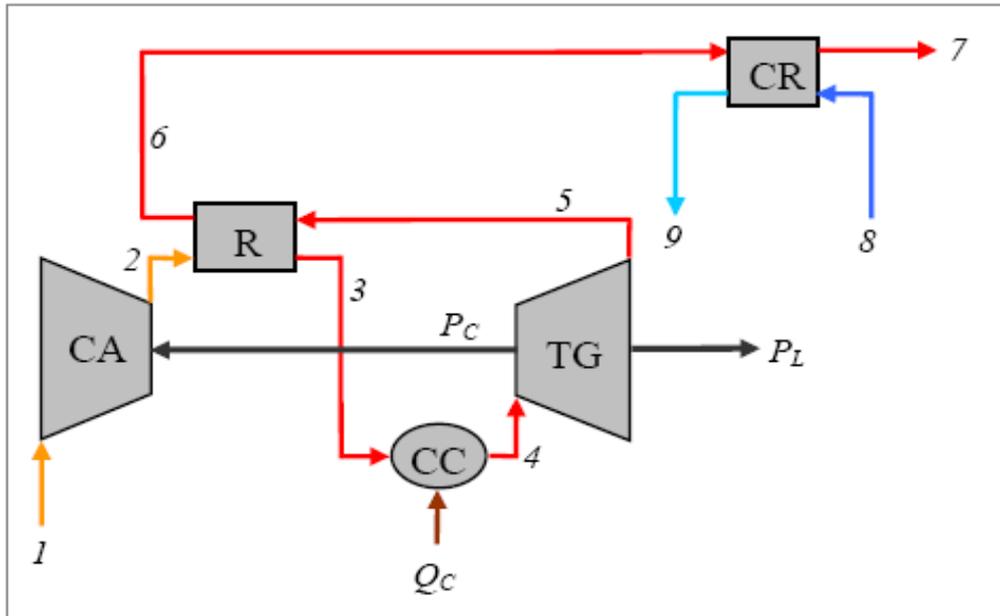
## **5.1 COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS REGENERATIVA**

Este sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa usa os mesmos parâmetros termodinâmicos (temperatura, pressão e vazão) do sistema otimizado por Cerqueira (1999).

### **5.1.1 Descrição da Planta**

A Figura 5.1 representa a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa através de suas cinco unidades ou subsistemas: compressor de ar (CA), câmara

de combustão (CC), turbina a gás (TG), regenerador (R) e caldeira de recuperação (CR). O consumo exergético de combustível ( $Q_c$ ) é de 6.447,34 kW. A turbina a gás produz 5.233,34 kW de potência mecânica, dos quais 2.376,57 kW são usados para acionar o compressor de ar ( $P_c$ ) e, conseqüentemente, a potência mecânica líquida produzida ( $P_L$ ) é de 2.856,77 kW.



**Figura 5.1:** Estrutura Física da Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa

Na Tabela 5.1 está a descrição dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, bem como os seus respectivos parâmetros (vazão, pressão e temperatura).

**Tabela 5.1:** Descrição dos Fluxos Físicos da Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Ar	10,00	1,0132	25,00
2	Ar	10,00	5,9490	255,10
3	Ar	10,00	5,7970	657,42
4	Gases	10,13	4,6550	1.133,55
5	Gases	10,13	1,0452	712,03
6	Gases	10,13	1,0379	309,34
7	Gases	10,13	1,0132	188,91
8	Água	0,644	10,000	179,87
9	Vapor	0,644	10,000	179,87

Diferente de Cerqueira (1999), que considerou um modelo com o ar como fluido de trabalho, o modelo termodinâmico considera combustão completa com excesso de ar, ou seja, sem formação de CO e NO<sub>x</sub>. O compressor aspira o ar nas condições ambientais: pressão atmosférica de 1,0132 bar, temperatura de bulbo seco de 25°C e umidade relativa de 60%. O combustível usado é o gás natural, cuja composição se encontra na Tabela 3.1 do Capítulo 3. Para o balanço de massa e energia, o ar e os gases de combustão foram considerados misturas de gases com calor específico variável com a temperatura, conforme a função polinomial e os coeficientes que estão na Tabela 3.3 do Capítulo 3. A caldeira de recuperação é na realidade apenas um evaporador (sem economizador nem superaquecedor) porque recebe água saturada e produz vapor saturado. O calor útil produzido na caldeira de recuperação ( $Q_U$ ), em base exérgica, é de 443,68 kW. A Tabela 5.2 mostra a composição química elementar dos fluxos de ar e gases que fazem parte do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.

**Tabela 5.2:** *Composição do Ar e dos Gases na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa*

ELEMENTOS		PORCENTAGEM [%]	
Descrição	Símbolo	Ar	Gases
Oxigênio	O <sub>2</sub>	20,56	15,79
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0,030	2,255
Vapor de Água	H <sub>2</sub> O	1,876	6,055
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	76,61	74,99
Argônio	Ar	0,924	0,903

O fluxo monetário externo devido ao custo do combustível consumido (gás natural) é de 44,52 \$/h. Os restantes fluxos monetários externos que estão na Tabela 5.3 são devido ao investimento, operação e manutenção dos cinco subsistemas da planta.

**Tabela 5.3:** *Custo Horário dos Equipamentos do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa*

EQUIPAMENTO		Z [\$/h]
Descrição	Abreviatura	
Câmara de Combustão	CC	3,18
Turbina a Gás	TG	16,19
Compressor de Ar	CA	9,66
Regenerador	R	10,31
Caldeira de Recuperação	CR	7,28

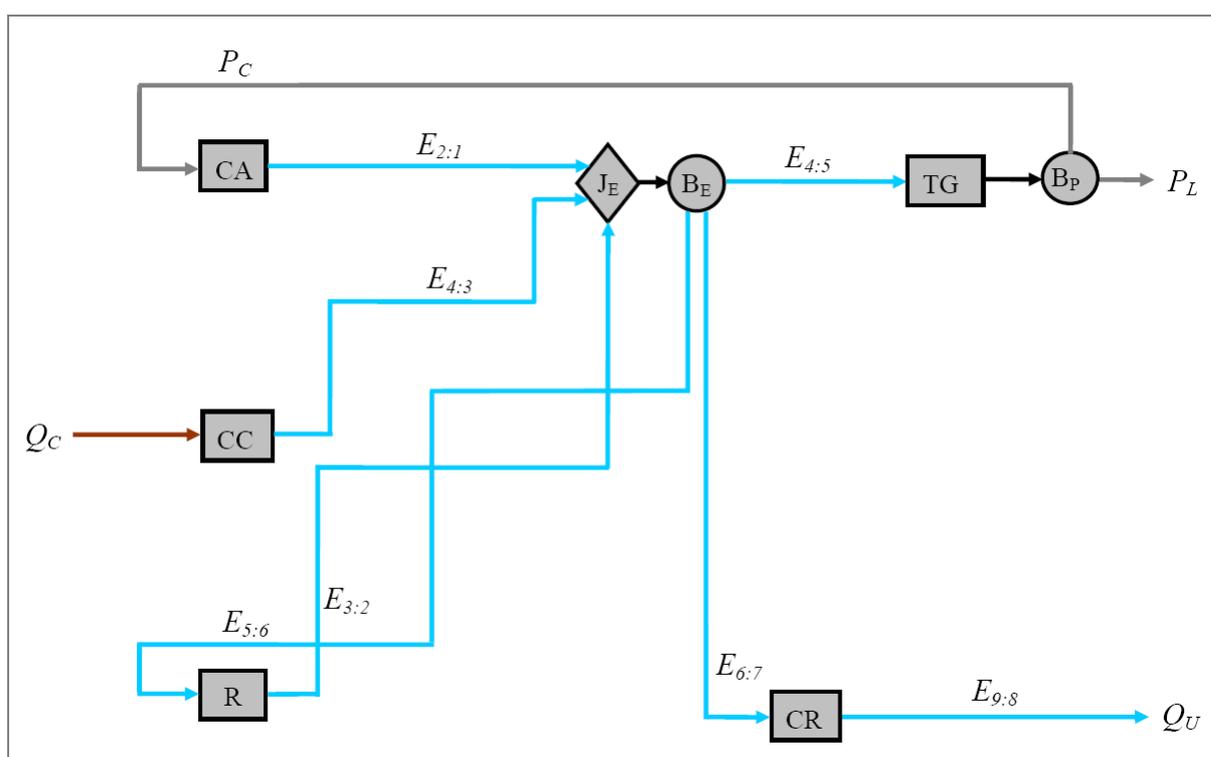
O ambiente econômico para o cálculo dos fluxos monetários considera uma taxa de juros de 8%, 25 anos de vida econômica e operação continuamente durante 90% do ano.

## 5.1.2 Modelagem e Análise Termoeconômica

Para descrição de cada modelo termoeconômico basta mostrar e descrever a estrutura produtiva e também os critérios usados para formulação das inevitáveis equações auxiliares.

### 5.1.2.1 Modelo E: sem neguentropia

A Figura 5.2 representa a estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, definida usando apenas a exergia total para quantificar os fluxos internos.



**Figura 5.2:** Estrutura Produtiva do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E)

Na estrutura produtiva segundo o Modelo E (Figura 5.2), são três unidades produtivas que injetam exergia ao fluido de trabalho (CC, CA e R) e três que retiram exergia do mesmo (TG, CR e R). Por isso, o regenerador (R) produz exergia (do lado ar) e consome exergia (do lado gases). Toda esta exergia injetada no ciclo se junta na junção ( $J_E$ ) antes de ser distribuída através da bifurcação ( $B_E$ ). Através da bifurcação de potência ( $B_P$ ), a potência mecânica

produzida na turbina a gás é dividida em potência de compressão que aciona o compressor e potência líquida que é um dos produtos finais da planta juntamente com o calor útil. Os produtos e os insumos de cada unidade produtiva são todos fluxos de exergia total e estão definidos em função dos fluxos físicos: potência mecânica ( $P_C$  e  $P_L$ ), exergia do combustível ( $Q_C$ ) e a variação da exergia quando o fluido de trabalho atravessa cada unidade produtiva ( $E_{i:j}$ ). Os insumos e produtos definidos em função da exergia retirada e adicionados ao fluido de trabalho (respectivamente) estão definidos de forma genérica pela Equação 5.1.

$$E_{i:j} = E_i - E_j \quad (5.1)$$

Para obter o sistema de equações de custo (o modelo termoeconômico) são formuladas equações de balanço de custos em cada unidade (real e fictícia) da estrutura produtiva. Nas bifurcações, que são as únicas unidades com mais de um fluxo de saída, são formuladas equações auxiliares que atribuem o mesmo custo unitário aos fluxos que saem dos mesmos. A Tabela 5.4 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva representada na Figura 5.2, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários, segundo o Modelo E.

**Tabela 5.4:** Custo Unitário na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E)

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	2.144,04	2,09	32,24
$E_{3:2}$	2.538,81	2,05	27,87
$E_{4:3}$	4.604,85	1,40	10,36
$E_{4:5}$	5.404,68	1,82	21,23
$E_{5:6}$	2.846,72	1,82	21,23
$E_{6:7}$	583,16	1,82	21,23
$P_C$	2.376,57	1,88	25,02
$P_L$	2.856,77	1,88	25,02
$Q_U$	443,68	2,40	44,31

Quando a estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa é definida usando apenas os fluxos de exergia total, o conteúdo exergético contido nos resíduos ( $E_{7:1}$ ) é alocado implicitamente para todos os subsistemas que retiram exergia do fluido de trabalho (TG, CR e R). Desta forma, o custo de formação dos resíduos é alocado para os dois produtos finais ( $P_L$  e  $Q_U$ ) de forma proporcional aos insumos da turbina a gás (TG) e da caldeira de recuperação (CR), respectivamente. Os valores dos fluxos internos e dos produtos



de recuperação (CR) produz neguentropia, além de calor útil. O regenerador (R) também produz neguentropia, além de exergia. Por isso, estes dois subsistemas (CR e R) incorporam uma pequena bifurcação (cada) para indicar que têm dois fluxos de saída (neguentropia e exergia). Devido à inclusão da neguentropia, a estrutura produtiva da Figura 5.3 incorpora mais uma junção ( $J_S$ ) e mais uma bifurcação ( $B_S$ ). Os fluxos de neguentropia ( $S_{i,j}$ ) presentes na estrutura produtiva são calculados em função da neguentropia dos fluxos físicos ( $S_i$  e  $S_j$ ), conforme a Equação 5.2. A neguentropia dos fluxos físicos se calcula usando a Equação 3.13.

$$S_{i,j} = S_i - S_j \quad (5.2)$$

Para obter o sistema de equações de custo são formuladas equações em cada unidade. Os fluxos que saem de uma mesma bifurcação ( $B_E$ ,  $B_P$  e  $B_S$ ) têm o mesmo custo unitário. Nos dois subsistemas (CR e R) que têm dois fluxos de saída, são usados dois critérios para formular as equações auxiliares: subproduto (E&S-SP) e multiproduto (E&S-MP). A Tabela 5.5 mostra o valor dos fluxos internos e produtos, bem como os respectivos custos unitários.

**Tabela 5.5:** Custo Unitário na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo E&S)

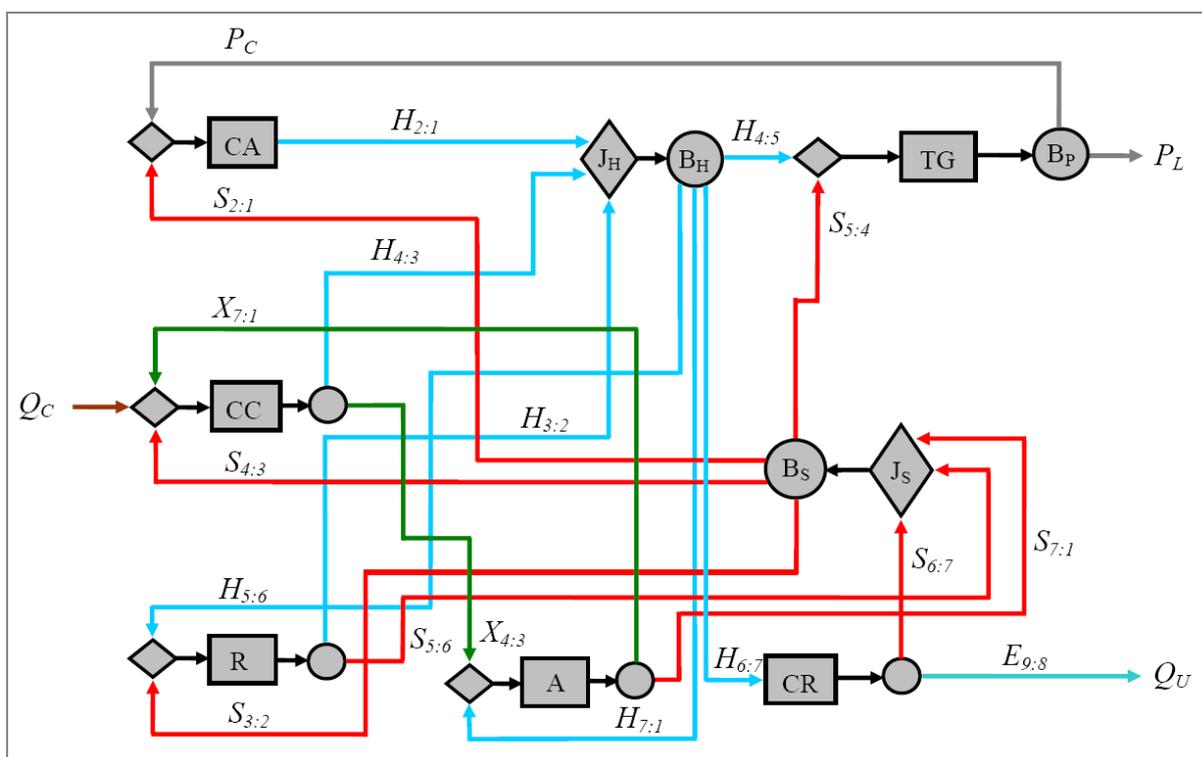
FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO			
		Exergético [kW/kW]		Monetário [\$/MWh]	
		E&S-SP	E&S-MP	E&S-SP	E&S-MP
$E_{2:1}$	2.144,04	2,31	2,47	34,83	38,70
$E_{3:2}$	2.538,81	2,19	1,86	29,57	26,42
$E_{4:3}$	4.604,85	1,63	1,85	12,99	16,93
$E_{4:5}$	5.404,68	1,94	2,00	22,56	24,55
$E_{5:6}$	2.846,72	1,94	2,00	22,56	24,55
$E_{6:7}$	583,16	1,94	2,00	22,56	24,55
$E_{7:1}$	453,13	1,94	2,00	22,56	24,55
$S_{2:1}$	232,53	0,63	1,27	7,36	18,38
$S_{3:2}$	1.862,75	0,63	1,27	7,36	18,38
$S_{4:3}$	1.647,84	0,63	1,27	7,36	18,38
$S_{5:4}$	171,34	0,63	1,27	7,36	18,38
$S_{5:6}$	1.792,64	0,63	1,86	7,36	26,42
$S_{6:7}$	733,35	0,63	0,99	7,36	18,35
$S_{7:1}$	1.388,48	0,63	0,65	7,36	8,01
$P_C$	2.376,57	2,02	2,10	26,64	29,05
$P_L$	2.856,77	2,02	2,10	26,64	29,05
$Q_U$	443,68	1,50	0,99	33,89	18,35

O critério do subproduto (E&S-SP), que é usado pela Teoria Estrutural, considera que os dois fluxos de neguentropia produzidos pela caldeira de recuperação (CR) e pelo regenerador (R) são subprodutos destes subsistemas. Por isso, estes dois fluxos recebem o mesmo custo unitário do fluxo de neguentropia produzido pelo ambiente (A). O critério do multiproduto (E&S-MP) considera que todos os fluxos que saem de uma mesma unidade da estrutura produtiva são todos produtos desta unidade. Por isso, o fluxo de neguentropia produzido pelo regenerador (R) tem que ter o mesmo custo unitário do fluxo de exergia produzido pelo mesmo. Do mesmo modo, a neguentropia é produzida na caldeira de recuperação (CR) com o mesmo custo unitário do calor útil produzido pela mesma unidade.

Na Tabela 5.5 alguns subsistemas produzem fluxos cujos custos exergeticos unitários são menores que a unidade, porque os seus produtos são muito maiores que os seus insumos (eficiência muito maior que 100%). Os custos unitários dos fluxos internos e produtos finais são analisados no item 5.1.2.4 em comparação com os obtidos pelas outras metodologias.

### 5.1.2.3 Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física

A Figura 5.4 representa a estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa definida usando os fluxos de neguentropia como uma parcela da exergia física.



**Figura 5.4:** Estrutura Produtiva do Sistema com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo H&S)

Quando a neguentropia é usada como uma parcela da exergia física, os outros fluxos da estrutura produtiva são: de entalpia que é a outra parcela da exergia física e também de exergia química. Desta forma, se evita que subsistemas da estrutura produtiva tenham produto maior que o insumo e, conseqüentemente, nenhuma unidade produtiva tenha eficiência maior que 100% e nenhum custo exergetico unitário dos fluxos internos seja menor que a unidade, como mostra a Tabela 5.6. A estrutura produtiva definida pelo Modelo H&S (Figura 5.4) é graficamente muito parecida com a definida pelo Modelo E&S (Figura 5.3). Além dos fluxos de entalpia do Modelo H&S que substituem os fluxos de exergia do Modelo E&S, aparecem também os fluxos de exergia química no Modelo H&S que não existem no Modelo E&S.

**Tabela 5.6:** Custo Unitário na Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Modelo H&S)

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergetico [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
		H&S-MP	H&S-MP
$H_{2:1}$	2.376,57	2,14	33,80
$H_{3:2}$	4.401,56	2,04	27,39
$H_{4:3}$	6.155,34	1,63	15,55
$H_{4:5}$	5.233,34	1,86	22,93
$H_{5:6}$	4.639,36	1,86	22,93
$H_{6:7}$	1.316,52	1,86	22,93
$H_{7:1}$	1.744,25	1,86	22,93
$X_{4:3}$	97,35	1,63	15,55
$X_{7:1}$	97,35	2,29	27,94
$S_{2:1}$	232,53	2,14	28,42
$S_{3:2}$	1.862,75	2,14	28,42
$S_{4:3}$	1.647,84	2,14	28,42
$S_{5:4}$	171,34	2,14	28,42
$S_{5:6}$	1.792,64	2,04	27,39
$S_{6:7}$	733,35	2,08	31,83
$S_{7:1}$	1.388,48	2,29	27,94
$P_C$	2.376,57	1,93	26,96
$P_L$	2.856,77	1,93	26,96
$Q_U$	443,68	2,08	31,83

A exergia química é produzida na câmara de combustão (CC) onde a exergia química do fluido de trabalho aumenta. Esta exergia é entregue ao ambiente, de onde o sistema recebe o ar puro. Como o custo dos resíduos deve ser alocado nos equipamentos que os originaram,

os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho são responsabilizados pela parcela física (entálpica) dos resíduos através da neguentropia e a câmara de combustão é responsável pela parcela química da exergia contida nos resíduos. Por isso, a ambiente produz neguentropia e também tem a função de “purificar” os gases de exaustão. Os fluxos de entalpia ( $H_{i;j}$ ) e de exergia química ( $X_{i;j}$ ) presentes na estrutura produtiva representam a entalpia e a exergia química adicionada e removida do fluido de trabalho e são calculados usando as Equações 5.3 e 5.4, em função das entalpias ( $H_i$  e  $H_j$ ) e das exergias químicas ( $X_i$  e  $X_j$ ) dos fluxos físicos, respectivamente. Os fluxos físicos de entalpia e de exergia química são calculados usando, respectivamente, as Equações 3.12 e 3.8 apresentadas no Capítulo 3.

$$H_{i;j} = H_i - H_j \quad (5.3)$$

$$X_{i;j} = X_i - X_j \quad (5.4)$$

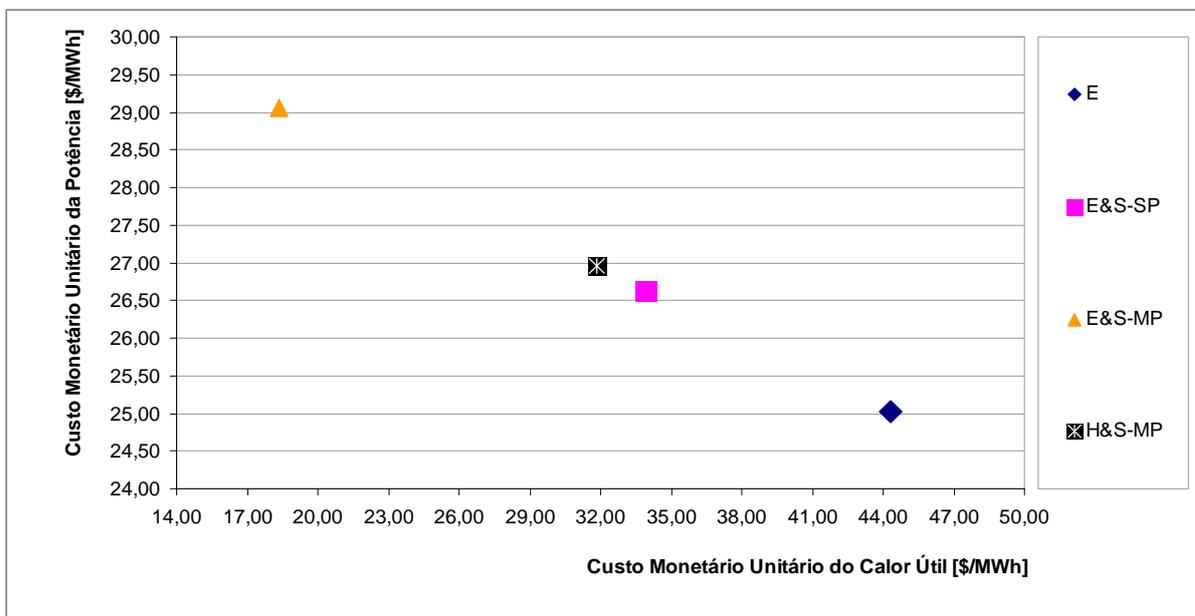
Quando a modelagem termoeconômica é feita usando a exergia desagregada em suas parcelas, como é o caso do Modelo H&S e da Análise Funcional (Frangopoulos, 1994), os únicos fluxos de exergia total da estrutura produtiva são os insumos externos (combustível) e os produtos finais do sistema de cogeração (potência e calor útil), ou seja, o sistema recebe a exergia total do combustível e produz potência (exergia total) e calor útil (exergia total).

O modelo termoeconômico é obtido formulando equações de custo em cada unidade da estrutura produtiva. Os fluxos que saem da mesma bifurcação ( $B_H$ ,  $B_P$  e  $B_S$ ) têm o mesmo custo unitário. Nas unidades da estrutura produtiva que têm mais de um fluxo de saída (caldeira de recuperação, regenerador e ambiente) se usa o critério de multiproducto (H&S-MP), ou seja, o Modelo H&S é adepto do critério do multiproducto (H&S-MP). De acordo com o Modelo H&S, os fluxos que saem da mesma unidade da estrutura produtiva são todos parcelas da exergia e, por isso, devem ter o mesmo custo unitário. O critério do subproduto não é aplicável neste sistema porque, segundo este critério, os fluxos de exergia química seriam todos subprodutos, o que impossibilitaria a atribuição de custo aos mesmos. Este critério só se aplica no Modelo E&S que não explicita os fluxos de exergia química.

#### **5.1.2.4 Análise Comparativa: custo e equações auxiliares**

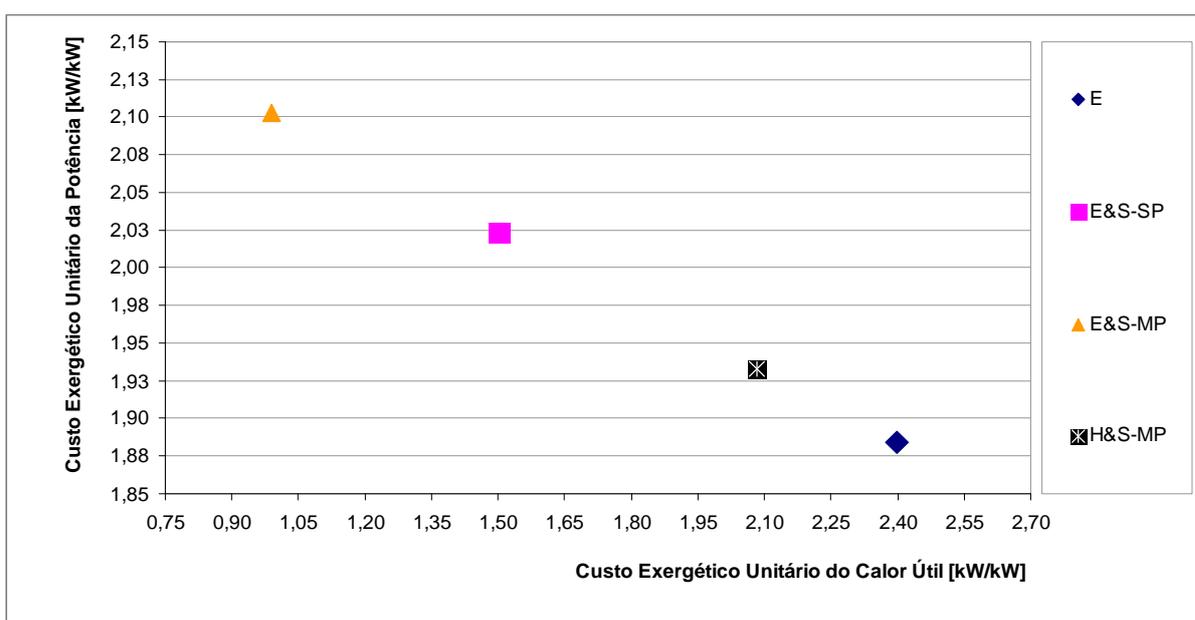
O gráfico da Figura 5.5 compara os custos monetários unitários dos dois produtos finais (potência e calor) obtidos para o sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa usando os três diferentes modelos termoeconômicos (E, E&S e H&S) combinados com suas variantes (SP e MP), quando aplicável. O modelo que usa a neguentropia juntamente com a exergia, de

forma combinada com o conceito de multiproduto (E&S-MP), obtém o maior custo monetário unitário da potência e, conseqüentemente, o menor custo monetário unitário do calor útil. Porém, quando este modelo é combinado com o critério do subproduto (E&S-SP), os custos monetários unitários são relativamente próximos aos obtidos pelo modelo H&S-MP.



**Figura 5.5:** *Custo Monetário Unitário dos Produtos Finais no Sistema de Cogeração*

A Figura 5.6 compara os custos exergéticos unitários dos mesmos dois produtos finais obtidos para o mesmo sistema de cogeração usando os mesmos modelos termoeconômicos.



**Figura 5.6:** *Custo Exergético Unitário dos Produtos Finais no Sistema de Cogeração*

A sobrecarga no custo da potência em detrimento do custo do calor útil é devido ao efeito da inclusão da neguentropia juntamente com a exergia (Modelo E&S) na estrutura produtiva. Este modelo penaliza duas vezes as unidades (ou subsistemas) que aumentam a entropia do fluido de trabalho, enquanto premia duas vezes as que reduzem a entropia do fluido de trabalho, já que os fluxos de exergia já contêm o termo que define a neguentropia. Isto justifica a sobrecarga no custo da potência em detrimento do custo do calor útil.

O maior custo exergético unitário do calor útil (2,40 kW/kW) no sistema de cogeração estudado é obtido usando o Modelo E. Este mesmo custo exergético unitário do calor só seria conseguido se o vapor (com os mesmos parâmetros) fosse produzido num gerador de vapor convencional com eficiência térmica de 127,17%, usando o mesmo combustível. Isto mostra que o custo exergético unitário do calor útil usando qualquer um dos modelos é coerente com a vantagem energética da cogeração relativamente à produção separada de calor útil.

O maior custo unitário da potência mecânica (2,10 kW/kW) é obtido usando o Modelo E&S combinado com o conceito de multiproduto (E&S-MP). Se o vapor produzido neste sistema de cogeração fosse usado para produzir potência adicional, para que este sistema de potência (hipotético) usando ciclo combinado produzisse potência mecânica com o mesmo custo exergético (2,10 kW/kW) basta que o ciclo Rankine deste sistema de ciclo combinado tivesse uma eficiência energética de 16,06%. Isto é termodinamicamente possível, apesar dos baixos parâmetros do vapor produzido nesta planta de cogeração (10 bar, saturado). A título de comparação, o ciclo Rankine que compõe o ciclo combinado analisado na seqüência tem eficiência energética de 30,85%, embora os parâmetros de vapor sejam mais altos (40 bar e 417 °C). Quando opera como planta de potência (sem extração de vapor), o ciclo de cogeração com turbina a vapor de condensação e extração estudado no Capítulo 4 tem eficiência energética de 25,90%, também com parâmetros de vapor mais altos (25 bar e 330 °C). Isto mostra que o custo exergético unitário da potência mecânica obtido pelo Modelo E&S-MP é perfeitamente questionável. Com relação ao custo exergético unitário da potência obtido pelo Modelo E&S-SP (2,02 kW/kW), o ciclo Rankine do ciclo combinado (hipotético) teria que ter uma eficiência energética de 25,39%, o que é pouco provável com estes parâmetros de vapor. Isto mostra a coerência do custo exergético da potência obtido pelo Modelo E&S-SP.

No que diz respeito ao custo exergético unitário dos outros fluxos internos do sistema, alguns resultados obtidos pelo Modelo E&S, independente de usar critério do subproduto (SP) ou multiproduto (MP) para formular as equações auxiliares, não são coerentes porque alguns fluxos têm custo exergético unitário menor que a unidade, o que não é consistente do ponto de

vista da termoeconomia. Isto só acontece porque ao usar a neguentropia juntamente com a exergia os produtos de algumas unidades (ou subsistemas) da estrutura produtiva, como a caldeira de recuperação (CR) e o ambiente (A), são muito maiores que os seus insumos, o que não é consistente do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica.

Quando o Modelo E&S usa o conceito do subproduto (SP) para formular as equações auxiliares (E&S-SP), unidades produtivas como a turbina a gás continuam sendo penalizadas duas vezes por aumentar a entropia do fluido de trabalho, outras unidades como a caldeira de recuperação continuam sendo premiadas duas vezes pela redução da entropia do fluido de trabalho e o produto do ambiente continua sendo muito maior que o seu produto. Conseqüentemente, muitos fluxos internos continuam tendo custo exergético unitário menor que a unidade. Porém, os custos unitários dos produtos finais obtidos são coerentes com a reconhecida vantagem exérgica da cogeração. Isto se explica porque o conceito do subproduto força os fluxos de neguentropia a assumirem o mesmo custo unitário do produto do ambiente que é baixíssimo, devido também às incoerências na definição do seu insumo e do seu produto. Desta maneira, o Modelo E&S-SP consegue aliviar a dupla penalização no custo unitário da potência e a dupla premiação do custo unitário do calor, fazendo com que o Modelo E&S-SP alcance assim custos unitários mais coerentes para os dois produtos finais. O Modelo H&S obtém resultados coerentes com a termodinâmica e com a termoeconomia (eficiência, custo, etc.), independente do critério usado para formular as equações auxiliares.

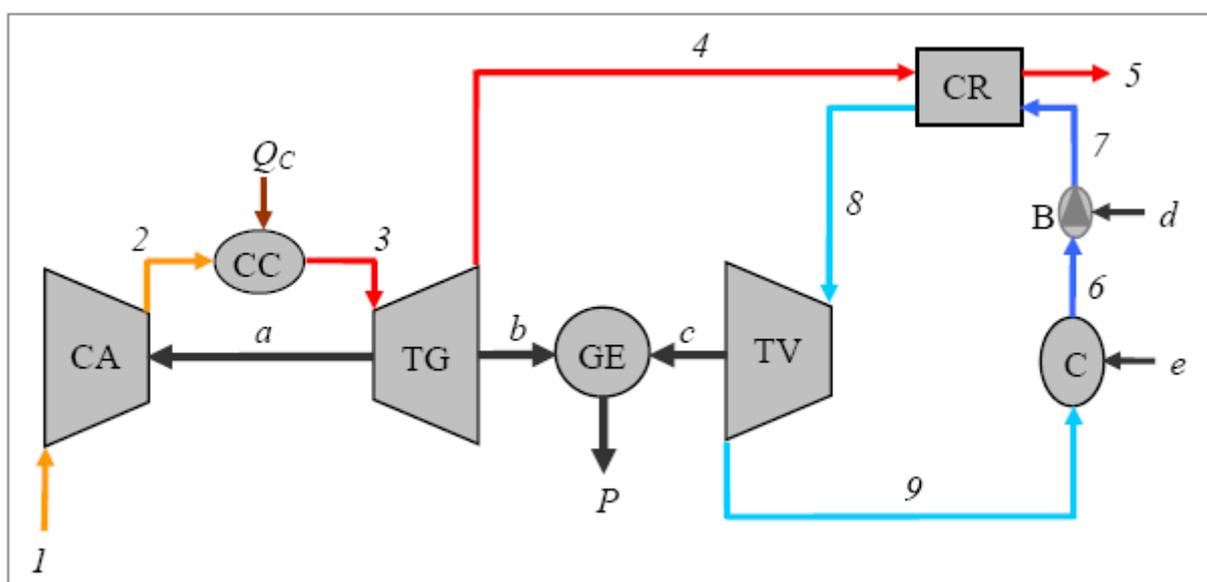
## 5.2 TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO

A estrutura física da planta de ciclo combinado é a combinação do ciclo Brayton de cogeração com o ciclo Rankine de potência, ambos usados nos capítulos 2 e 3 para apresentar as metodologias termoeconômicas já existentes e a nova metodologia, respectivamente.

### 5.2.1 Descrição da Planta

A Figura 5.7 representa a estrutura física da unidade termelétrica de ciclo combinado, através de seus oito subsistemas: compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG) e caldeira de recuperação (CR), bomba de alimentação (B), turbina a vapor (TV),

condensador (C) e gerador elétrico (GE). O consumo exergético de combustível ( $Q_C$ ) é de 209.697,64 kW. A turbina do ciclo Brayton produz 157.173,15 kW de potência mecânica, dos quais 98.893,09 kW são usados para acionar o compressor ( $P_C$ ) e, conseqüentemente, a potência mecânica líquida produzida no ciclo Brayton ( $P_L$ ) é 58.280,05 kW. A turbina do ciclo Rankine produz 27.903,64 kW de potência mecânica. As duas turbinas acionam o mesmo gerador elétrico que gera 84.415,00 kW de potência elétrica, dos quais 205,00 kW são consumidos pela bomba de alimentação e 210,00 kW são usados pelos auxiliares do condensador. A potência elétrica líquida da termelétrica de ciclo combinado é 84.000,00 kW.



**Figura 5.7:** Estrutura Física da Unidade Termelétrica de Ciclo Combinado

O modelo termodinâmico do ciclo Brayton considera combustão completa com o gás natural, cuja composição se encontra na Tabela 3.1 do Capítulo 3. Por isso, os gases produzidos da combustão e o ar são compostos pelos mesmos elementos, como mostra a Tabela 5.7.

**Tabela 5.7:** Composição do Ar e dos Gases na Termelétrica de Ciclo Combinado

ELEMENTOS		PORCENTAGEM [%]	
Descrição	Símbolo	Ar	Gases
Oxigênio	O <sub>2</sub>	20,56	15,56
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0,030	2,362
Vapor de Água	H <sub>2</sub> O	1,876	6,256
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	76,61	74,92
Argônio	Ar	0,924	0,902

Na Tabela 5.8 está a descrição dos principais fluxos do modelo físico da unidade termelétrica de ciclo combinado, bem como os respectivos parâmetros (vazão, pressão e temperatura). Para o balanço de massa e energia, o ar e os gases produtos da combustão são considerados misturas de gases com calor específico variável em função da temperatura, conforme mostra a função polinomial e os coeficientes da Tabela 3.3 do Capítulo 3.

**Tabela 5.8:** *Descrição dos Fluxos Físicos da Termelétrica de Ciclo Combinado*

FLUXOS FÍSICOS		m [kg/s]	p [bar]	T [°C]
Nº	DESCRIÇÃO			
1	Ar	310,0	1,0132	25,000
2	Ar	310,0	9,1190	331,78
3	Gases	314,2	9,0280	870,00
4	Gases	314,2	1,0433	443,05
5	Gases	314,2	1,0132	180,64
6	Água	29,08	0,0650	37,630
7	Água	29,08	40,800	38,350
8	Vapor	29,08	40,000	417,00
9	Mistura (x = 0,886)	29,08	0,0650	37,630

O modelo econômico considera que o custo monetário unitário do combustível usado (gás natural) é de 6,91 \$/MWh, resultando num fluxo monetário do combustível de 1.447,92 \$/h. Os fluxos monetários externos devido aos equipamentos do ciclo estão na Tabela 5.9.

**Tabela 5.9:** *Custo Horário dos Equipamentos da Termelétrica de Ciclo Combinado*

EQUIPAMENTO		Z [\$h]
Descrição	Abreviatura	
Câmara de Combustão	CC	1,42
Turbina a Gás	TG	455,61
Compressor de Ar	CA	560,23
Caldeira de Recuperação	CR	186,13
Turbina a Vapor	TV	190,10
Gerador Elétrico	GE	15,59
Condensador	C	8,22
Bomba	B	0,28



A estrutura produtiva da Figura 5.8 mostra que algumas unidades produtivas (CA e CC) injetam exergia ao fluido de trabalho do ciclo Brayton, enquanto outras retiram exergia do mesmo (TG e CR). A exergia injetada se junta na junção ( $J_{Eb}$ ) para ser distribuída através da bifurcação ( $B_{Eb}$ ). Uma bifurcação de potência mecânica ( $B_{Pm}$ ) distribui o produto da turbina a gás do ciclo Brayton para o compressor e para o gerador elétrico. A caldeira de recuperação é a interface entre o ciclo Brayton e o ciclo Rankine, cujo produto se junta com o produto da bomba e com a eletricidade auxiliar do condensador na junção de exergia do ciclo Rankine ( $J_{Er}$ ). O condensador e a turbina a vapor formam uma única unidade (TV-C). Uma junção de potência mecânica ( $J_{Pm}$ ) é também usada porque o gerador elétrico é acionado pelas duas turbinas. Uma bifurcação de potência elétrica ( $B_{Pe}$ ) separa o produto total do gerador elétrico para ser usada na bomba, nos auxiliares do condensador e como produto final da planta. Os fluxos internos que são insumos e produtos definidos em função da exergia retirada e adicionada aos fluidos de trabalho ( $E_{i;j}$ ) são calculados usando a Equação 5.1.

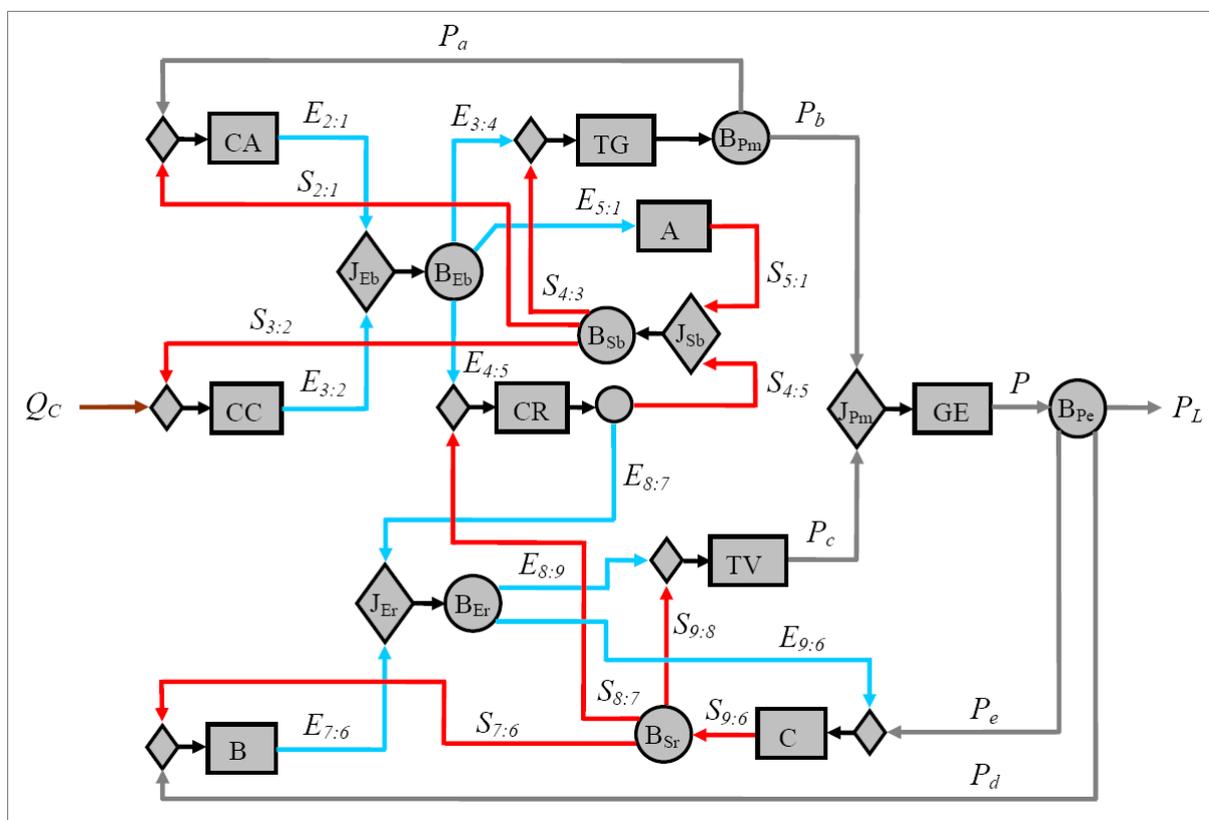
O modelo termoeconômico é obtido com equações formuladas em cada unidade da estrutura produtiva. Os fluxos que saem de uma mesma bifurcação têm o mesmo custo unitário. A Tabela 5.10 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva, bem como os custos unitários exergéticos e monetários obtidos pelo Modelo E. Estes resultados são analisados no item 5.2.2.4 em comparação com os obtidos pelas outras metodologias.

**Tabela 5.10:** *Custo Unitário dos Fluxos da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E)*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
$E_{2:1}$	89.807,74	2,30	34,59
$E_{3:2}$	132.835,57	1,58	10,91
$E_{3:4}$	164.998,07	1,99	21,76
$E_{4:5}$	44.334,68	1,99	21,76
$E_{7:6}$	122,25	4,19	59,52
$E_{8:7}$	35.396,38	2,49	32,52
$P_a$	98.893,09	2,09	25,74
$P_b$	58.280,05	2,09	25,74
$P_c$	27.903,64	3,19	48,87
$P_d$	205,00	2,50	34,11
$P_e$	210,00	2,50	34,11
$P_L$	84.000,00	2,50	34,11
$P$	84.415,00	2,50	34,11

### 5.2.2.2 Modelo E&S: neguentropia como fluxo fictício

A Figura 5.9 mostra a estrutura produtiva da termelétrica de ciclo combinado usando a neguentropia como um fluxo fictício, juntamente com os fluxos de exergia (Modelo E&S).



**Figura 5.9:** Estrutura Produtiva da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E&S)

Com a inclusão dos fluxos de neguentropia na estrutura produtiva, o condensador pode ser analisado separadamente da turbina a vapor e, conseqüentemente, no ciclo Rankine são necessários mais uma bifurcação de exergia ( $B_{Er}$ ) e outra de neguentropia ( $B_{Sr}$ ). Também, no ciclo Brayton aparece a unidade chamada de ambiente (A), além de uma junção ( $J_{Sb}$ ) e de uma bifurcação de neguentropia ( $B_{Sb}$ ). As unidades produtivas incorporam pequenas junções para indicar que têm dois tipos diferentes de insumo (exergia total e neguentropia).

A caldeira de recuperação é a interface que retira exergia do ciclo Brayton e produz exergia para o ciclo Rankine. Conseqüentemente, esta unidade produtiva tem a neguentropia como insumo (lado do ciclo Rankine) e produto (lado do ciclo Brayton), porque aumenta a entropia do fluido de trabalho do ciclo Rankine e reduz a entropia do fluido de trabalho do ciclo Brayton. Por isso, igualmente à estrutura produtiva definida para o ciclo Brayton de cogeração (Figura 2.8) e também para a cogeração com turbina a gás regenerativa (Figura

5.3), a caldeira de recuperação incorpora uma pequena junção para indicar que a mesma produz neguentropia além de também produzir exergia total. Os fluxos de neguentropia ( $S_{i;j}$ ) da estrutura produtiva são calculados usando a Equação 5.2.

A Tabela 5.11 mostra o valor de cada fluxo interno da estrutura produtiva definida para a unidade termelétrica de ciclo combinado segundo o Modelo E&S, bem como os respectivos custos unitários obtidos usando tanto o critério do subproduto (SP) bem como o critério do multiproduto (MP) para formular a equação auxiliar na caldeira de recuperação.

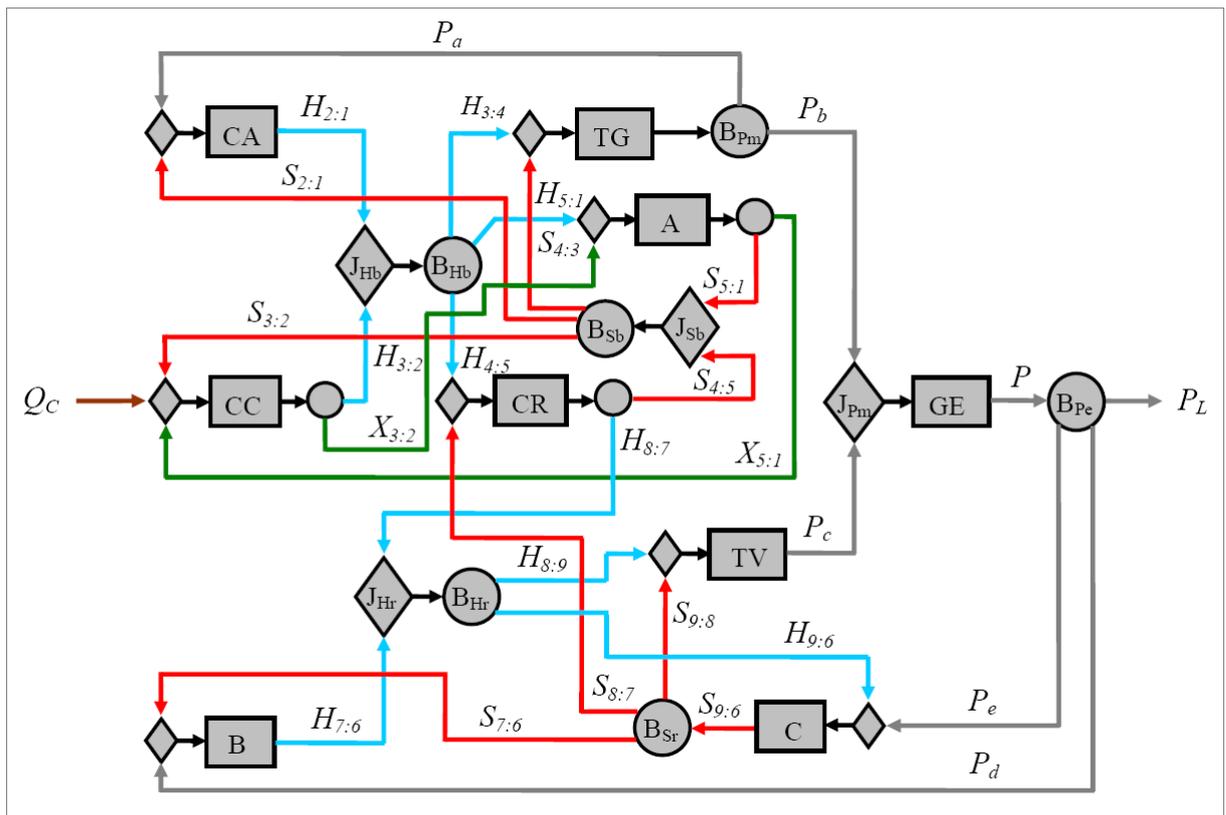
**Tabela 5.11:** *Custo Unitário dos Fluxos da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo E&S)*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO			
		Exergético [kW/kW]		Monetário [\$/MWh]	
		E&S-SP	E&S-MP	E&S-SP	E&S-MP
$E_{2:1}$	89.807,74	2,76	3,18	39,65	46,07
$E_{3:2}$	132.835,57	1,97	2,19	15,18	18,66
$E_{3:4}$	164.998,07	2,29	2,59	25,05	29,72
$E_{4:5}$	44.334,68	2,29	2,59	25,05	29,72
$E_{5:1}$	13.310,56	2,29	2,59	25,05	29,72
$E_{7:6}$	122,25	4,24	4,23	60,37	60,14
$E_{8:7}$	35.396,38	2,06	1,46	28,43	19,22
$E_{8:9}$	32.992,96	2,07	1,47	28,54	19,36
$E_{9:6}$	2.525,67	2,07	1,47	28,54	19,36
$S_{2:1}$	9.085,35	0,74	1,16	8,07	14,65
$S_{3:2}$	70.279,57	0,74	1,16	8,07	14,65
$S_{4:3}$	7.824,93	0,74	1,16	8,07	14,65
$S_{4:5}$	45.882,23	0,74	1,46	8,07	19,22
$S_{5:1}$	41.307,61	0,74	0,83	8,07	9,58
$S_{7:6}$	70,06	0,10	0,07	1,47	1,08
$S_{8:7}$	54.440,00	0,10	0,07	1,47	1,08
$S_{9:8}$	5.089,32	0,10	0,07	1,47	1,08
$S_{9:6}$	59.599,38	0,10	0,07	1,47	1,08
$P_a$	98.893,09	2,44	2,78	29,60	34,83
$P_b$	58.280,05	2,44	2,78	29,60	34,83
$P_c$	27.903,64	2,46	1,75	40,82	29,90
$P_d$	205,00	2,50	2,50	34,11	34,11
$P_e$	210,00	2,50	2,50	34,11	34,11
$P_L$	84.000,00	2,50	2,50	34,11	34,11
$P$	84.415,00	2,50	2,50	34,11	34,11

O sistema de equações de custo é obtido formulando equações de custo nas unidades da estrutura produtiva. Nas bifurcações, se atribui o mesmo custo unitário aos fluxos que saem dos mesmos. O critério do subproduto (E&S-SP) considera que o fluxo de neguentropia produzido pela caldeira de recuperação tem o mesmo custo unitário do fluxo de neguentropia produzido pela unidade chamada de ambiente. Por outro lado, o critério do multiproducto (E&S-MP) considera que o fluxo de neguentropia e o fluxo de exergia total produzidos pela caldeira de recuperação tem o mesmo custo unitário, porque são ambos produtos da mesma.

### 5.2.2.3 Modelo H&S: neguentropia como parcela da exergia física

A Figura 5.10 representa a estrutura produtiva da unidade termelétrica usando ciclo combinado definida usando fluxos de neguentropia como uma parcela da exergia, juntamente com os fluxos de entalpia e de exergia química, conforme definido pelo Modelo H&S.



**Figura 5.10:** Estrutura Produtiva da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo H&S)

Os fluxos de entalpia ( $H_{i,j}$ ) e de exergia química ( $X_{i,j}$ ) presentes na estrutura produtiva da Figura 5.10 são calculados usando as Equações 5.3 e 5.4. Os únicos fluxos da estrutura produtiva que não são parcelas da exergia, e sim exergia total, são os de potência mecânica e elétrica. A Tabela 5.12 mostra o valor dos fluxos internos da estrutura produtiva do ciclo,

segundo o Modelo H&S, bem como os respectivos custos unitários obtidos usando apenas o critério do multiproduto (MP) para formular a equação auxiliar na caldeira de recuperação e também na unidade chamada de ambiente que também tem dois produtos diferentes.

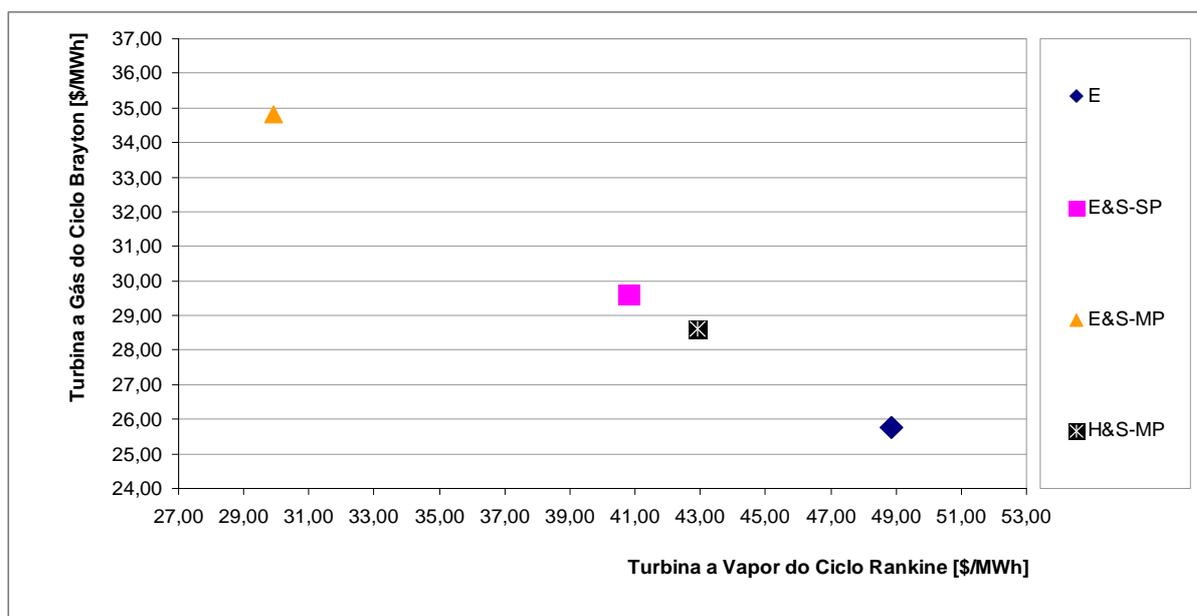
**Tabela 5.12:** *Custo Unitário dos Fluxos da Termelétrica de Ciclo Combinado (Modelo H&S)*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
		H&S-MP	H&S-MP
$H_{2:1}$	98.893,09	2,46	37,01
$H_{3:2}$	199.884,45	1,94	17,90
$H_{3:4}$	157.173,15	2,11	24,22
$H_{4:5}$	90.216,91	2,11	24,22
$H_{5:1}$	51.387,49	2,11	24,22
$H_{7:6}$	192,31	3,58	49,43
$H_{8:7}$	89.836,39	2,42	30,24
$H_{8:9}$	27.903,64	2,42	30,28
$H_{9:6}$	62.125,05	2,42	30,28
$X_{3:2}$	3.230,69	1,94	17,90
$X_{5:1}$	3.230,69	2,58	29,25
$S_{2:1}$	9.085,35	2,49	29,77
$S_{3:2}$	70.279,57	2,49	29,77
$S_{4:3}$	7.824,93	2,49	29,77
$S_{4:5}$	45.882,23	2,42	30,24
$S_{5:1}$	41.307,61	2,58	29,25
$S_{7:6}$	70,06	2,53	31,82
$S_{8:7}$	54.440,00	2,53	31,82
$S_{9:8}$	5.089,32	2,53	31,82
$S_{9:6}$	59.599,38	2,53	31,82
$P_a$	98.893,09	2,24	28,61
$P_b$	58.280,05	2,24	28,61
$P_c$	27.903,64	2,88	42,90
$P_d$	205,00	2,50	34,11
$P_e$	210,00	2,50	34,11
$P_L$	84.000,00	2,50	34,11
$P$	84.415,00	2,50	34,11

O critério do subproduto (SP) para formulação das equações auxiliares não é aplicável no Modelo H&S, porque a exergia química não é o produto principal de nenhum subsistema.

#### 5.2.2.4 Análise Comparativa: custo e equações auxiliares

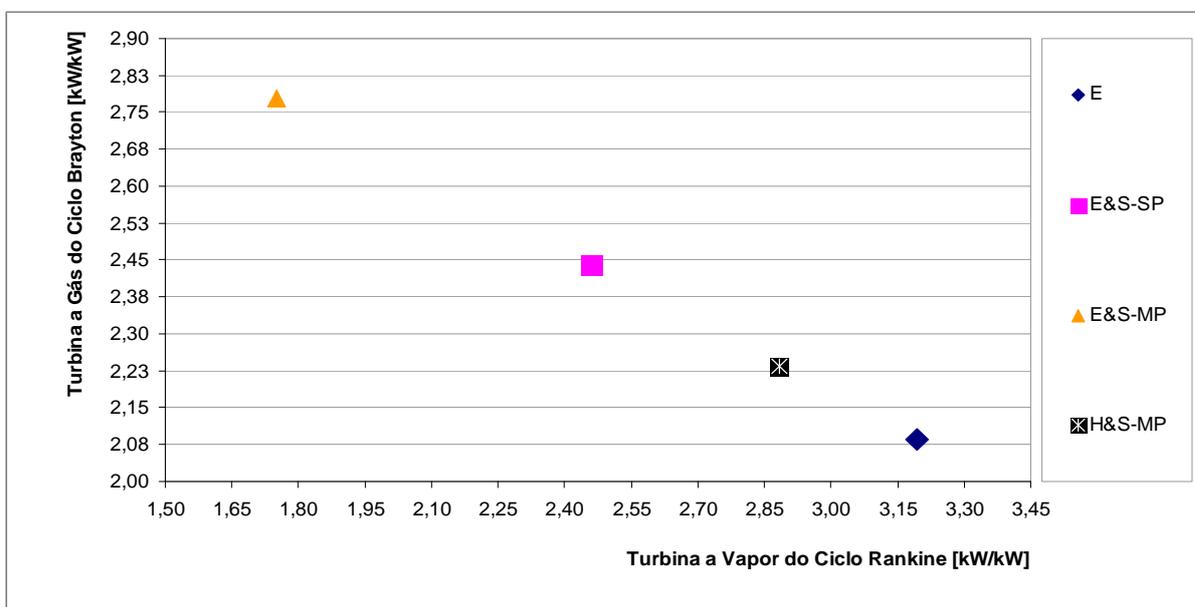
O custo unitário do produto final da unidade termelétrica de ciclo combinado (potência elétrica líquida) é sempre o mesmo, independente do modelo termoeconômico usado. Porém, os custos unitários dos fluxos de potência mecânica produzidos pelas turbinas dos dois ciclos (Brayton e Rankine) dependem do modelo termoeconômico usado. O gráfico da Figura 5.11 compara os custos monetários unitários obtidos para os produtos das duas turbinas (a gás e a vapor), usando os três modelos e suas respectivas variantes, quando forem aplicáveis.



**Figura 5.11:** *Custo Monetário Unitário dos dois Fluxos de Potência Mecânica Produzidos*

O Modelo E&S obtém os maiores custos monetários unitários para a potência mecânica produzida pela turbina a gás e, conseqüentemente, os menores custos monetários unitários para a potência mecânica produzida pela turbina a vapor. O custo unitário da potência mecânica produzida pela turbina do ciclo Rankine depende unicamente do custo unitário da exergia (ou entalpia) produzida pela caldeira de recuperação, já que o custo do produto da bomba é sempre o mesmo porque o mesmo depende do custo da eletricidade que é o mesmo independente do modelo termoeconômico usado. Por isso, os resultados dependem somente da estrutura produtiva do ciclo Brayton. Os custos exergéticos unitários dos dois fluxos de potência mecânica mostrados no gráfico da Figura 5.12 confirmam a sobrecarga no custo do produto da turbina a gás em detrimento do custo do produto da turbina a vapor devido ao efeito da inclusão da neguentropia juntamente com a exergia na estrutura produtiva (Modelo

E&S), porque este conceito de neguentropia penaliza a turbina a gás duas vezes pelo aumento da entropia do fluido de trabalho do ciclo Brayton enquanto premia a caldeira de recuperação duas vezes pela redução da entropia do fluido de trabalho do ciclo Brayton.



**Figura 5.12:** *Custo Exergético Unitário dos dois Fluxos de Potência Mecânica Produzidos*

Num sistema de cogeração com turbina a gás, a coerência termodinâmica do custo exergético unitário da potência produzida é avaliada tendo como referência o custo exergético da potência mecânica produzida num ciclo combinado hipotético onde o ciclo Brayton é composto pelos mesmos equipamentos do sistema de cogeração e o vapor produzido na cogeração é usado para produzir potência adicional num ciclo Rankine hipotético. Se assim é, no ciclo combinado o custo exergético unitário da potência produzida pela turbina a gás tem que ser menor que o custo da potência mecânica total produzida pelo ciclo combinado (2,45 kW/kW). O custo da potência mecânica total do ciclo combinado é calculado pela média ponderada dos custos exergéticos unitários das potências produzidas pelas duas turbinas que fazem parte do mesmo ciclo combinado. Sendo assim, o custo exergético unitário da potência mecânica produzida pela turbina a gás, obtido usando o Modelo E&S-MP (2,78 kW/kW), é incoerente do ponto de vista da termodinâmica. O valor obtido pelo Modelo E&S-SP (2,44 kW/kW) fica dentro da faixa de coerência mas perto do limite permissível.

O maior custo exergético unitário para a potência mecânica produzida pela turbina a vapor é obtido usando o Modelo E (3,19 kW/kW). Este mesmo custo exergético unitário para a potência mecânica produzida na turbina a vapor só seria obtido se, ao invés da caldeira de

recuperação, o vapor fosse produzido num gerador de vapor convencional com eficiência energética de 105,80%. Isto mostra que, com relação ao custo exergético unitário da potência mecânica produzida pela turbina a vapor, todos os valores obtidos pelos modelos e variantes (Figura 5.12) são coerentes do ponto de vista da termodinâmica.

Os custos unitários obtidos para os dois fluxos de potência mecânica produzidos pelas duas turbinas usando o modelo que usa a neguentropia como uma parcela da exergia física (Modelo H&S), estão dentro da faixa de coerência termodinâmica e são muito próximos dos obtidos pelo modelo que usa exergia total (Modelo E), o que já era esperado porque ambos modelos usam apenas o conceito de exergia. Os resultados só não são coincidentes devido ao tratamento dado à interface entre o ciclo Rankine e o ciclo Brayton (caldeira de recuperação) e também devido à forma de alocar o custo dos resíduos (gases de exaustão). No Modelo E, os custos envolvidos na operação da caldeira de recuperação são alocados unicamente para a potência produzida no ciclo Rankine. No Modelo H&S, a caldeira de recuperação tem dupla função e, por isso, os custos envolvidos na sua operação são alocados para a potência da turbina a gás e também para a potência da turbina a vapor, proporcionalmente à neguentropia e à entalpia produzida pela mesma, respectivamente. No Modelo E, os custos dos resíduos são alocados para a potência da turbina a gás e para a potência da turbina a vapor de forma proporcional aos insumos exergéticos da turbina a gás e da caldeira de recuperação, respectivamente. No Modelo H&S, os custos dos resíduos são alocados na câmara de combustão (parcela química) e também para os equipamentos do ciclo Brayton que aumentam a entropia do fluido de trabalho (parcela física). Desta forma, o custo dos resíduos é alocado para a potência da turbina a gás e também para a potência da turbina a vapor em função dos insumos (entalpia e neguentropia) da turbina a gás e também do insumo (entalpia) da caldeira de recuperação. A grande vantagem do Modelo H&S é detalhar o processo de formação de custos na planta, mostrando a função da interface entre os dois ciclos e alocando de forma separada as duas diferentes parcelas dos resíduos nos equipamentos que os originaram.

O Modelo E&S só consegue obter custos exergéticos unitários coerentes para as potências mecânicas produzidas pelas duas turbinas quando usa o critério do subproduto (SP) para formular a equação auxiliar na caldeira de recuperação (Modelo E&S-SP). Porém, este critério não evita que alguns subsistemas tenham produtos maiores que os insumos e que, por isso, alguns custos exergéticos unitários de fluxos internos sejam menores que a unidade. Isto mostra que o conceito de subproduto consegue camuflar, mas não evita as inconsistências que são conseqüências de usar a neguentropia como um fluxo fictício (juntamente com a exergia).

## Capítulo 6

# CONCLUSÕES

Todas as metodologias termoeconômicas usam a exergia para quantificar os fluxos internos na definição da estrutura produtiva dos sistemas térmicos. Realmente a exergia é uma magnitude termodinâmica adequada para ser combinada com o conceito de custo na análise termoeconômica porque incorpora informações da segunda lei da termodinâmica. A exergia permite identificar e quantificar as irreversibilidades nos sistemas térmicos.

Algumas das metodologias termoeconômicas usam a exergia física desagregada nas suas parcelas mecânica e térmica. Não resta a menor dúvida de que esta desagregação permite detalhar o processo de formação de custo na planta e, conseqüentemente, refinar os resultados das análise termoeconômica. Porém, esta desagregação não é aconselhável pela dificuldade de sua aplicação em ciclos a vapor e de refrigeração. Além disso, este tipo de desagregação não resolve o problema de alocação do custo dos resíduos e dos equipamentos dissipativos.

Quando se usa apenas a exergia total ou desagregada nas parcelas (química, térmica e mecânica) na modelagem termoeconômica, os custos de formação dos resíduos (dos gases de exaustão, por exemplo) não podem ser redistribuídos de forma explícita para os produtos da planta. Por exemplo, num sistema de cogeração com turbina a gás, o custo devido ao conteúdo exergético presente nos gases de exaustão é imputado de forma implícita na turbina gás e na caldeira de recuperação proporcionalmente aos insumos exergéticos destas duas unidades produtivas e, conseqüentemente, o custo deste resíduo é alocado para a potência e para o calor útil, respectivamente. Como esta alocação não é feita de forma explícita a possibilidade de inclusão do custo ambiental neste tipo de modelagem fica comprometida.

A modelagem termoeconômica usando apenas a exergia total ou desagregada nas parcelas (química, térmica e mecânica) na definição da estrutura produtiva não permite que os equipamentos dissipativos (condensador, por exemplo) sejam isolados para que os custos envolvidos na sua operação sejam adequadamente alocados para os equipamentos produtivos e produtos finais do sistema. Por exemplo, num ciclo a vapor, o condensador precisa se juntar à turbina formando uma única unidade produtiva, uma vez que o produto do condensador não pode ser definido em termos de exergia. Esta limitação impede que este equipamento dissipativo seja isolado para a aplicação da otimização e/ou diagnóstico termoeconômico.

Para alocar os custos envolvidos na operação do condensador para os equipamentos produtivos do ciclo a vapor, todas as metodologias termoeconômicas usam o conceito de neguentropia. A neguentropia permite alocar o custo deste equipamento dissipativo para os produtivos em função do aumento da entropia do fluido de trabalho. Assim, o condensador do ciclo a vapor pode ter um produto, que é a neguentropia. O conceito de neguentropia é usado para definir o produto do condensador, cuja função é reduzir a entropia do fluido de trabalho.

Na definição de estrutura produtiva de um ciclo a vapor, o produto do condensador é a neguentropia e o insumo é a exergia dissipada neste equipamento dissipativo. A introdução da neguentropia como um fluxo fictício (juntamente com a exergia) em termoeconomia permitiu isolar o condensador na definição de estrutura produtiva de um ciclo Rankine. Este fato representa um grande avanço da disciplina. Para que tenha a mesma unidade da exergia, a neguentropia é calculada multiplicando a variação da entropia pela temperatura de referência.

Porém, ao usar a neguentropia como um fluxo fictício, juntamente com a exergia, o produto do condensador (neguentropia) é muito maior que o seu produto (exergia), o que é uma inconsistência do ponto de vista da termodinâmica. Se a termoeconomia é uma disciplina que combina a termodinâmica (segunda lei) com a economia na modelagem de sistemas, o processo de formação de custo deve ser definido de forma consistente com a segunda lei da termodinâmica, ou seja, o produto de qualquer sistema real tem que ser menor que o seu insumo e o produto de sistemas reversíveis é igual o seu insumo. Por isso, ao usar a neguentropia como um fluxo fictício (juntamente com a exergia), o custo exergético unitário do produto do condensador é menor que a unidade, o que é uma inconsistência do ponto de vista da termoeconomia. O custo exergético unitário é sempre igual ou maior que a unidade. Os únicos fluxos que podem ter custo exergético unitário igual a unidade são os produzidos por processos reversíveis ou que não passaram por nenhum processo produtivo na planta. Mas, custo exergético unitário menor que a unidade é uma inconsistência termoeconômica.

Não restam dúvidas de que a distribuição do custo do condensador de um ciclo Rankine para os equipamentos produtivos usando o conceito de neguentropia é elegante e bem fundamentada na termodinâmica porque o condensador reduz a entropia do fluido de trabalho, entropia esta que foi aumentada pelos equipamentos produtivos. Nada mais justo, que o seu custo seja alocado para os equipamentos que aumentaram a entropia do fluido de trabalho de forma proporcional à contribuição de cada um deles no aumento da entropia total no fluido de trabalho. O conceito de neguentropia premia os equipamentos que reduzem a entropia do fluido de trabalho e penaliza os que aumentam a entropia do fluido de trabalho.

O problema é que ao usar a neguentropia juntamente com a exergia, os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho são penalizados duas vezes e os que reduzem a entropia do fluido de trabalho são premiados duas vezes, porque a exergia já contém o termo que define a neguentropia. Isto justifica a incoerência que é ter o produto maior que o insumo no condensador. Aliás, o motivo de usar a exergia na modelagem termoeconômica (em vez de entalpia, somente) é penalizar os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho, porque o aumento da entropia é que faz com que um fluxo de entalpia perca a sua capacidade de ser convertido em trabalho – pura interpretação do conceito de disponibilidade.

Por outro lado, usando a neguentropia juntamente com a exergia, impossibilita de vez a modelagem de um ciclo a vapor reversível pela ausência de exergia dissipada no condensador. Se um ciclo reversível é o limite termodinâmico à medida que um ciclo real se aproxima mais e mais da perfeição (reversibilidade), ele deveria ser representável termoeconomicamente para demonstrar a ausência de formação do custo exergético, e todos os seus subsistemas deveriam ter produto igual ao insumo. Além de não ter exergia dissipada no condensador, ao usar a neguentropia como um fluxo fictício (juntamente com a exergia) na modelagem de um ciclo a vapor reversível, o gerador de vapor tem produto menor que os insumos.

Por penalizar duas vezes os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho, as metodologias termoeconômicas que usam a neguentropia juntamente com a exergia tendem a sobrecarregar muito o custo da potência num ciclo de cogeração em detrimento do custo do calor útil. Em muitos casos, a sobrecarga no custo da potência é tal que chega a contradizer a comprovada e estabelecida vantagem termodinâmica da cogeração relativamente à produção separada de potência e calor. Para evitar esta sobrecarga algumas metodologias usam o critério de subproduto, baseada em considerações especiais, para atribuir custos “não-competitivos” aos fluxos de neguentropia. Porém, estes custos “não-competitivos” são conseqüências das inconsistências na definição do insumo e do produto de

alguns equipamentos (o condensador, por exemplo). Através do conceito de subproduto, fluxos produzidos por um certo equipamento são forçados a assumir o custo de um outro fluxo produzido por um equipamento completamente diferente.

O critério do subproduto contradiz a idéia de isolamento termoeconômico e de autonomia dos subsistemas no processo de formação de custos que defende que o custo de cada fluxo deve depender unicamente dos insumos e do processo usado na sua produção. Além disso, o critério do subproduto usado para formular as equações auxiliares consegue camuflar os resultados do ponto de vista da alocação de custo, mas não consegue camuflar as outras inconsistências termodinâmicas que são conseqüências de definir produto maior que insumo em alguns subsistemas. Alias, este critério de formulação das equações auxiliares não é aplicável em qualquer subsistema, o que deixa estas metodologias sem o seu escudo de proteção, impossibilitando a aplicação das mesmas até para alocação de custos na cogeração.

A neguentropia é também usada para alocar os custo dos resíduos de forma explícita. A redistribuição do custo dos resíduos usando o conceito de neguentropia é também elegante e bem fundamentada na termodinâmica já que o aparecimento dos resíduos pode ser justificado pelo aumento da entropia do fluido de trabalho. Neste caso, se considera que os resíduos são dissipados no ambiente. Como o ambiente não é um equipamento real, ele não possui custo devido a sua aquisição, mas é através deste equipamento dissipativo imaginário que os custos ambientais podem ser redistribuídos para os equipamentos produtivos. Porém, ao usar a neguentropia juntamente com a exergia, os mesmos problemas e inconsistências acontecem: produto de subsistemas maior que os insumos, custo exergético unitário menor que a unidade e a necessidade de usar o critério do subproduto para formular as equações auxiliares evitando assim a incoerente sobrecarga no custo exergético unitário da potência na cogeração.

Esta tese mostrou que todas as vantagens que a utilização da neguentropia oferece na alocação do custo dos resíduos e dos equipamentos dissipativos podem ser aproveitadas evitando estas inconsistências, arbitrariedades e inaplicabilidades acima citadas. Para isso, a neguentropia deve ser usada como uma das parcelas da exergia física. Desta forma, se evita que os subsistemas tenham produto maior que o insumo e, conseqüentemente, os custos exergéticos unitários dos produtos internos sempre serão maior ou igual à unidade.

A contribuição desta tese é apresentar uma nova metodologia termoeconômica que define a estrutura produtiva de sistemas térmicos aplicando ao mesmo tempo a neguentropia e a exergia desagregada nas suas parcelas, as duas estratégias que permitem detalhar o processo

de formação de custos em termoeconomia. A desagregação da exergia física nas suas parcelas entálpica e neguentrópica não oferece nenhuma dificuldade de aplicação porque para calcular a exergia física total é preciso antes determinar a entalpia e a entropia.

Ao usar a neguentropia como uma parcela da exergia física, o insumo do condensador é a entalpia dissipada (ao invés de exergia). Sendo assim, o produto de qualquer condensador real (neguentropia) é sempre menor que o seu insumo (entalpia) e, coerentemente, o produto do condensador de um ciclo Rankine reversível será sempre igual ao seu insumo. Aliás, esta nova metodologia descreve o processo produtivo de qualquer ciclo térmico tendo em conta a trajetória que o fluido de trabalho descreve no plano  $h,s$  – pura termodinâmica. Por isso, esta metodologia é aplicável a qualquer ciclo cujos processos podem ser descritos no plano  $h,s$ .

Quando a neguentropia é considerada uma parcela da exergia física, nos subsistemas que produzem exergia e neguentropia, ambos aos fluxos são considerados produtos e têm o mesmo custo unitário, ou seja, esta nova metodologia não usa o conceito de subproduto para formular as equações auxiliares. Desta forma, o custo de todos os fluxos internos da estrutura produtiva dependem unicamente dos insumos e do rendimento do subsistema que os produz.

Apesar de usar a neguentropia como uma parcela da exergia, o custo do condensador continua sendo alocado para os outros equipamentos em função do aumento da entropia que os mesmos provocam no fluido de trabalho, ou seja, esta nova metodologia também penaliza os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho e premia os subsistemas que reduzem a entropia do fluido de trabalho, mas uma única vez.

No caso dos resíduos existe um tratamento diferenciado para as suas duas parcelas, já que os resíduos (os gases de exaustão) têm um conteúdo entálpico (devido à sua temperatura e pressão diferentes do ambiente de referência) e também um conteúdo químico (devido à sua composição química que é diferente do ambiente de referência – o ar atmosférico). Como os resíduos devem ser alocados nos equipamentos que os originaram, a parcela química é alocada na câmara de combustão onde o fluido de trabalho muda de composição, e a parcela entálpica é que é alocada nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho.

Com relação à aplicação da neguentropia na modelagem termoeconômica de sistemas térmicos, esta nova metodologia representa a forma coerente, do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, para aproveitar as vantagens que a neguentropia oferece. Com relação à exergia total, a exergia desagregada nas suas parcelas (química, entálpica e neguentrópica), usada por esta nova metodologia, representa um ajuste fino nos resultados quando aplicada na

alocação de custos em sistemas de cogeração. Porém, no que diz respeito ao diagnóstico e otimização termoeconômica, esta metodologia ultrapassa a limitação da exergia total para desagregar os equipamentos dissipativos, como é o caso do condensador do ciclo Rankine. Além disso, esta desagregação da exergia permite que esta nova metodologia consiga alocar de forma explícita o custo dos resíduos possibilitando assim a inclusão de custos ambientais, o que não é tão fácil usando apenas a exergia total. Com relação à desagregação da exergia física nas suas parcelas mecânica e térmica, este novo conceito de desagregação da exergia permite também aproveitar as vantagens que a neguentropia oferece, além de ser facilmente aplicável em todos os fluidos de trabalho, como em sistemas de refrigeração e a vapor.

Embora qualquer nova teoria ou metodologia deve ser apresentada usando exemplos simples, a sua força está na sua capacidade de resolver problemas práticos. Por isso, só com a aplicação desta nova metodologia a sistemas mais complexos é que se pode ter a certeza de haver limitações ou não, embora pela sua característica não restam dúvidas quanto à sua fácil aplicação em qualquer ciclo cujos processos sejam representáveis no diagrama h,s. De forma mais específica, recomenda-se a sua aplicação no diagnóstico e otimização termoeconômica, e também numa análise termoeconômica incluindo os custos ambientais.

Por se tratar de uma metodologia baseada na desagregação da exergia física nas suas duas parcelas (entálpica e neguentrópica), seria interessante analisar uma desagregação da exergia física em três parcelas, já que a parcela neguentropia pode ser desagregada em outras duas parcelas: uma que depende da temperatura e outra que depende da pressão. Embora esta aplicação não seja facilmente aplicável num ciclo a vapor ou de refrigeração, este estudo poderia ser feito usando o ciclo Brayton de cogeração usado nesta tese para depois comparar e analisar as vantagens da desagregação da exergia nos resultados na alocação de custos.

## Referências

- Accadia, M. D. e Rossi, F. (1998). *Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant*. Int. J. Refrig. Vol. 21, No. 1, pp. 42-54.
- Alves, L. G. e Nebra, S. A. (2003). *Thermoeconomic Evaluation of a Basic Optimized Chemically Recuperated Gas Turbine Cycle*. Int. J. Thermodynamics. Vol.6 (No.1), pp.13-22.
- Arena A. P. e Borchiellini R (1999). *Application of Different Productive Structures for Thermoeconomic Diagnosis of a Combined Cycle Power Plant*. Int. J. Therm. Sci. (1999) 38, 601-612.
- Balestieri, J. A. P. (2002). *Cogeração: Geração Combinada de Eletricidade e Calor*. Florianópolis. Ed. da UFSC.
- Bejan, A. (1988). *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. e Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. New York: Wiley.
- Cardona, E. e Piacentino, A. (2006). *A New Approach to Exergoeconomic Analysis and Design of Variable Demand Energy System*. Energy 31 (2006) 490-515.
- Cardona, E. e Piacentino, A. (2007). *Optimal Design of CHCP Plant e Civil Sector by Thermoeconomics*. Applied Energy 84 (2007) 729-748.
- Çengel, Y. A. e Boles, M. A. (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 5th ed, McGraw-Hill.
- Cerqueira, S. A. A. G. (1999). *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas*. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

- Cerqueira, S. A. A. G. e Nebra, S. A. (1999). *Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems*. Energy 40 (1999) 1587-1597.
- El-Nashar, A. M. (1989). *Cost Allocation for Electricity and Water for the Umm Al Nar West Cogeneration Plant using the Exergy Accounting Method*. Desalination 71 (1989) 57-71.
- El-Nashar, A. M. (1992). *Cost Allocation of Electricity and Water in a Cogeneration Plant*. Desalination 85 (1992) 197-212.
- El-Nashar, A. M. (1999). *Cost Allocation in a Cogeneration Plant for the Production of Power and Desalted Water: Comparison of the Exergy Accounting Method with WEA Method*. Desalination 122 (1999) 15-34.
- El-Nashar, A. M. (2001). *Cogeneration for Power and Desalination – State of the Art Review*. Desalination 134 (2001) 7-28.
- Erlach, B. (1998). *Comparison of Thermo-economic Methodologies: Structural Theory, AVCO and LIFO. Application to a Combined Cycle*. University of Zaragoza, Department of Mechanical Engineering.
- Erlach, B., Serra, L. e Valero, A. (1999). *Structural Theory as Standard for Thermo-economics*. Energy Conversion and Management 40 (1999) 1627-1649.
- Frangopoulos, C. A. (1987). *Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization*. Energy Vol. 12, No. 7, pp. 563-571.
- Frangopoulos, C. (1994). *Application of the Thermo-economic Functional Approach to the CGAM Problem*. Energy Vol. 19, No. 3, pp. 323-342.
- Kotas, T. J. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Anchor Brendon Ltda.
- Kwak, H.-Y., Kim, D.-J. e Jeon, J.-S. (2003). *Exergetic and Thermo-economic Analyses of Power Plant*. Energy 28 (2003) 343-360.
- Lazzaretto, A. e Tsatsaronis, G. (2006). *SPECO: Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems*. Energy 31 (2006) 1257-1289.
- Lozano, M. A. e Valero, A. (1986). *Determinación de la Exergia para Sustancias de Interés Industrial*. Departamento de Termodinámica y Fisicoquímica. ETSII. Universidad de Zaragoza.

- Lozano, M. e Valero, A. (1993). *Thermoeconomic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System*. ASME Book no. H00874, WAM 1993, AES, vol. 30, p. 312-20.
- Lozano, M. A., Valero, A. e Serra, L. (1993). *Theory of Exergetic Cost and Thermoeconomic Optimization*. Energy Systems and Ecology. Eds. J. Szargut, Z. Kolenda, G. Tsatsaronis and A. Ziebig. Vol. 1, pp. 339-350. July 5-9, Cracow, Poland.
- Lozano, M. A., Serra, L. e Valero, A. (1994). *Estructura y Costes en Sistemas de Cogeneración con Turbinas de Gas*. Anales de Ingeniería Mecánica, Año 10, nº 2, pp 691-698.
- Lozano, M. A., Valero, A. e Serra, L. (1996). *Local Optimization of Energy Systems*. Energy Systems Division. Eds. A.B. Duncan, J. Fiszdon, D. O'Neal and K. Den Braven, ASME Book No. G0122, pp. 241-250. Atlanta.
- Melício, C. (1998). *Projecto T25.1: Unidade de Dessalinização MED 8T 2400*. Electra S.A, Mindelo, Cabo Verde, Documentação Privada.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K. e Gupta, A. (2002). *Application of the Exergetic Cost Theory to the LiBr/H<sub>2</sub>O Vapour Absorption System*. Energy 27 (2002) 1009-1025.
- Modesto, M. e Nebra, S. A. (2006). *Analysis of a Repowering Proposal to the Power Generation System of a Steel Mill Plant through the Exergetic Cost Method*. Energy 31 (2006) 3261-3277.
- Muñoz, M. e Valero, A. (1990). *La Valoración Económica em Base Exergética*. Área de Máquinas y Motores Térmicos. Departamento de Ingeniería Mecánica. ETSII. Universidad de Zaragoza.
- Moran, M. e Shapiro, H. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th ed. New York: Wiley.
- Santos, J. J. C. S. (2005). *Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada*. Dissertação de Mestrado. Instituto de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Itajubá. Brasil.
- Santos, J. J. C. S., do Nascimento, M. A. R. e Lora, E. E. S. (2005). *Thermoeconomic Application for Cost Allocation in a Dual-Purpose Power and Desalination Plant*. In Proceedings of COBEM 2005. Volume 1, nº 2162. Ouro Preto (MG). Brasil.

- Santos, J. J. C. S., do Nascimento, M. A. R. e Lora, E. E. S. (2006). *On The Thermoeconomic Modeling for Cost Allocation in a Dual-Purpose Power and Desalination Plant*. In Proceedings of ECOS 2006. Volume 1, Pages 441-448. Aghia Pelagia, Crete. Greece.
- Santos, J. J. C. S., do Nascimento, M. A. R., Lora, E. E. S. e Martínez Reyes, A. M. (2008a). *On The Negentropy Application in Thermoeconomics: a fictitious or an exergy component flow?* In Proceedings of ECOS 2008. Volume 1, Pages 253-260. Cracow, Poland.
- Santos, J. J. C. S., do Nascimento, M. A. R., Lora, E. E. S. e Martínez Reyes, A. M. (2008b). *On The Productive Structure for the Residues Cost Allocation in a Gas Turbine Cogeneration Plant*. In Proceedings of ECOS 2008. Volume 2, Pages 641-648. Cracow, Poland.
- Serra, L. (1994). *Optimización exergoeconómica de Sistemas Térmicos*. Tesis Doctoral, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- Serra, L. e Torres, C. (2003). *Structural Theory of Thermoeconomics*. Encyclopedia of Life Support systems. EOLSS Publishers, Oxford UK. .
- Torres, C., Serra, L., Valero, A. e Lozano, M. A. (1996). *The Productive Structure and Thermoeconomic Theories of System Optimization*. ME'96: International Mechanical Engineering Congress & Exposition (ASME WAN' 96).
- Torres, C. e Valero, A (2000). *Curso de Doctorado: Termoeconomía*. Curso 2000-2001. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza. .
- Torres, C., Valero, A., Rangel, V. e Zaleta, A. (2008). *On The Cost Formation Process of the Residues*. Energy Vol. 33. pp. 144-152.
- Tsatsaronis, G. e Pisa, J. (1994). *Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy System - Application to the CGAM Problem*. Energy Vol. 19, No. 3, pp. 287-321.
- Tsatsaronis (2007). *Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics*. Energy 32 (2007) 249-253.
- Uche, J. (2000). *Análisis Termoeconómico y Simulación de una Planta Combinada de Producción de Agua y Energía*. Tesis Doctoral, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza.

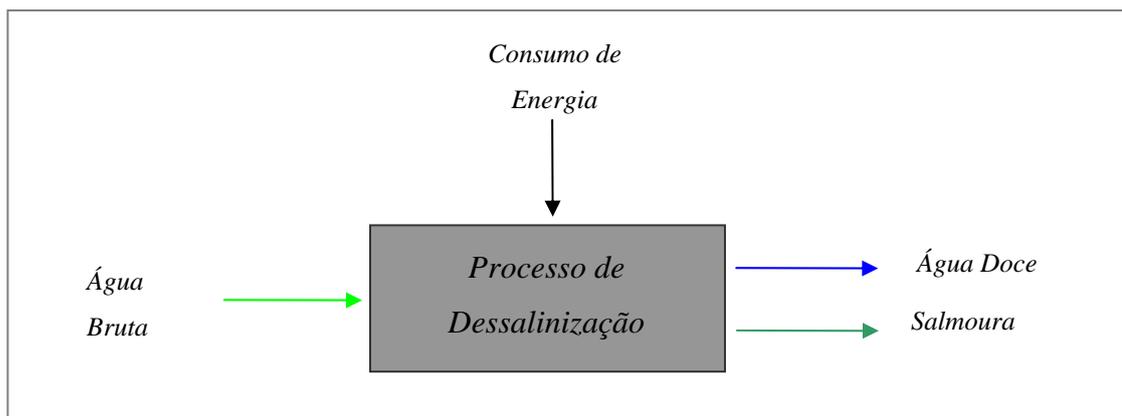
- Uche, J., Serra, L. e Valero, A. (2001). *Thermoeconomic Optimization of a Dual-Purpose Power Plant*. Desalination 136 (2001) 147-158.
- Uche, J., Valero, A. e Serra, L. (2002). *La Desalación y Reutilización como Recursos Alternativos*. Gobierno de Aragón, INO Reproducciones S. A., Z-1352-2002.
- Valero, A., Torres, C., e Lozano, M. A. (1989). *On the Unification of Thermoeconomic Theories*. ASME. HTD, Vol. 124 Simulation of Thermal Energy systems. Eds. R.F. Boehm and Y.M. El-Sayed, ASME Book No. H00527, pp. 63-74. New York.
- Valero, A. e Royo, J. (1992). *Second Law Efficiency and the Relative Free Energy Function*. ASME. AES, Vol. 27, Thermodynamics and The Design, Analysis, and Improvements of Energy Systems. Eds. R.F. Boehm, ASME Book No. G00717, pp. 271-278, 1992.
- Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Tsatsaronis, G., Pisa, J., Frangopoulos, C. e von Spakovsky, M. R. (1994a). *CGAM Problem: Definition and Conventional Solution*. Energy Vol. 19, No. 3, pp. 279-286.
- Valero, A., Lozano, M. A. e Serra, L. (1994b). *Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem*. Energy Vol. 19, No. 3, pp. 365-381.
- Valero, A., Royo, J. e Lozano, M. A. (1995). *The Characteristic Equation and Second Law Efficiency of Thermal Energy Systems*. International Conference Second Law Analysis of Energy Systems: Towards the 21st Century. Eds. E. Sciubba, M.J. Moran. Roma "La Sapienza", pp. 99-112, ISBN 88-86662-00-9, pp. 1995.
- Valero, A., Lerch, F., Serra, L. e Royo, J. (2002). *Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis. Part II: Application to an Actual Power Plant*. Energy Conversion and Management 43 (2002) 1519-1535.
- Valero, A., Serra, L. e Uche, J. (2006). *Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoeconomics. Part I: Theory*. Journal of Energy Resources Technology Vol. 128, pp. 1- 8.
- Verda, V., Serra, L. e Valero, A. (2004). *The Effects of the Control System on the Thermoeconomic Diagnosis of a Power Plant*. Energy Vol. 29, pp. 331- 359.
- von Spakovsky, M. R. (1994). *Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem*. Energy Vol. 19, No. 3, pp. 343-364.

- Wang, Y. e Lior, N. (2007). *Fuel Allocation in a Combined Steam-Injected Gas Turbine and Thermal Seawater Desalination System*. *Desalination* 214 (2007) 306-326.
- Zhang, C., Wang, Y., Zheng, C. e Lou, X. (2006). *Exergy Cost Analysis of a Coal Fired Power Plant based on Structural Theory of Thermoeconomics*. *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 817-843.
- Zhang, C., Chen S., Zheng, C. e Lou, X. (2007). *Thermoeconomic Diagnosis of a Coal Fired Power Plant*. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 405-419.

## Anexo

# UNIDADES TÉRMICAS DE DESSALINIZAÇÃO

Um processo de dessalinização tem por objetivo eliminar ou diminuir a salinidade da água bruta (água do mar, por exemplo), deixando-a própria para o consumo. A água dessalinizada é também chamada de água doce ou água potável. Neste processo não se obtém o sal como subproduto. O sal extraído sai no fluxo de salmoura (rejeito). A salmoura é uma água mais salgada (ou mais concentrada) que a água bruta, considerada um resíduo ou rejeição do processo. A Figura A.1 mostra os principais fluxos do processo de dessalinização.



**Figura A.1:** Fluxos Básicos do Processo de Dessalinização

A dessalinização é caracterizada pelo alto consumo de energia, que dependendo do processo pode ser totalmente na forma de eletricidade ou predominantemente na forma de calor, já que há sempre um consumo elétrico para o bombeamento e para os equipamentos auxiliares. Existem várias tecnologias de dessalinização, mas poucas são economicamente

viáveis a ponto de serem usadas a nível industrial. Quanto à forma de energia consumida, as unidades de dessalinização podem ser classificadas de:

- Unidades Elétricas de Dessalinização
- Unidades Térmicas de Dessalinização

As unidades de dessalinização usadas em plantas duais são as térmicas que aproveitam o calor produzido na unidade de cogeração. Nestas unidades térmicas, a dessalinização é conseguida por destilação, usando principalmente as seguintes tecnologias:

- Evaporação Multietapa por efeito Flash (MSF)
- Destilação a Múltiplos Efeitos (MED)

A tecnologia MED vem sofrendo nos últimos anos algumas melhorias visando a sua melhora de eficiência, acoplando a ela alguns equipamentos:

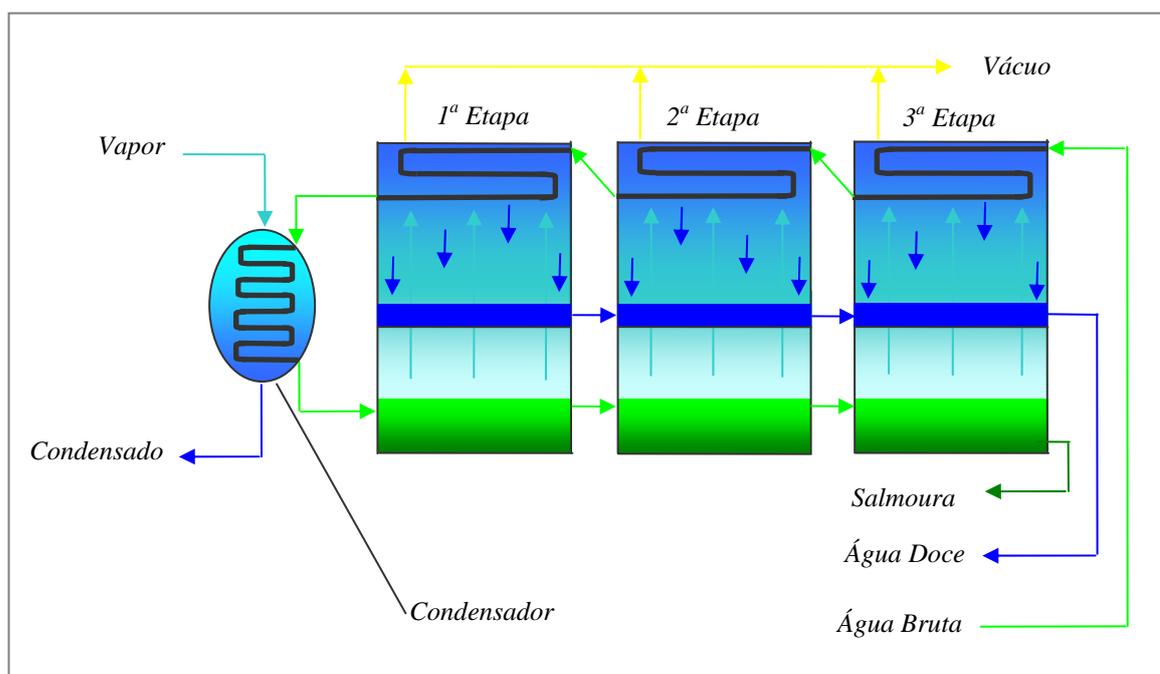
- Termocompressor (MED-TVC)
- Bomba de calor por absorção (MED-AHP)

A destilação é um processo de extração da água pura a partir de uma solução. Adicionando calor à solução (água salgada) é possível fazer com que a água pura se evapore deixando o sal. Depois de condensar o vapor de água obtido na evaporação pode-se obter água doce para o consumo humano. Embora a destilação exista na natureza no próprio ciclo hidrológico da água, a sua realização de forma artificial veio evoluindo aos poucos. As unidades térmicas de dessalinização mais usadas nas plantas duais para viabilizar este processo serão aqui apresentadas e descritas de forma resumida e simplificada.

## **A.1 MSF: EVAPORAÇÃO MULTIETAPA POR EFEITO FLASH**

A Figura A.2 mostra de forma simplificada o esquema funcional de uma unidade MSF (*Multi-Stage Flash*). A unidade MSF geralmente tem várias etapas, mas para se entender o básico do funcionamento de uma unidade, três etapas são suficientes. A evaporação por efeito flash acontece quando a água bruta que vem pré-aquecida a uma determinada pressão encontra uma célula ou etapa onde reina uma pressão menor que aquela que ela se encontrava.

Devido a esta diferença de pressão, uma parte da água se evapora instantaneamente (flash). Esta tecnologia de evaporação dispensa uma superfície de transferência de calor permitindo que este equipamento funcione a temperaturas maiores que 75 °C, sem risco de problemas de corrosão e incrustação. Numa unidade MSF a evaporação acontece sob vácuo, com a água do mar previamente aquecida, em varias etapas sucessivas ao longo das células.



**Figura A.2:** Processo de Destilação Multietapa por efeito Flash (MSF)

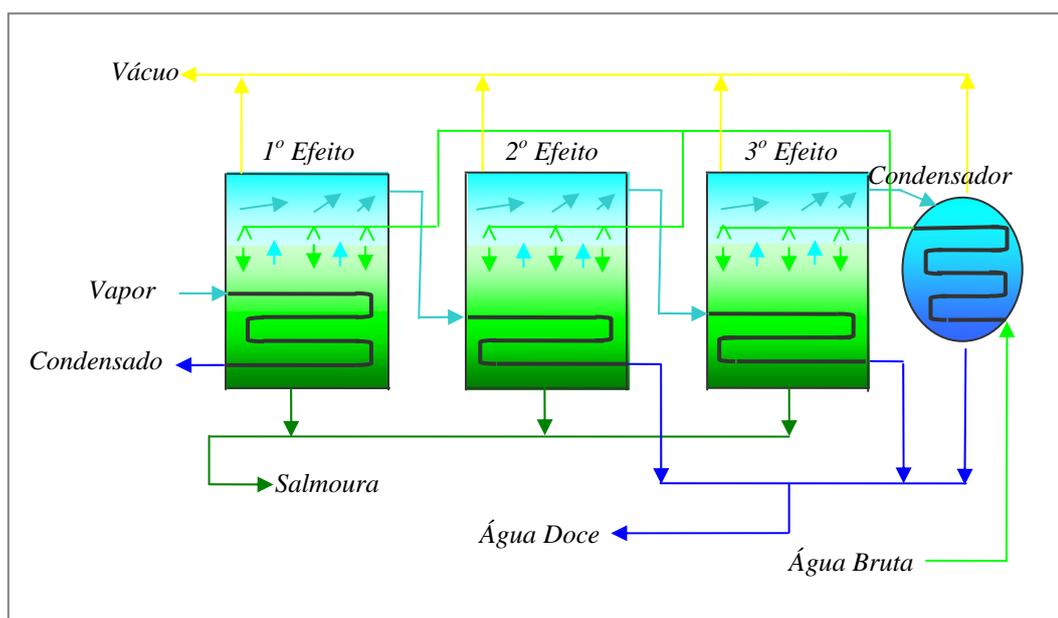
A energia térmica entregue à unidade é em forma de vapor de média ou baixa pressão. Este vapor se condensa no condensador, cedendo o calor para aquecer a água bruta até aproximadamente a sua temperatura de saturação, motivo pela qual, muitos autores denominam o condensador de aquecedor (*heater*). Como a pressão na primeira etapa é menor que aquela da água bruta no condensador, parte da água pura contida na solução de água bruta se evapora. A outra parte que não evaporou passa para a segunda etapa onde a pressão é ainda menor, fazendo com que outra parte da água pura se evapore, e assim sucessivamente.

A condensação em cada etapa acontece por transferência de calor, quando o vapor de água, gerado por efeito “flash”, sobe e entra em contato com a parte exterior dos tubos que ficam na parte superior da própria etapa. O condensado (água doce) de cada etapa cai e é recolhida por uma calha que é comum a todas as etapas. No interior dos tubos escoam a água bruta que vai pré-aquecendo com o calor latente de condensação. O vácuo em cada etapa é garantido pelos ejetores, por onde os não condensáveis também são extraídos. A evaporação

numa unidade MSF acontece sob um pequeno vácuo na primeira etapa e este vácuo vai aumentando nas etapas seguintes com uma diferença de pressão suficiente para garantir evaporações sucessivas. A evaporação na última etapa acontece sob um grande vácuo.

## A.2 MED: DESTILAÇÃO A MÚLTIPLOS EFEITOS

A Figura A.3 mostra de forma resumida em três efeitos o princípio de funcionamento de uma unidade MED. A destilação a múltiplos efeitos (*Multiple Effect Distillation*) é também um processo baseado no princípio da evaporação sob vácuo. Numa unidade MED a evaporação acontece sob vácuo usando o calor de condensação do vapor de água. A diferença é que como este processo acontece ao longo de vários efeitos, então o vapor gerado num efeito ou célula se condensa no próximo, evaporando uma outra parte que se condensa no efeito seguinte e assim sucessivamente. Como a evaporação acontece por transferência de calor através de uma superfície, a temperatura máxima de evaporação que acontece no primeiro efeito não deve ultrapassar os 75 °C para evitar incrustações e corrosão. A unidade MED tem alguns aspectos parecidos com o MSF, ou seja, recebe também energia térmica em forma de vapor que depois volta condensado, têm também um sistema de vácuo garantido pelos ejetores por onde também saem os não condensáveis, e a pressão varia desde um pequeno vácuo no primeiro efeito até um grande vácuo no condensador auxiliar.



**Figura A.3:** Processo de Destilação a Múltiplos Efeitos (MED)

A água bruta é pré-aquecida no condensador, devido ao calor latente de condensação do vapor gerado no último efeito, e em seguida é pulverizada em cada efeito. A pulverização da água bruta sobre os tubos de cada efeito permite molhar bem a superfície externa destes tubos e facilitar assim a evaporação de parte desta água bruta, devido ao calor de condensação que acontece no interior dos tubos. O vapor que vem da unidade de cogeração se condensa logo no primeiro efeito e volta como condensado do processo, deixando o calor latente de condensação para impulsionar o processo. O vapor gerado no primeiro efeito, devido a evaporação de uma parcela da água do mar, se condensa no segundo efeito, cedendo calor para evaporar outra parte da água bruta no segundo efeito e assim sucessivamente.

O vapor gerado no último efeito é condensado no condensador, pré-aquecendo a água bruta que alimenta a unidade MED. A parcela da água bruta não evaporada em cada efeito é recolhida em forma de salmoura e devolvida à natureza. A partir do segundo efeito o condensado é recolhido como produto (água doce). A energia solicitada para essa unidade é basicamente na forma de calor, sendo a energia elétrica somente para as bombas e outros equipamentos auxiliares. A unidade MED é a tecnologia de destilação que mais conheceu melhorias visando sempre a sua melhor eficiência, os quais são aqui apresentados em seguida.

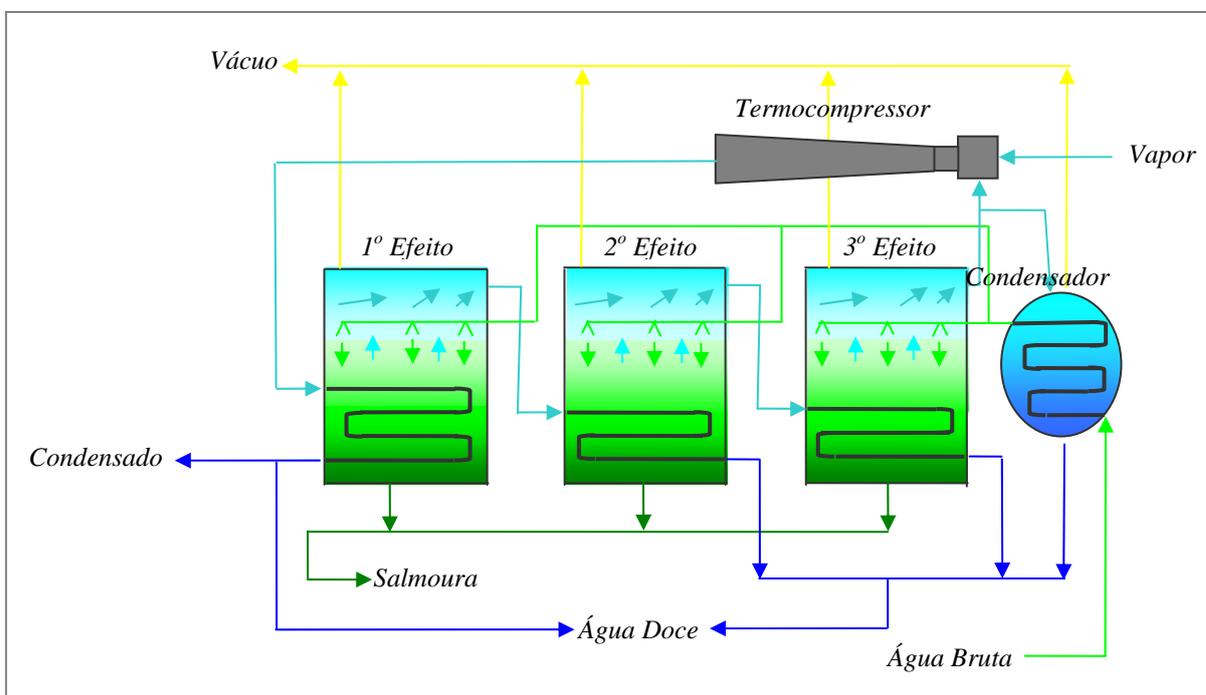
### **A.2.1 MED-TVC: MED com Termocompressão do Vapor**

A tecnologia de compressão térmica do vapor (*Thermal Vapor Compression*) apareceu com o objetivo de aproveitar melhor o vapor gerado no último efeito fazendo recircular parte dele. Para fazer esta recirculação é usado o mesmo princípio dos ejetores de vácuo, usando um equipamento ou dispositivo conhecido por ejetor-compressor ou termocompressor.

Como pode ser observada na Figura A.4, a diferença entre o MED e o MED-TVC é unicamente o termocompressor. Enquanto no MED todo o vapor gerado no último efeito se condensa no condensador, no MED-TVC parte deste vapor se junta ao vapor que vem da cogeração para aumentar a energia térmica entregue ao primeiro efeito, ou fazendo com que seja necessário menos vapor da cogeração para a mesma produção de água doce.

O vapor do processo, que vem da unidade de cogeração, entra no termocompressor da unidade de dessalinização e ao passar pela menor seção a sua velocidade aumenta e conseqüentemente a sua pressão diminui, ficando com a pressão abaixo da pressão do vapor gerado no último efeito, aspirando assim parte do vapor gerado no último efeito (Figura A.4).

Esta mistura é seguidamente comprimida aumentando a sua temperatura em função do aumento da seção do termocompressor na direção do escoamento.

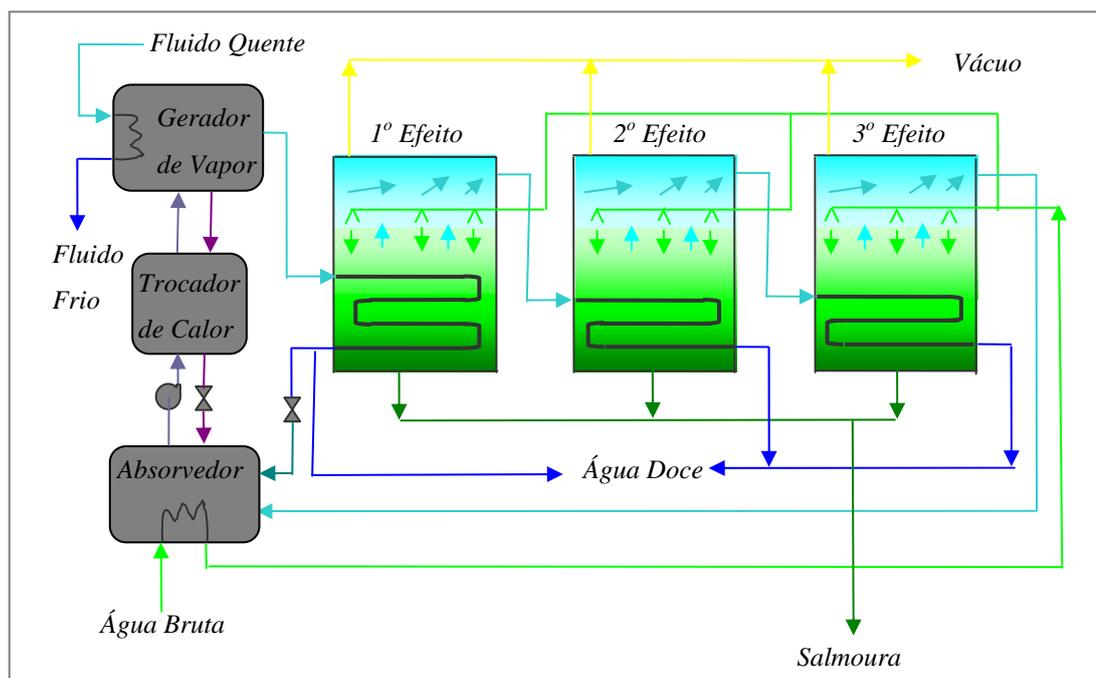


**Figura A.4:** MED com Termocompressão do Vapor (MED-TVC)

Na saída do termocompressor se tem um vapor com temperatura e pressão menores que o vapor recebido da unidade de cogeração e maiores que o vapor gerado no último efeito.

### A.2.2 MED-AHP: MED com Bomba de Calor por Absorção

A tecnologia de bomba de calor por absorção (*Absorption Heat Pump*) é também aplicada à unidade MED. A tecnologia de absorção, assim como em sistemas de refrigeração, é aqui usada justamente como uma bomba térmica para realizar o trabalho de compressão. A Figura A.5 representa esquematicamente o funcionamento do processo como um todo e mostra também o sistema de compressão usando a tecnologia de absorção. Este sistema de absorção usa um absorvente (que geralmente é o brometo de lítio) que absorve o refrigerante (água no estado gasoso - vapor) no absorvedor, liberando calor. A mistura líquida é bombeada para um gerador de vapor onde recebe calor da cogeração para evaporar o refrigerante contido na mistura líquida pressurizada. A energia consumida numa unidade de dessalinização MED-AHP é predominantemente na forma de calor. A eletricidade consumida para o bombeamento e pelos auxiliares representa apenas uma pequeníssima parcela da energia total.



**Figura A.5:** MED com Bomba de Calor por Absorção (MED-AHP)

O calor entregue à unidade MED-AHP é um fluido quente em forma de vapor (ou gases de exaustão), que sai condensado (ou com uma temperatura menor) depois de ceder o calor para a unidade de dessalinização através do gerador de vapor. O vapor gerado no último efeito (e emergencialmente o condensado do primeiro efeito) que se encontra a baixa pressão é absorvido pelo brometo de lítio no absorvedor. O vapor que sai do gerador de vapor se condensa no primeiro efeito, cedendo o seu calor para dar continuidade ao processo, e uma parte pode voltar para o absorvedor depois de reduzida a sua pressão numa válvula. Caso não seja necessário, este condensado se junta ao produto (água doce). O brometo de lítio não é volátil e por isso não se evapora no gerador de vapor voltando assim para o absorvedor depois de passar pelo trocador de calor e pela válvula redutora de pressão. No trocador de calor passam dois fluidos: a mistura líquida que vem do absorvedor e o brometo de lítio que volta para o absorvedor. Essa troca de calor permite o pré-aquecimento da mistura e o resfriamento do brometo de lítio. Embora todo o vapor gerado no último efeito vá para o absorvedor dispensando o condensador que tem na unidade MED convencional e também na unidade MED-TVC, a água bruta é pré-aquecida no absorvedor antes de ser distribuída pelas células (efeitos) com o calor liberado durante o processo de absorção. O processo de destilação propriamente dito é o mesmo de uma unidade de dessalinização MED convencional.