UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para a Modelagem Termoeconômica de Sistemas

Pedro Rosseto de Faria

Vitória, Outubro de 2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para a Modelagem Termoeconômica de Sistemas

Autor: **Pedro Rosseto de Faria**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Vitória, Outubro de 2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para a Modelagem Termoeconômica de Sistemas

Autor: **Pedro Rosseto de Faria**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

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

Vitória, Outubro de 2014

E.S - Brasil

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)

(Biblioteca Setorial Tecnológica,

Universidade Federal do Espírito Santo, ES, Brasil)

Faria, Pedro Rosseto de, 1988-

F224a Uma avaliação das metodologias de desagregação da exergia física para a modelagem termoeconômica de sistemas / Pedro Rosseto de Faria. – 2014.

157 f. : il.

Orientador: José Joaquim Conceição Soares Santos.

Coorientador: João Luiz Marcon Donatelli.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Exergia. 2. Termoeconomia. 3. Modelagem termoeconômica. 4. Desagregação da exergia física. 5. Precisão dos resultados. I. Santos, José Joaquim Conceição Soares. II. Donatelli, João Luiz Marcon. III. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. IV. Título.

CDU: 621

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para a Modelagem Termoeconômica de Sistemas

Autor: **Pedro Rosseto de Faria**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Composição da banca examinadora:

Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Júnior – USP

Prof. Dr. Rogério Ramos - UFES

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, Co-Orientador – UFES

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, Orientador - UFES

Dedicatória

Aos meus familiares e amigos que estiveram comigo durante este trabalho.

Agradecimentos

A Deus, em primeiro lugar, por ter me protegido e guiado durante toda essa caminhada e por ter me permitido chegar ao fim de mais um desafio.

A toda minha família, especialmente meus pais, Gilberto e Regina, por toda a confiança.

Ainda aos professores e amigos do Programa de Pós graduação em Engenharia Mecânica, principalmente ao meu Orientador, José Joaquim, por todos os ensinamentos e por sua disponibilidade que foram fundamentais no desenvolvimento deste trabalho.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), através do seu Programa de Bolsas de Estudo, pelo apoio financeiro.

Enfim, agradeço a todos que de alguma forma participaram desta etapa, mesmo que porventura, sequer notaram que contribuíram.

“*É legal ser importante, mas é mais importante ser legal*”

Roger Federer

Resumo

FARIA, P. R. (2014), *Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para a Modelagem Termoeconômica de Sistemas*, Vitória, 136p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

Talvez não seja nenhum exagero afirmar que há quase um consenso entre os praticantes da Termoeconomia de que a exergia, ao invés de só entalpia, seja a magnitude Termodinâmica mais adequada para ser combinada com o conceito de custo na modelagem termoeconômica, pois esta leva em conta aspectos da Segunda Lei da Termodinâmica e permite identificar as irreversibilidades. Porém, muitas vezes durante a modelagem termoeconômica se usa a exergia desagregada em suas parcelas (química, térmica e mecânica), ou ainda, se inclui a neguentropia que é um fluxo fictício, permitindo assim a desagregação do sistema em seus componentes (ou subsistemas) visando melhorar e detalhar a modelagem para a otimização local, diagnóstico e alocação dos resíduos e equipamentos dissipativos. Alguns autores também afirmam que a desagregação da exergia física em suas parcelas (térmica e mecânica) permite aumentar a precisão dos resultados na alocação de custos, apesar de fazer aumentar a complexidade do modelo termoeconômico e consequentemente os custos computacionais envolvidos. Recentemente alguns autores apontaram restrições e possíveis inconsistências do uso da neguentropia e deste tipo de desagregação da exergia física, propondo assim alternativas para o tratamento de resíduos e equipamentos dissipativos que permitem a desagregação dos sistemas em seus componentes. Estas alternativas consistem, basicamente, de novas propostas de desagregação da exergia física na modelagem termoeconômica. Sendo assim, este trabalho tem como objetivo avaliar as diferentes metodologias de desagregação da exergia física para a modelagem termoeconômica, tendo em conta alguns aspectos como vantagens, restrições, inconsistências, melhoria na precisão dos resultados, aumento da complexidade e do esforço computacional e o tratamento dos resíduos e equipamentos dissipativos para a total desagregação do sistema térmico. Para isso, as diferentes metodologias e níveis de desagregação da exergia física são aplicados na alocação de custos para os produtos finais (potência líquida e calor útil) em diferentes plantas de cogeração considerando como fluido de trabalho tanto o gás ideal bem como o fluido real. Plantas essas com equipamentos dissipativos (condensador ou válvula) ou resíduos (gases de exaustão da caldeira de recuperação). Porém, foi necessário que uma das plantas de cogeração não incorporasse equipamentos dissipativos e nem caldeira de recuperação com o intuito de avaliar isoladamente o efeito da desagregação da exergia física na melhoria da precisão dos resultados da alocação de custos para os produtos finais.

Palavras-chave

Complexidade da Modelagem Termoeconômica, Desagregação da Exergia Física, Desagregação Total do Sistema, Melhoria na Precisão dos Resultados

Abstract

FARIA, P. R. (2014), *Evaluation of Physical Exergy Disaggregation Methodologies for Thermoeconomic Modeling Systems*, Vitória, 136p. M.Sc. Thesis – Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

Most analysts agree that exergy, instead of enthalpy only, is the most appropriated thermodynamic property to associate with cost (originally an economic property) since it contains information from the Second Law of Thermodynamics and accounts for energy quality. However, many times during the Thermoeconomic Modeling, the exergy is disaggregated in their components (chemical, thermal and mechanical), or yet, it includes the negentropy, which is a fictitious flow, thus allowing the system disaggregation into its components (or subsystems) and also to improve modeling to local optimization, diagnosis and residues treatment. Although some authors believe that physical exergy disaggregation in their components (thermal and mechanical) improve the accuracy of the results, the increase in the complexity modeling is significant, and consequently increase the computational efforts. Recently some authors identified restrictions and possible limitations of using negentropy and this kind of physical exergy disaggregation, thus proposing alternatives for residues and dissipative equipment treatments targeting system disaggregation into its components. These alternatives consist of new proposals of physical exergy disaggregation. Thus, this work aims to evaluate the different approaches of physical exergy disaggregation for Thermoeconomic Modeling, taking into account some aspects: advantages, limitations, inconsistences, accuracy improvements, increase of complexity and computational efforts and the residues and dissipative equipment treatments for total system disaggregation. For this, the different approaches and levels of physical exergy disaggregation are applied for cost allocation of final products (net power and useful heat) in different cogeneration systems considering as working fluid both ideal gas and real fluid. These plants, with dissipative equipment (condenser and valve) and/or residues (exhaust gases from the recovery boiler). However, it was necessary to use one cogeneration plant without dissipative equipment neither residues in order to evaluate the effect of physical exergy disaggregation alone.

Keywords

Thermoeconomic Modeling Complexity, Physical Exergy Disaggregation, Total System Disaggregation, Accuracy Improvements

Sumário

LISTA DE FIGURAS iv
LISTA DE TABELAS vii
SIMBOLOGIA x
Capítulo 1 INTRODUÇÃO 1
1.1 Termoeconomia 1
1.2 Motivação 3
1.3 Objetivos e Alcance 5
1.4 Estrutura da Dissertação 6
Capítulo 2 DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA 8
2.1 Aspectos Termodinâmicos 8
2.1.1 Definição de Exergia 8
2.1.2 Desagregação da Exergia Física 10
2.1.2.1 Desagregação da Exergia Física de Gás Ideal 11
2.1.2.2 Desagregação da Exergia Física de Fluidos Reais 13
2.1.2.3 Possíveis Arbitrariedades na Desagregação da Exergia Física 15
2.2 Aspectos Termoeconômicos 15
2.2.1 Estrutura Produtiva do Nível I – Modelo Exergia Total 16
2.2.2 Estrutura Produtiva do Nível IIa e IIa* – Modelo $E^T\&E^M$ 17
2.2.3 Estrutura Produtiva do Nível IIb – Modelo *H&S* 19
2.2.4 Estrutura Produtiva do Nível IIIa – Modelo $H\&S^T\&S^M$ 19
2.2.5 Estrutura Produtiva do Nível IIIb – Modelo *UFS* 21
2.2.6 Estrutura Produtiva do Nível IV – Modelo UFS^TS^M 22
Capítulo 3 ESTUDOS DE CASO: CICLOS A GÁS 23
3.1 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples 23
3.1.1 Estrutura Física 23
3.1.2 Modelagem Termoeconômica do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples 25
3.1.2.1 Nível de desagregação I 26
3.1.2.2 Nível de desagregação IIa 28
3.1.2.3 Nível de desagregação IIb 30
3.1.2.4 Nível de desagregação IIIa 33
3.1.2.5 Nível de desagregação IIIb 35
3.1.2.6 Nível de desagregação IV 37

3.2 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa 40
3.2.1 Estruturas Produtivas do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa 41
3.2.1.1 Estrutura Produtiva do Nível I 41
3.2.1.2 Estrutura Produtiva do Nível IIa 42
3.2.1.3 Estrutura Produtiva do Nível IIb 43
3.2.1.4 Estrutura Produtiva do Nível IIIa 44
3.2.1.5 Estrutura Produtiva do Nível IIIb 45
3.2.1.6 Estrutura Produtiva do Nível IV 46
3.2.2 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa: *Caso A* 47
3.2.2.1 Custos Unitários Exergético e Monetário – Caso A 48
3.2.3 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa: *Caso B* 53
3.2.3.1 Custos Unitários Exergético e Monetário – Caso B 55
3.2.4 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa: *Caso C* 59
3.2.4.1 Custos Unitários Exergético e Monetário – Caso C 60
Capítulo 4 ESTUDOS DE CASO: CICLOS A VAPOR 66
4.1 Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão 66
4.1.1 Modelagem Termoeconômica utilizando Estrutura Produtiva 68
4.1.1.1 Nível de desagregação I 68
4.1.1.2 Nível de desagregação IIa 70
4.1.1.3 Nível de desagregação IIa* 71
4.1.1.4 Nível de desagregação IIb 73
4.1.1.5 Nível de desagregação IIIb 74
4.2 Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 76
4.2.1 Modelagem Termoeconômica utilizando Estrutura Produtiva 78
4.2.1.1 Nível de desagregação I 78
4.2.1.2 Nível de desagregação IIa 80
4.2.1.3 Nível de desagregação IIa* 82
4.2.1.4 Nível de desagregação IIb 83
4.2.1.5 Nível de desagregação IIIb 85
4.3 Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de *by-pass* 87
4.3.1 Modelagem Termoeconômica utilizando Estrutura Produtiva 89
4.3.1.1 Nível de desagregação I 90
4.3.1.2 Nível de desagregação IIa 92
4.3.1.3 Nível de desagregação IIa* 95

4.3.1.4 Nível de desagregação IIb 98
4.3.1.5 Nível de desagregação IIIb 100
Capítulo 5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS: CUSTOS UNITÁRIOS DOS PRODUTOS FINAIS 103
5.1 Alocação de Custos na Cogeração 103
5.2 Resultados da Alocação de Custo na Cogeração 105
5.2.1 Ciclos a Gás 105
5.2.1.1 Turbina a Gás Simples 105
5.2.1.2 Turbina a Gás Regenerativa – Caso A 107
5.2.1.3 Turbina a Gás Regenerativa – Caso B 108
5.2.1.4 Turbina a Gás Regenerativa – Caso C 110
5.2.2 Ciclos a Vapor 111
5.2.2.1 Turbina a Vapor de Contrapressão 111
5.2.2.2 Turbina a Vapor de Condensação com Extração 113
5.2.2.3 Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass 115
5.3 Interpretação do Aumento da Precisão na Alocação de Custos 119
Capítulo 6 CONCLUSÕES 125
6.1 Síntese 125
6.2 Contribuições 128
6.3 Sugestões 130
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 132

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Ilustração dos diversos níveis de desagregação da exergia física para gás ideal..... 13
Figura 2.2: Ilustração dos diversos níveis de desagregação da exergia física para fluido real .. 14
Figura 3.1: Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples 24
Figura 3.2: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível I de desagregação 26
Figura 3.3: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIa de desagregação 29
Figura 3.4: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIb de desagregação 30
Figura 3.5: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIIa de desagregação 33
Figura 3.6: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIIb de desagregação 36
Figura 3.7: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IV de desagregação 38
Figura 3.8: Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa 40
Figura 3.9: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível I de desagregação 41
Figura 3.10: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIa de desagregação 42
Figura 3.11: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIb de desagregação 43
Figura 3.12: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIIa de desagregação 44
Figura 3.13: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIIb de desagregação 45
Figura 3.14: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IV de desagregação 46
Figura 4.1: Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão 66
Figura 4.2: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível I de desagregação 69
Figura 4.3: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIa de desagregação 70
Figura 4.4: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIa* de desagregação 72
Figura 4.5: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIb de desagregação 73
Figura 4.6: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIIb de desagregação 75
Figura 4.7: Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 76
Figura 4.8: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível I de desagregação 78
Figura 4.9: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIa de desagregação 80

Figura 4.10: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIa* de desagregação 82
Figura 4.11: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIb de desagregação 84
Figura 4.12: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIIb de desagregação 86
Figura 4.13: Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass 88
Figura 4.14: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível I de desagregação – TV-VLV 90
Figura 4.15: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível I de desagregação – Proc-VLV 91
Figura 4.16: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa de desagregação – TV-VLV 93
Figura 4.17: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa de desagregação – Proc-VLV 94
Figura 4.18: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa* de desagregação – TV-VLV 95
Figura 4.19: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa* de desagregação – Proc-VLV 97
Figura 4.20: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIb de desagregação – TV-VLV 98
Figura 4.21: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIb de desagregação – Proc-VLV 99
Figura 4.22: Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIIb de desagregação 101
Figura 5.1: Fluxos contábeis na cogeração 103
Figura 5.2: Reta solução para os custos unitários (a) monetário e (b) exergético 104
Figura 5.3: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples 105
Figura 5.4: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples 106
Figura 5.5: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso A 107
Figura 5.6: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso A 108
Figura 5.7: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso B 109
Figura 5.8: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso B 109
Figura 5.9: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso C 110
Figura 5.10: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso C 111
Figura 5.11: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão 112
Figura 5.12: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão 112

Figura 5.13: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 114
Figura 5.14: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 114
Figura 5.15: Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass 116
Figura 5.16: Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass 116
Figura 5.17: Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão 119
Figura 5.18: Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 120
Figura 5.19: Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass..... 120
Figura 5.20: Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples..... 121
Figura 5.21: Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Caso B) 121
Figura 5.22: Distribuição de insumo e produto com base nas parcelas da exergia física 123

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Principais parâmetros dos fluxos físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples (Santos, 2009) 25
Tabela 3.2: Custo monetário externo dos equipamentos (Santos, 2009) 25
Tabela 3.3: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível I 28
Tabela 3.4: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIa 30
Tabela 3.5: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIb 32
Tabela 3.6: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIIa 35
Tabela 3.7: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIIb 37
Tabela 3.8: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IV 39
Tabela 3.9: Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso A 48
Tabela 3.10: Custo monetário externo dos equipamentos do Caso A (Valero et al., 1994a) 48
Tabela 3.11: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível I 49
Tabela 3.12: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIa 49
Tabela 3.13: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIb 50
Tabela 3.14: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIIa 51
Tabela 3.15: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIIb 52
Tabela 3.16: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IV 53
Tabela 3.17: Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso B 54
Tabela 3.18: Custo monetário externo dos equipamentos (Cerqueira, 1999) 54
Tabela 3.19: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível I 55
Tabela 3.20: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIa 56
Tabela 3.21: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIb 56
Tabela 3.22: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIIa 57
Tabela 3.23: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIIb 58
Tabela 3.24: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IV 59

Tabela 3.25: Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso C 60
Tabela 3.26: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível I 61
Tabela 3.27: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIa 61
Tabela 3.28: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIb 62
Tabela 3.29: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIIa 63
Tabela 3.30: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIIb 64
Tabela 3.31: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IV 65
Tabela 4.1: Principais Parâmetros dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão (Santos, 2005) 67
Tabela 4.2: Descrição da Produção e Consumo de Potência pelas Unidades do Sistema e Custos Monetários (Santos, 2005) 67
Tabela 4.3: Especificação do Gás Natural da Bacia de Campos (Santos, 2005) 68
Tabela 4.4: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível I 69
Tabela 4.5: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIa 71
Tabela 4.6: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIa* 72
Tabela 4.7: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIb 74
Tabela 4.8: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIIb 75
Tabela 4.9: Principais Parâmetros dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 77
Tabela 4.10: Descrição da Produção e Consumo de Potência pelas Unidades do Sistema analisado e seus Custos Monetários 77
Tabela 4.11: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível I 79
Tabela 4.12: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIa 81
Tabela 4.13: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIa* 83
Tabela 4.14: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIb 85
Tabela 4.15: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIIb 87
Tabela 4.16: Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass 88
Tabela 4.17: Descrição da Produção e Consumo de Potência pelas Unidades do Sistema analisado e seus Custos Monetários 89
Tabela 4.18: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível I – TV-VLV 91

Tabela 4.19: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível I – Proc-VLV 92
Tabela 4.20: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa – TV-VLV 93
Tabela 4.21: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa – Proc-VLV 95
Tabela 4.22: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa* – TV-VLV 96
Tabela 4.23: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa* – Proc-VLV 97
Tabela 4.24: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIb – TV-VLV 99
Tabela 4.25: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIb – Proc-VLV 100
Tabela 4.26: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIIb 102
Tabela 5.1: Variações de custo exergético unitário dos vários níveis de desagregação do sistema analisado para o caso TV-VLV em relação ao Nível I..... 118
Tabela 5.2: Variações de custo exergético unitário dos vários níveis de desagregação do sistema analisado para o caso Proc-VLV em relação ao Nível I..... 118

SIMBOLOGIA

Maiúsculas

C	Custo monetário [$/MWh]
E	Exergia de Fluxo ou Taxa de Exergia [kW]
F	Fluxo da Parcela de trabalho de fluxo [kW]
H	Fluxo da Parcela entálpica [kW]
P	Potência [kW]
Q	Taxa de Calor [kW]
$\bar{R}$	Constante Universal dos Gases [kJ/kmol.K]
R	Regenerador
S	Fluxo da Parcela entrópica [kW]
T	Temperatura [K]
U	Fluxo da Parcela de energia interna [kW]
Z	Fluxo de caixa dos custos de capital, de operação e de manutenção [$/s]

Minúsculas

c	Custo monetário unitário [$/MWh]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
k	Custo exergético unitário [kW/k/W]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
p	Pressão [kPa]
s	Entropia específica [kJ/kg.K]
u	Energia Interna Específica [kJ/kg]
v	Volume Específico [m^3/kg]

Subscritos

0	Ambiente ou Estado de Referência
C	Combustível

CA	Compressor a ar
CC	Câmara de combustão
CR	Caldeira de recuperação
E	Exergia
el	Elétrica
i	Fluxo físico
i:j	Diferença entre fluxos
j	Fluxo físico
L	Líquida
M	Mecânica
P	Potência
Q	Calor
TG	Turbina a gás
U	Útil

Sobrescritos

F	Parcela física
M	Parcela mecânica
Q	Parcela química
T	Parcela térmica

Abreviaturas

A	Ambiente
B	Bomba
BA	Bomba de alta pressão
BB	Bomba de baixa pressão
B_E	Bifurcação de exergia
B_E^M	Bifurcação de exergia mecânica
B_E^T	Bifurcação de exergia térmica
B_F	Bifurcação da parcela de trabalho de fluxo
B_H	Bifurcação da parcela entálpica

B_P	Bifurcação de potência
B_S	Bifurcação da parcela entrópica
B_S^T	Bifurcação da parcela entrópica térmica
B_U	Bifurcação da parcela de energia interna
C	Condensador
CA	Compressor a ar
CC	Câmara de combustão
CR	Caldeira de recuperação
Cp	Calor Especifico a Pressão Constante [kJ/kmol.K]
Cv	Calor Especifico a volume Constante [kJ/kmol.K]
GE	Gerador elétrico
GV	Gerador de vapor
J_E	Junção de exergia
J_E^M	Junção de exergia mecânica
J_E^T	Junção de exergia térmica
J_F	Junção da parcela de trabalho de fluxo
J_H	Junção da parcela entálpica
J_S	Junção da parcela entrópica
J_S^T	Junção da parcela entrópica térmica
J_U	Junção da parcela de energia interna
MB	Moto bomba
TA	Turbina a vapor de alta pressão
TB	Turbina a vapor de baixa pressão
TG	Turbina a gás
TGV	Turbogerador a vapor
TV	Turbina a vapor
VLV	Válvula

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

O aumento incessante da demanda energética e a preocupação com a preservação do meio ambiente vêm fazendo com que sejam imprescindíveis sistemas energéticos cada vez mais eficientes. Porém, a melhoria da eficiência normalmente fica limitada por aspectos econômicos e técnicos antes de alcançar os limites termodinâmicos, já que os sistemas mais eficientes tendem a demandar maiores investimentos iniciais. A economia é a ciência social que realiza uma análise da produção, distribuição e consumo de bens e serviços. A atividade econômica pode ser considerada, resumidamente, como um sistema que se desenvolve consumindo recursos e trocando bens e serviços. Já a Termodinâmica, que estuda os processos de transformação de energia, permite definir a quantidade e a qualidade de recursos naturais consumidos em um determinado processo, e, portanto, saber fornecer bases para a obtenção do custo em termos de recursos consumidos. Diante disso, fica claro e evidente que existe uma relação direta entre a Termodinâmica e a economia. É esta relação que motivou o surgimento de uma nova disciplina chamada Termoeconomia.

1.1 Termoeconomia

Apesar de alguns trabalhos apontarem Keenan como o pioneiro na área em 1932, o termo "Termoeconomia" foi proposto em 1962 por Tribus e Evans para representar a disciplina que combina os conceitos da Termodinâmica com os da economia de modo a fornecer informações não disponíveis em uma análise energética e econômica convencional, mas cruciais no projeto e operação de sistemas térmicos (Valero *et al*., 2006). Originalmente o objetivo era combinar matematicamente a 2ª Lei da Termodinâmica com a economia, porém recentemente questões ambientais também podem ser incorporadas em análises termoeconômicas (von Spakovsky, 1994).

A Termoeconomia possui três grandes campos de atuação: (i) diagnóstico, (ii) otimização que pode ser de projeto ou de operação e manutenção e (iii) alocação de custos nas plantas térmicas multiprodutos. Todos esses campos têm em comum o fato de utilizarem o processo de formação de custos como base.

Análises termoeconômicas utilizam as Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica juntamente com balanços de custo aplicados em todos os componentes do sistema em análise. Dessa forma, permite entender o processo de formação de custos, minimizar o custo total da planta e avaliar custos para mais de um produto produzido pelo mesmo processo (Tsatsaronis e Valero, 1989). A Termoeconomia também pode ser usada para diagnosticar a operação de sistemas térmicos (Valero e Torres, 2004).

Segundo Verda (2004), o diagnóstico termoeconômico clássico compara duas condições de funcionamento do sistema: a condição a ser analisada e a condição estabelecida como de referência. Para Valero *et al*. (2004), o principal objetivo do diagnóstico termoeconômico é encontrar as causas e avaliar o impacto sobre o consumo energético de uma determinada irreversibilidade adicional.

Para a definição de otimização, Frangopoulos (2003) primeiramente define uma meta, chamada de Função Objetivo, que é especificada como uma função matemática de certas variáveis. A partir daí, a otimização é conhecida como o processo de encontrar as condições (seja ela no projeto, ou na forma de operação) que fornecem o ponto ótimo (máximo ou mínimo) dessa Função Objetivo levando em conta critérios de restrições envolvidos.

Em sistemas multiprodutos, como a cogeração, em que são gerados dois produtos (potência e calor útil) a partir de um único combustível é importante utilizar critérios racionais para distribuir o custo do combustível para os produtos finais. Neste ponto, a Termoeconomia permite uma alocação racional baseada em critérios físicos, de custos monetários, energéticos, e ambientais para os produtos finais, e, portanto permite comparar o custo exergético (Ribeiro *et al*., 2013) e/ou ambiental (Santos *et al*., 2012 e Santos *et al*., 2013) de cada um destes produtos com o custo de produção de cada um em sistemas separados.

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 se assentam a disciplina: processo de formação de custo dos produtos, subprodutos e resíduos, insumo, produto, propósito, causa, eficiência, etc.

Apesar da indicação da existência de estudos e abordagens termoeconômicas desde o início do século XX, foi somente a partir da década de 80, quando surgiram novas metodologias com novos conceitos, definições e aplicações (Valero *et al*., 1994a), que suas aplicações metodológicas

e funcionais na análise, projeto e otimização de sistemas térmicos começaram a ser realizadas de forma mais abrangente.

Em 1985, Tsatsaronis propôs o termo “Exergoeconomia” para definir uma metodologia termoeconômica que valoriza os fluxos internos do sistema térmico através de suas exergias, ou seja, uma combinação dos conceitos de exergia (uma propriedade energética) com os de custo (uma propriedade econômica, originalmente) na análise de sistemas térmicos. Uma análise termoeconômica tem um sentido mais geral, indica qualquer análise termodinâmica combinada com qualquer análise econômica do mesmo sistema. Consequentemente, a Exergoeconomia pode ser considerada como uma parte da Termoeconomia (Tsatsaronis, 1993).

Diante desse florescimento da Termoeconomia a partir dos anos 80, destaca-se o trabalho denominado de Problema CGAM, (Frangopoulos, 1994; Tsatsaronis e Pisa, 1994; Valero *et al*., 1994a; Valero *et al*., 1994b e von Spakovsky, 1994) que recebeu este nome em referência as iniciais dos nomes dos principais participantes: C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. von Spakovsky. O principal objetivo desse problema era mostrar como diferentes metodologias eram aplicadas, quais conceitos eram usados e quais os resultados obtidos num simples problema de otimização de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Não se tratava de uma competição, mas sim uma comparação entre as metodologias mostrando que cada uma poderia ter seu próprio campo de aplicação obtendo soluções eficientes (Valero *et al*., 1994a).

Mais recentemente, vem crescendo o número de trabalhos e pessoas trabalhando na área permitindo assim alcançar uma maior padronização e formalismo nos estudos termoeconômicos. Entretanto, por se tratar de uma disciplina ainda recente, ainda há diversas questões que não foram totalmente resolvidas e se encontram abertas a discussão.

1.2 Motivação

A maioria dos analistas e estudiosos em Termoeconomia concorda que a exergia é a magnitude 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).

Dentre os inúmeros motivos utilizados por diversos pesquisadores da área para justificar a utilização da exergia na valorização dos fluxos em Termoeconomia, destacam-se:

i. A exergia é a parte nobre da energia, ou seja, a sua capacidade de produzir trabalho (Lozano e Valero, 1986).
ii. 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).
iii. É a exergia que é usada num processo e não a energia (El-Nashar, 1992).
iv. A Termodinâmica nos diz que a equivalência entre fluxos de naturezas distintas deve estabelecer-se em função das suas exergias (Lozano *et al.,* 1994).
v. Quando a energia perde sua qualidade, exergia é destruída. Exergia é a parte da energia que é útil e, portanto, tem valor econômico e deve ser analisada cuidadosamente (Dinçer e Rosen, 2007).
vi. Eficiência exergética é a medida da proximidade do ideal (ou reversibilidades). Isto não é necessariamente verdadeiro para eficiência energética, que muitas vezes são enganosas (Dinçer e Rosen, 2007).

Nos últimos 25 anos, inúmeras metodologias termoeconômicas foram propostas e todas elas têm em comum o cálculo dos custos baseando-se na combinação de aspectos econômicos com a Segunda Lei da Termodinâmica (Serra e Torres, 2003).

Alguns trabalhos (Valero *et al*., 2006; Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006) mostraram que as metodologias termoeconômicas não são tão diferentes quanto parecem. 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.

Nesse aspecto, vale também destacar o trabalho de Cerqueira (1999), que pode ser considerado como o primeiro estudo que efetivamente comparou as principais metodologias termoeconômicas num estudo aplicado ao Problema CGAM. Os principais resultados desse trabalho foram publicados na revista Internacional Energy (Cerqueira e Nebra, 1999) e mostram que apesar das diferenças obtidas pelas diferentes metodologias aplicadas, se fossem assumidas as mesmas funções para cada equipamento e se as irreversibilidades fossem tratadas da mesma forma, os resultados seriam iguais.

Segundo Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) a desagregação da exergia em suas parcelas (química, térmica e mecânica) para a definição da estrutura produtiva aumenta a precisão dos resultados da alocação de custos, mas em contrapartida faz aumentar a complexidade do modelo e

os esforços computacionais e além disso, para fluidos reais, algumas metodologias de desagregação apresentam arbitrariedades em suas considerações.

Porém, esta fórmula de desagregação não resolve o problema dos resíduos e equipamentos dissipativos. Nesse aspecto, o uso da neguentropia proposta por Frangopoulos (1987) apareceu como um grande avanço na resolução do problema do condensador. Talvez a única limitação desta proposta é o fato de alguns equipamentos terem produtos maiores que insumo e consequentemente se obtém custo exergético unitário menor que um (Santos, 2009).

Recentemente outros autores propuseram outras formas de desagregação da exergia física, visando lidar com os resíduos e equipamentos dissipativos como o condensador (Santos, 2009) e as válvulas (Lourenço, 2012). Essas novas formas de desagregação da exergia permitem que cada subsistema possa ser desagregado e dessa forma analisado separadamente, permitindo uma análise em separado da formação dos custos internos dos sistemas e aplicações de otimização local e diagnóstico.

Neste ponto surgem algumas perguntas: (i) será que a desagregação da exergia melhora consideravelmente a precisão dos resultados a ponto de compensar a complexidade que isso acarreta? (ii) tem realmente arbitrariedades envolvidas na desagregação da exergia? (iii) estas arbitrariedades acontecem em todas as formas de desagregação da exergia? (iv) quais metodologias são capazes de isolar os equipamentos dissipativos?

1.3 Objetivos e Alcance

Levando-se em conta a motivação apresentada acima e visando responder a estas perguntas sobre a desagregação da exergia, esta dissertação tem como objetivo aplicar vários níveis de desagregação da exergia física na alocação de custos em diversas plantas térmicas multiproduto. Os estudos de caso são separados de acordo com a existência e/ou os tipos de equipamentos dissipativos e resíduos e com o tipo de fluido de trabalho utilizado: gás ideal ou fluido real.

Esses estudos são realizados tanto com o intuito de verificar a melhoria na precisão dos resultados da alocação de custos quanto com o intuito de verificar quais metodologias são capazes de desagregar os diferentes tipos de equipamentos, com destaque para os equipamentos dissipativos, pois estes abordam conceitos que ainda estão abertos a discussões na área. Além disso, pretende-se avaliar as arbitrariedades envolvidas no cálculo das parcelas da exergia,

principalmente a térmica e a mecânica em comparação com as novas metodologias de desagregação.

1.4 Estrutura da Dissertação

Para atingir os objetivos pré-estabelecidos, além deste capítulo introdutório, esta dissertação de mestrado conta ainda com mais 5 capítulos, além das Referências Bibliográficas.

O Capítulo 2 intitulado *Desagregação da Exergia* apresenta tanto os aspectos termodinâmicos como os aspectos termoeconômicos. Nos aspectos termodinâmicos são apresentados os conceitos e definições da exergia e mostra como ela é desagregada em suas parcelas segundo as diversas metodologias, tanto para fluido real quanto para gás ideal. Além disso, abre uma discussão a respeito de possíveis arbitrariedades na desagregação da exergia. Nos aspectos termoeconômicos a finalidade principal é mostrar como se define o produto e o insumo de cada componente com base nas parcelas da exergia física separadamente visando obter a definição das respectivas estruturas produtivas do sistema. Além disso, mostra um histórico da modelagem termoeconômica utilizando a desagregação da exergia física bem como os avanços das metodologias com suas vantagens e restrições desde os primeiros trabalhos na área até os mais recentes.

O Capítulo 3 é intitulado de *Estudos de Caso: Ciclos a Gás*. São quatro estudos de caso de sistemas de cogeração com turbinas a gás que consideram o gás ideal como fluido de trabalho. O primeiro estudo de caso se trata de um Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples e os outros três trabalham com um Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa. Estes últimos se diferem no modelo termodinâmico e nos dados iniciais utilizados. O objetivo é mostrar a influência do modelo termodinâmico na modelagem e na alocação de custo dos resíduos. Todas as estruturas físicas são definidas além das diversas estruturas produtivas dos diversos níveis e metodologias de desagregação. Todos os custos unitários (exergéticos e monetários) são calculados.

Outros três estudos de caso são apresentados no Capítulo 4, com o título de *Estudos de Caso: Ciclos a Vapor*. Esses estudos seguem o padrão e as metodologias usadas no Capítulo anterior. Porém, utiliza-se água (líquida ou vapor) como fluido de trabalho nos sistemas de cogeração analisados. Além de ser um tratamento diferente (fluido real), apesar de não envolver o problema da alocação de resíduos, é necessário avaliar plantas sem equipamentos dissipativos (para avaliar

isoladamente o efeito da desagregação da exergia) e também plantas com diferentes tipos equipamentos dissipativos (condensador e válvula de *by-pass*).

O Capítulo 5 intitulado *Discussão dos Resultados: Custos Unitários dos Produtos Finais* faz uma comparação dos custos unitários (exergéticos e monetários) dos produtos finais (potência e calor útil) em função do nível de desagregação utilizado para todos os estudos de caso. Além disso, mostra as tendências obtidas e os ganhos de precisão alcançados com o aumento dos níveis de desagregação da exergia física e faz uma comparação dos custos unitários dos produtos finais em base exergética com os mesmos custos calculados em base entálpica.

As *Conclusões* ficam no Capítulo 6, que traz a síntese dessa dissertação, apontando suas contribuições científicas e também algumas sugestões para os trabalhos futuros nesta área.

Capítulo 2

DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA

A abordagem da desagregação da exergia exige dois tratamentos, um que envolve os aspectos puramente termodinâmicos e o outro os aspectos termoeconômicos. O objetivo é mostrar como se calculam as parcelas da exergia e como é que elas definem os insumos e os produtos dos subsistemas para a definição da estrutura produtiva da planta térmica analisada.

2.1 Aspectos Termodinâmicos

Apesar de o conceito da exergia de um fluxo ser o mesmo independente da natureza do fluido, as metodologias usadas para o cálculo são diferentes dependendo se o fluido é tratado como um fluido real ou como gás ideal.

2.1.1 Definição de Exergia

O conceito de exergia começou a ser introduzido há dois séculos quando Sadi Carnot, em 1824, desenvolveu o primeiro trabalho que estabeleceu as bases da Segunda Lei da Termodinâmica, por meio da ideia de quantificar o trabalho máximo que podia ser obtido nas máquinas de vapor (Ortiz e Orrego, 2013).

Os primeiros enunciados da Segunda Lei da Termodinâmica foram propostos por Clausius em 1850, Kelvin e Planck em 1897, e mais formalmente por Carathéodory em 1909. Na segunda metade do século XIX, Gibbs e Maxwell deram continuidade aos trabalhos de Carnot e formalizaram o conceito de energia disponível, definida como a propriedade pela qual se mede a capacidade de causar mudanças, devido ao desequilíbrio com o ambiente da respectiva substância analisada (Kotas, 1995).

Segundo Tsatsaronis (1993), os primeiros fundamentos da análise exergética foram introduzidos no final do século XIX e começo do século XX. Gouy em 1881 e Stodola em 1898 desenvolveram ideias básicas dos conceitos de energia utilizável. Entretanto, somente entre 1930 a 1960 que começou a se caracterizar o desenvolvimento da análise exergética moderna com os trabalhos de Keenan nos Estados Unidos e Bosnjakovic na Europa (Ortiz e Orrego, 2013).

Finalmente, Rant em 1956 introduziu a termo “exergia” para representar a energia disponível (Gallo, 1990).

O conceito de exergia provém da análise combinada das 1ª e 2ª Leis e leva em conta a qualidade da energia, e portanto, tem grande importância na análise de sistemas térmicos.

A análise exergética é uma ferramenta indicada na avaliação e solução para uma melhor utilização da energia disponível, pois tem a capacidade de distinguir as perdas de energia para o ambiente e as irreversibilidades internas do processo.

Um bom exemplo da utilização da análise exergética é dado por uma termoelétrica. De acordo com a análise de 1ª Lei, as perdas de energia pelo condensador através da água de resfriamento são significativas, representando aproximadamente dois terços da energia fornecida à usina. A análise exergética, porém, mostra que praticamente não há perdas de energia utilizável no condensador: a perda real ocorre na caldeira, onde se produz grande irreversibilidade associada à reação de combustão e transferência de calor com grandes diferenças de temperaturas (Ortiz e Orrego, 2013). Na combustão em condições atmosféricas, 1/3 da exergia do combustível é perdida devido as irreversibilidades inerentes ao combustor (Som e Datta, 2007). Então, não é razoável tentar aproveitar a energia rejeitada no condensador, como a análise baseada exclusivamente no balanço de energia poderia indicar.

Segundo Szargut *et al*. (1988), a exergia representa o trabalho máximo que pode ser obtido quando uma quantidade de matéria é levada ao estado de equilíbrio termodinâmico (mecânico, térmico e químico) com o meio ambiente, envolvendo interações apenas com os componentes do meio ambiente através de processos reversíveis. Esta grandeza também é conhecida como disponibilidade ou potencial máximo de trabalho de uma substância, quando definido o ambiente no qual se encontra.

Kotas (1995) diz que o máximo trabalho que pode ser obtido através de uma troca de energia entre os parâmetros do ambiente e um estado de referência é chamado de exergia.

Para todos os conceitos utilizados, a definição da exergia está diretamente envolvida com o ambiente de referência. Assim sendo, em sistemas térmicos quanto mais afastado o estado de um fluxo de trabalho estiver do estado em que o ambiente se encontra, maior será o trabalho que poderá ser obtido via um processo de conversão reversível.

Existem diversas formas de definir o ambiente de referência, cada qual com sua particularidade. Segundo Szargut *et al*. (1988), um modelo de ambiente de referência deve ser o mais próximo possível do ambiente físico real onde cada elemento químico possui uma substância

de referência padrão para o cálculo da exergia. Dessa forma, o ar atmosférico seria composto por substâncias de referência e sua exergia seria nula.

A condição de referência adotada para o cálculo da exergia do fluxo tem relativa importância tendo em vista que, quando seu estado é o mesmo do ambiente seus valores de entalpia (h_0) e entropia (s_0) se anulam. Em Termodinâmica, os valores das propriedades podem variar de acordo a referência adotada, mas a variação de um estado para o outro deve ser sempre a mesma, sendo essa variação o real interesse em avaliações de sistemas térmicos.

Desprezando os efeitos cinéticos e potenciais gravitacionais, a exergia de um fluxo (E) é obtida, conforme a Eq. (2.1), a partir de 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 Eq. (2.2). A parcela química depende da composição química do fluxo, da temperatura e da pressão 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.

$$E = E^Q + E^F \tag{2.1}$$

$$E^F = E^M + E^T \tag{2.2}$$

Para uma análise de ciclo a vapor, durante o cálculo da exergia dos fluxos de água e/ou vapor, a parcela química não é calculada já que a água e o vapor não entram em reações químicas e, portanto, a sua composição química não é alterada. Dessa forma, não há variação desta parcela entre os estados inicial e final quando se analisa um subsistema. Além disso, não há muita discussão significativa envolvida na desagregação da exergia química em Termoeconomia. Portanto, neste trabalho essa parcela também não é calculada para os estudos de caso envolvendo gás ideal.

2.1.2 Desagregação da Exergia Física

De acordo com Torres *et al*. (1996), a desagregação da exergia física em Termoeconomia foi proposta por Tsatsaronis em 1990. Tsatsaronis e Pisa (1994) e também Frangopoulos (1994) definiram os insumos e produtos dos componentes do Problema CGAM utilizando a exergia física desagregada em suas componentes térmica e mecânica.

2.1.2.1 Desagregação da Exergia Física de Gás Ideal

A exergia física total (E^F) para modelos que consideram comportamento do gás ideal pode ser calculada conforme a Eq. (2.3) que representa o Nível I, ou seja, exergia total sem desagregações, onde $\dot{m}, c_p$ e R representam vazão mássica, calor específico e a constante universal dos gases, respectivamente. Já T_o e p_o representam, respectivamente, a temperatura e pressão de referência.

$$E^F = \dot{m} \int_{T_0}^{T} c_p \, dT - \dot{m} T_0 \int_{T_0}^{T} \frac{c_p}{T} dT + \dot{m} R T_o \ln(\frac{P}{P_0}) \tag{2.3}$$

O Nível IIa se trata da desagregação da exergia física em suas parcelas térmica e mecânica que podem ser observadas, baseando-se na Eq. (2.3), da seguinte forma: os dois primeiros termos representam a parcela térmica (E^T), que depende da variação de temperatura, e o último termo representa a parcela mecânica (E^M), que é função da variação de pressão. Este modelo foi usado por Frangopoulos (1994) e Torres *et al*. (1996). A exergia física total é igual à soma das parcelas térmica e mecânica, conforme já mostrado na Eq. (2.2).

O Nível IIb também desagrega a exergia física em duas parcelas, a entálpica (H) e a entrópica (S) e é conhecido como Modelo *H&S*. Nesse modelo, que foi proposto por Santos *et al*. (2006), as parcelas da exergia podem ser observadas na Eq. (2.3) da seguinte forma: o primeiro termo refere-se a parcela entálpica (H) e os dois últimos à parcela entrópica (S). A exergia física total é igual à diferença entre as parcelas entálpica e entrópica, conforme Eq. (2.4).

$$E = H - S \tag{2.4}$$

Este modelo foi proposto como uma alternativa ao uso da neguentropia como fluxo fictício para aproveitar os benefícios que ela propicia na alocação de custo dos resíduos e equipamentos dissipativos. Este modelo de desagregação foi o primeiro a possibilitar a desagregação do condensador (definindo seu produto), um equipamento dissipativo que é fonte de discussões ainda atuais com relação à alocação de seus custos.

Respondendo às críticas de que estas parcelas separadamente parecem mais energia (ao invés de exergia), recentemente Lourenço *et al*. (2014) provaram que os termos entálpicos e entrópicos realmente são parcelas da exergia, assim como Kotas (1995) já havia mostrado para as parcelas térmica e mecânica.

O Nível IIIa se trata de uma metodologia de desagregação da exergia aplicada pela primeira vez por Santos *et al*. (2010) e pode ser considerado como uma extensão do Nível IIb, afinal de contas mantém a exergia física como a diferença entre as parcelas entálpica e entrópica, Eq. (2.4).

Entretanto, a parcela entrópica é desagregada em suas componentes térmica (S^T) e mecânica (S^M). A "entropia total" é igual à diferença entre suas componentes térmica e mecânica, Eq. (2.5).

$$S = S^T - S^M \tag{2.5}$$

Observa-se que o termo central da Eq. (2.3) refere-se à componente térmica (função da temperatura) e o último à componente mecânica (função da pressão), apesar de ambos termos somados é que resultam na "entropia total". O primeiro termo da Eq. (2.3) é a parcela entálpica.

O Nível IIIb é um modelo de desagregação utilizado por Lourenço *et al*. (2011) numa metodologia denominada de Modelo *UFS*, que é uma extensão do Nível IIb (usado pelo Modelo *H&S*), pois mantém sua parcela entrópica (S) e desagrega a entálpica em termos de energia interna (U) e trabalho de fluxo (F). Sendo assim, a exergia física total é a combinação dos três, definida conforme Eq. (2.6).

$$E = (U + F) - S \tag{2.6}$$

O Modelo *UFS* foi proposto para superar uma limitação do Modelo *H&S* com relação à definição de um produto para as válvulas de expansão em ciclos de refrigeração, uma vez que este equipamento dissipativo é modelado como isentálpico.

Para gases ideais, este nível apresenta uma particularidade: ao se desagregar o termo entálpico (H) em termos de energia interna (U) e trabalho de fluxo (F), ambos os termos ficam unicamente dependentes da temperatura, como mostra a Eq. (2.7). O primeiro termo desta equação representa o termo de energia interna (U) e o segundo o trabalho de fluxo (F).

$$H = \dot{m} \int_{T_0}^{T} c_v . dT + \dot{m} \int_{T_0}^{T} R . dT \tag{2.7}$$

O último Nível utilizado neste trabalho, Nível IV, desagrega a exergia física em parcelas de energia interna (U), trabalho de fluxo (F) e entrópicas térmica (S^T) e mecânica (S^M). Ele pode ser considerado como uma combinação dos níveis IIIa e IIIb pois utiliza os conceitos desses níveis para desagregar a exergia em quatro termos. Ele mantém as parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo, assim como no Nível IIIb, e desagrega a parcela entrópica em suas componentes térmica e mecânica, de forma semelhante ao que é feito no Nível IIIa. Dessa forma apresenta a mesma particularidade citada no nível anterior, IIIb. Assim, a exergia física total é definida conforme Eq. (2.8).

$$\mathrm{E} = (U + F) - (S^T - S^M) \tag{2.8}$$

A Fig. 2.1 ilustra como as parcelas da exergia física são separadas de acordo com os diversos níveis (metodologias) de desagregação para gás ideal utilizado neste trabalho.

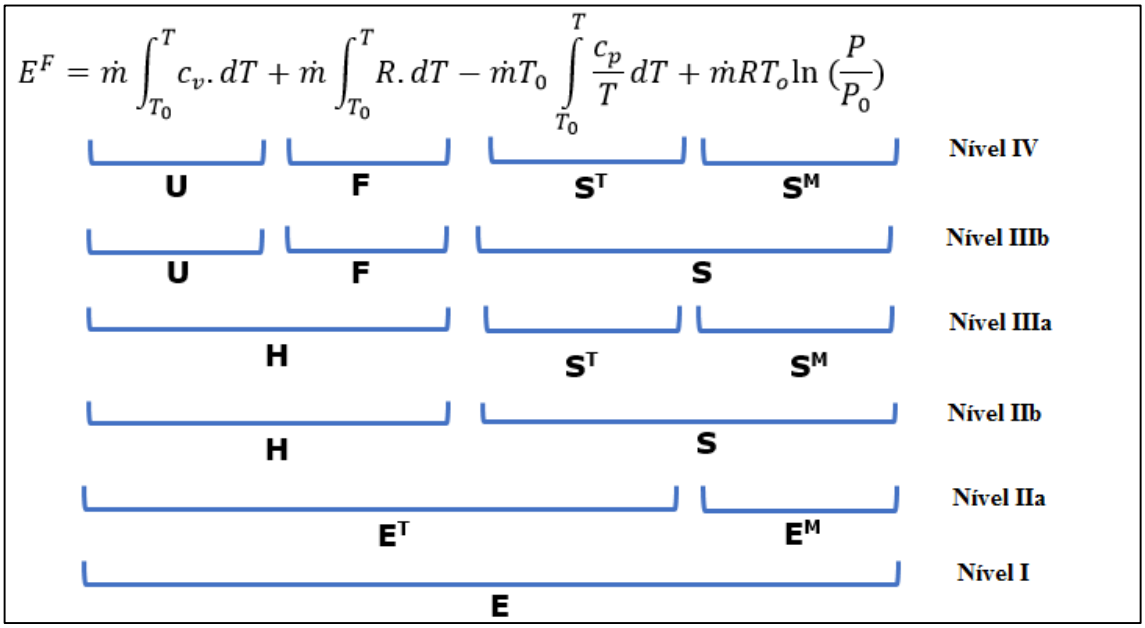

Figura 2.1: *Ilustração dos diversos níveis de desagregação da exergia física para gás ideal*

2.1.2.2 Desagregação da Exergia Física de Fluidos Reais

A exergia física total (E^F) para fluidos reais (como água, vapor e refrigerante) pode ser calculada conforme indica a Eq. (2.9), desprezando os efeitos cinéticos e potenciais gravitacionais, e representa o Nível I, ou seja, exergia total sem desagregações, onde u, v e s representam energia interna, volume e a entropia específicas, respectivamente, para um dado estado. Os termos u_0, v_0 e s_0 são as mesmas propriedades específicas avaliadas no estado de referência.

A temperatura do ambiente de referência é representada por T_0 e a vazão mássica por $\dot{m}$. Este nível também é chamado de Modelo Exergia Total.

$$E^F = \dot{m}(u - u_0) + \dot{m}(pv - p_0v_0) - \dot{m}T_0(s - s_0) \tag{2.9}$$

Para a desagregação da exergia física em suas parcelas térmica e mecânica (Nível IIa) em fluidos reais, a metodologia mais utilizada foi proposta por Tsatsaronis (1993) e Morosuk e Tsatsaronis (2008). Estes propuseram que o componente térmico da exergia física (E^T) fosse calculado ao longo da linha isobárica desde seu estado inicial $[T, p_0]$ até $[T_0, p_0]$. Já o componente mecânico da exergia física (E^M) deveria ser calculado ao longo da linha isotérmica desde seu estado inicial $[T_0, p]$ até $[T_0, p_0]$. Porém, procedendo desta forma a soma das componentes térmica e mecânica não corresponde à exergia total. Por isso, os autores desta metodologia calculam a

componente mecânica ao longo da linha isotérmica e a componente térmica como a diferença entre a exergia total e a sua componente mecânica.

Entretanto, um dos próprios autores desta metodologia já admitiu que esta desagregação pode conter arbitrariedades no cálculo separado das parcelas, principalmente quando o fluido de trabalho sofre mudanças de fase (Lazzareto e Tsatsaronis, 2006) como acontece em fluidos reais. Além disso, outras metodologias já foram apresentadas para este nível de desagregação (Paulus *et al.*, 2004 e Morosuk e Tsatsaronis, 2005), porém os próprios autores assumem arbitrariedades e que não há uma padronização em suas aplicações.

O Nível seguinte, IIb – Modelo *H&S*, desagrega a exergia física em suas parcelas entálpica (*H*) e entrópica (*S*). Para este nível de desagregação a parcela entálpica é a soma dos dois primeiros termos da Eq. (2.9) e a parcela entrópica é o último termo desta mesma equação. A exergia física total é igual à diferença entre as parcelas entálpica e entrópica, como já mostrado na Eq. (2.4).

No Nível IIIb (Modelo *UFS*), que pode ser considerado como uma extensão do Nível IIb, a exergia física é desagregada em termos de energia interna, trabalho de fluxo e termo entrópico. Como a entalpia é definida como a soma da energia interna específica com o trabalho de fluxo específico, nota-se que o Nível IIIb desagrega o termo entálpico em energia interna e trabalho de fluxo exatamente como está definido nos dois primeiros termos da Eq. (2.9), respectivamente. A parcela entrópica é mantida e está representada no último termo dessa mesma equação. Neste caso, a exergia física total é definida como já mostrado na Eq. (2.6).

Os níveis IIIa e IV não foram utilizados nos estudos de caso envolvendo fluidos reais, pois envolveriam mais arbitrariedades envolvendo a desagregação de entropia em suas parcelas térmica e mecânica. A Fig. 2.2 ilustra como as parcelas da exergia física são separadas de acordo com os diversos níveis (metodologias) de desagregação para fluido real utilizado neste trabalho.

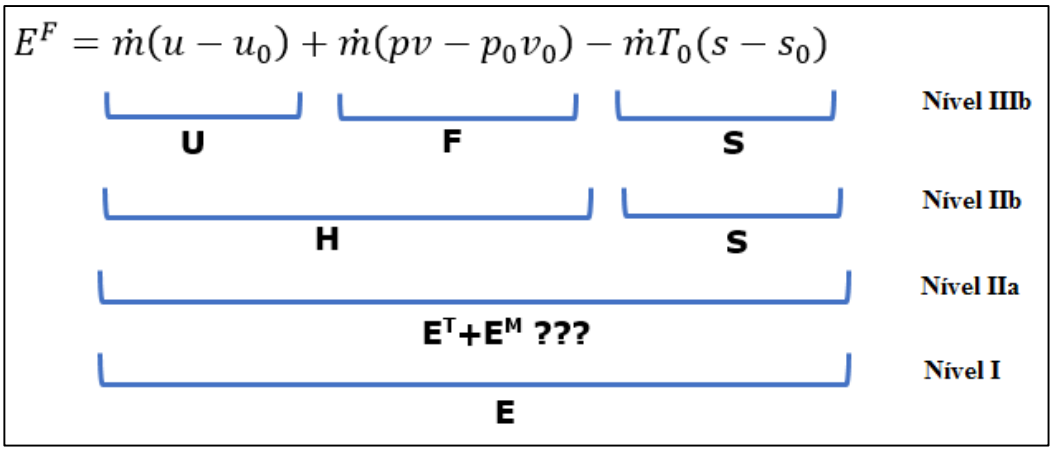

Figura 2.2: *Ilustração dos diversos níveis de desagregação da exergia física para fluido real*

2.1.2.3 Possíveis Arbitrariedades na Desagregação da Exergia Física

Diante dos conceitos e definições apresentados nos tópicos anteriores a respeito da desagregação da exergia física, percebe-se que o Nível IIa, (desagregação em parcelas térmica e mecânica) aparenta ter algumas arbitrariedades quando se trabalha com fluidos reais, como água, vapor e refrigerante.

Se por um lado na desagregação da exergia física em suas parcelas térmica e mecânica para modelos que utilizam gases ideais as parcelas ficam bem evidenciadas na equação que define a exergia física total, como mostrado na Eq. (2.3), quando se trabalha com fluidos reais as parcelas não são tão evidentes, conforme mostra a Eq. (2.9). É sempre preciso definir alguma metodologia para determinar as parcelas térmica e mecânica. A metodologia mais utilizada foi proposta por Tsatsaronis (1993) e Morosuk e Tsatsaronis (2008), como explicado na seção 2.1.2.2.

Entretanto, como o próprio Tsatsaronis já admitiu que esta desagregação pode conter arbitrariedades no cálculo separado das parcelas, principalmente quando o fluido de trabalho sofre mudanças de fase (Lazzareto e Tsatsaronis, 2006), surgem alguns questionamentos: (i) não seria necessária uma melhor análise para este nível de desagregação? (ii) sabendo que esta metodologia que vem sendo utilizada fixa a temperatura (T_0) e varia a pressão para separar a parcela mecânica da exergia física total (Nível IIa), por que não fazer uma abordagem contrária, ou seja, fixando a pressão (p_0) e variando a temperatura para extrair a parcela térmica da exergia total?

Diante disso, apenas para verificação, análise e comparação, neste trabalho além de utilizar esta metodologia, proposta por Tsatsaronis (1993) e Morosuk e Tsatsaronis (2008), que fixa a temperatura (T_0) e varia a pressão ponto a ponto (Nível IIa), também é feita uma abordagem fixando a pressão (p_0) e variando a temperatura. Esta abordagem é aqui denominada Nível IIa*.

2.2 Aspectos Termoeconômicos

Em análises termoeconômicas, além de conhecer a estrutura física, é preciso definir o processo de formação de custos através da estrutura produtiva da planta. A estrutura produtiva pode ser representada graficamente mostrando a distribuição dos insumos e dos produtos ao longo da planta (Erlach *et al*., 1999).

A estrutura produtiva tem a vantagem de mostrar claramente como o produto de um subsistema é distribuído e usado como insumo em outro subsistema ou como produto final da planta.

A definição da estrutura produtiva é um ponto chave na análise termoeconômica. Quanto maior a desagregação dos fluxos exergéticos e dos componentes do sistema melhores e mais precisos serão os resultados (Lozano e Valero, 1993).

Para definir a estrutura produtiva é preciso analisar os fluxos de exergia (total ou de suas parcelas) que atravessam cada subsistema da planta para definir se é insumo ou produto. Para essa definição, deve-se levar em conta a contribuição da parcela na exergia total e se ela está aumentando ou reduzindo (no fluido de trabalho) entre o estado inicial e o final.

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 ou desagregada em suas parcelas: térmica, mecânica, entálpica, entrópica, energia interna e trabalho de fluxo). Nos tópicos seguintes são apresentados os conceitos e definições dos diferentes níveis de desagregação da exergia física utilizados neste trabalho destacando como cada um define seus insumos e produtos.

2.2.1 Estrutura Produtiva do Nível I – Modelo Exergia Total

Neste nível a exergia total é utilizada para definir os insumos e produtos de cada equipamento. Observando as Eq. (2.3) e (2.9) nota-se que a Exergia Total, tanto para gás ideal como para fluido real, tem uma contribuição positiva. Dessa forma, se os fluxos exergéticos que atravessam um subsistema estiverem aumentando significa que está sendo produzido, logo são produtos. Por outro lado, se reduzirem estão sendo consumidos, e por isso são insumos.

Os fluxos produtivos são definidos em função dos fluxos físicos. A variação de exergia ($E_{i:j}$) entre dois fluxos físicos ($i\ e\ j$) está definida pela Eq. (2.10).

$$E_{i:j} = E_i - E_j \tag{2.10}$$

A partir do Modelo Exergia Total (Nível I) é possível obter resultados coerentes do ponto de vista termodinâmico para a alocação de custos em Termoeconomia. Entretanto, esta metodologia apresenta uma grande limitação envolvendo um dos temas que mais geram discussões na área: alocação racional de custos dos equipamentos dissipativos e resíduos. 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.

Utilizando o Nível I não é possível definir um produto para os equipamentos dissipativos, como condensador e válvula, em termos de exergia total. Portanto, na estrutura produtiva este tipo de equipamento deve ser analisado juntamente com um outro equipamento produtivo, o que impossibilita o detalhamento do processo de formação de custos internos além de impedir o seu isolamento para aplicações locais de otimização e diagnóstico.

Para tentar solucionar essa limitação, em alguns trabalhos (Lozano *et al*., 1993 e Lozano *et al*., 1996) a exergia total foi utilizada juntamente com a neguentropia, que foi proposta por Frangopoulos (1987) para definir um produto para o condensador do ciclo a vapor.

Entretanto, Santos e seus colaboradores (Santos *et al*., 2006; Santos *et al*., 2008a; Santos *et al*., 2008b) mostraram que a utilização de fluxos de neguentropia juntamente com fluxos de exergia pode não estar de acordo com aspectos da Segunda Lei da Termodinâmica por definir, por vezes, unidades (subsistemas) com produto maior que insumo e consequentemente, custo exergético menor que a unidade.

2.2.2 Estrutura Produtiva do Nível IIa e IIa* – Modelo $E^T\&E^M$

De acordo com Torres *et al*. (1996), a desagregação da exergia física em Termoeconomia foi proposta por Tsatsaronis em 1990. Tsatsaronis e Pisa (1994) definiram os insumos e produtos dos componentes utilizando a exergia física desagregada em suas componentes térmica e mecânica.

A exergia desagregada em suas parcelas térmica e mecânica representa o Nível IIa – Modelo $E^T\&E^M$. Esse tipo de desagregação também foi usado por Frangopoulos (1994). Segundo Lazareto e Tsatsatonis (2006), esta metodologia permite uma melhora na precisão dos resultados em relação ao Modelo Exergia Total.

Para a definição de insumo e produto das parcelas, observa-se na Eq. (2.2) que ambos os termos são positivos. Dessa forma, as parcelas térmica e mecânica apresentam o mesmo comportamento: se houver um aumento da parcela ao atravessar um subsistema, ela é produto, caso contrário, insumo.

Os fluxos produtivos que representam as parcelas térmica e mecânica estão representados nas Eq. (2.11) e (2.12), respectivamente.

$$E_{i:j}^T = E_i^T - E_j^T \tag{2.11}$$

$$E_{i:j}^M = E_i^M - E_j^M \tag{2.12}$$

Apesar de representar um ganho de precisão nos resultados em relação ao Nível I, esta metodologia ainda não é capaz de isolar os equipamentos dissipativos. Para tentar solucionar essa limitação, Lozano e Valero (1993) aplicaram uma metodologia que usa a exergia desagregada em suas parcelas térmica e mecânica, assim como no nível anterior, porém usa também juntamente com essas duas parcelas a neguentropia que é um fluxo fictício que não faz parte da exergia, na alocação de custos de um Sistema de Cogeração com Turbina a Gás.

Embora a neguentropia tenha sido utilizada no Nível I para definir um produto para o condensador do ciclo a vapor, neste trabalho de Lozano e Valero (1993) a neguentropia foi usada para alocar os resíduos (gases de exaustão) para os produtos finais de uma planta de cogeração com turbina a gás.

Porém, como já citado na seção anterior (2.2.1), o uso da exergia (total ou desagregada em suas componentes) juntamente com a neguentropia (fluxo fictício que não faz parte da exergia) apresenta resultados que podem não estar de acordo com os aspectos da 2ª Lei da Termodinâmica.

Em sua dissertação de mestrado, Mendes (2012) conseguiu definir um produto para a válvula utilizando a exergia desagregada em suas parcelas térmica e mecânica juntamente com a neguentropia, conforme proposto por Accadia e Rossi (1998). Nestes trabalhos foram utilizados ciclos de refrigeração por compressão de vapor. Dessa forma se consegue definir produto e insumo para a válvula em termos de exergia térmica e mecânica, respectivamente.

Apesar de conseguir definir um produto para a válvula em alguns casos, como citado nos trabalhos acima, esta não é uma regra geral desta metodologia. Se considerarmos uma mistura bifásica (água + vapor) a 26,01 bar e título de 95% entrando numa válvula e saindo vapor (1,013 bar e 116,80 °C), há uma redução tanto da parcela térmica da exergia quanto da parcela mecânica. Isso impossibilita a definição de um produto para este equipamento dissipativo em termos destas duas parcelas da exergia, conforme a regra de definição de insumo e produto com base nas parcelas da exergia.

Ainda que esse tipo de desagregação represente um ganho de precisão nos resultados, ela não resolve o problema da desagregação de todos os equipamentos dissipativos, ou seja, resolve para o caso da válvula em ciclos de refrigeração, mas dependendo do estado do fluido na entrada na válvula, não resolve. Portanto, é uma abordagem que depende do fluido de trabalho utilizado e do estado em que ele se encontra.

Além disso, como mostrado na seção 2.1.2.2 desta dissertação, a utilização da exergia desagregada em parcelas térmica e mecânica aparenta ter arbitrariedades em suas definições quando se trabalha com fluidos reais.

2.2.3 Estrutura Produtiva do Nível IIb – Modelo *H&S*

No Nível IIb (Modelo *H&S*), a estrutura produtiva é definida com base nos fluxos das parcelas entálpica e entrópica da exergia. Analisando a Eq. (2.4) a definição de insumo e produto para o termo entálpico é feita da seguinte forma: se houver aumento da parcela ao atravessar um subsistema, esta é produto. Caso contrário, insumo. Já para a parcela entrópica o comportamento é exatamente o contrário. Como esta parcela apresenta uma contribuição negativa, como sugere o sinal na Eq. (2.4), se houver um aumento da parcela ao atravessar um subsistema, esta será insumo e se houver uma redução, produto.

Os fluxos produtivos que representam as parcelas entálpica e entrópica estão representados nas Eq. (2.13) e (2.14), respectivamente.

$$H_{i:j} = H_i - H_j \tag{2.13}$$

$$S_{i:j} = S_i - S_j \tag{2.14}$$

Apesar de representar um avanço na área por ser capaz de definir um produto termodinamicamente consistente para o condensador, que é um equipamento dissipativo, o Modelo $H\&S$ ainda apresenta uma limitação com relação à definição de um produto para as válvulas, outro equipamento dissipativo presente em ciclos de refrigeração. Portanto, o Modelo *H&S* não é capaz de isolar as válvulas na estrutura produtiva, porque os processos que ocorrem associados a esses dispositivos de expansão são modelados como isentálpicos e dessa forma só é possível definir o insumo, no caso o termo entrópico, e não é possível definir o produto, pois não há termo entálpico associado à unidade produtiva.

2.2.4 Estrutura Produtiva do Nível IIIa – Modelo $H\&S^T\&S^M$

Dependendo do nível de precisão exigido para os resultados da alocação de custos em Termoeconomia, pode-se ainda usar um novo nível de desagregação da exergia. Neste caso, no Nível IIIa, além do termo entálpico, o termo entrópico pode ser desagregado nas suas parcelas térmica e mecânica (Modelo $H\&S^T\&S^M$).

Este novo nível de desagregação aparece como uma extensão do Modelo *H&S* (Nivel IIb), pois mantém a parcela entálpica e desagrega a entrópica em suas componentes térmica e mecânica. Dessa forma, consegue-se detalhar ainda melhor o processo de formação de custos envolvido em cada subsistema com seus respectivos fluxos gerando resultados mais precisos.

Analisando as Eq. (2.4) e (2.5), a exergia física total deste nível é representada pela Eq. (2.15).

$$E = H - S^T + S^M \tag{2.15}$$

Os termos entálpico e entrópico mecânico apresentam a mesma característica para a definição de insumo e produto, pois tem uma contribuição positiva, Eq. (2.15). Dessa forma, havendo um aumento dessas parcelas ao atravessar um subsistema, esta é definida como produto e havendo redução, insumo.

Já o termo entrópico térmico possui uma contribuição negativa, como sugere o sinal na Eq. (2.15) e, portanto, a regra de definição de insumo e produto é inversa ao que foi definido para os termos anteriores: seu aumento através de um subsistema o define como insumo e uma redução como produto.

Os fluxos produtivos que representam as parcelas entálpica e entrópicas térmica e mecânica estão representados nas Eq. (2.13), (2.16) e (2.17), respectivamente.

$$S^T_{i:j} = S^T_i - S^T_j \tag{2.16}$$

$$S^M_{i:j} = S^M_i - S^M_j \tag{2.17}$$

Apesar da melhoria na precisão dos resultados e de ser capaz de definir um produto para o condensador, esta abordagem apresenta a mesma limitação do Modelo *H&S* (Nivel IIb) além de todas as limitações e arbitrariedades envolvidas na desagregação da exergia (e da entropia) em suas parcelas térmica e mecânica. E ainda assim não permite o isolamento da válvula.

Para superar esta limitação, Lourenço *et al*. (2011) propuseram uma nova abordagem que foi capaz de definir um produto para a válvula e isolá-la na estrutura produtiva. Esta metodologia denominada de Modelo UFS (aqui representada como Nível IIIb) é uma extensão do Modelo $H\&S$ (Nível IIb).

2.2.5 Estrutura Produtiva do Nível IIIb – Modelo *UFS*

Este Nível (IIIb) se trata de uma extensão do Nível IIb, pois mantém a parcela entrópica da exergia e desagrega sua parcela entálpica em termos de energia interna e trabalho de fluxo. Dessa forma, a estrutura produtiva é definida com base nessas parcelas e a exergia total é calculada conforme a Eq. (2.6).

Analisando a Eq. (2.6), a definição de insumo e produto para as parcelas é definida da seguinte forma: as parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo tem uma contribuição positiva e, portanto, definem como produto os fluxos que aumentam através de um subsistema e como insumo os que reduzem. O termo entrópico é definido de forma semelhante ao que foi apresentado para esta parcela no Nível IIb.

Os fluxos produtivos que representam as parcelas entrópica, de energia interna e de trabalho de fluxo estão representados nas Eq. (2.14), (2.18) e (2.19), respectivamente.

$$U_{i:j} = U_i - U_j \tag{2.18}$$

$$F_{i:j} = F_i - F_j \tag{2.19}$$

Como a entalpia é definida como a soma da energia interna com o trabalho de fluxo, nota-se que a variação na energia interna do fluido de trabalho é igual à sua variação do trabalho de fluxo, porém em módulo, ou seja, enquanto a energia interna diminui, o trabalho de fluxo aumenta, na mesma magnitude. Isto é o que ocorre nas válvulas de expansão de refrigerante. Eventualmente, pode acontecer o contrário, isto é, a energia interna aumenta enquanto o trabalho de fluxo diminui, também na mesma magnitude como ocorre nas válvulas de absorvente presentes em ciclos de refrigeração por absorção (Lourenço, 2012). Dessa forma, esta metodologia consegue definir um produto para a válvula em termos de fluxo de energia interna ou de trabalho de fluxo.

Entretanto, o Modelo *UFS* apresenta uma pequena limitação: se o fluido de trabalho é modelado como gás ideal, não é possível definir um produto para a válvula (processo isentálpico) porque tanto a energia interna quanto o trabalho de fluxo dependem apenas da temperatura assim como a entalpia. Porém isso não é um problema grave, pois gás ideal é apenas uma hipótese. Além do mais, esta metodologia funciona para fluidos reais.

2.2.6 Estrutura Produtiva do Nível IV – Modelo UFS^TS^M

Além destas metodologias já apresentadas, nesta dissertação um outro nível de desagregação é aplicado. Neste caso, a exergia física é desagregada em quatro parcelas na definição da estrutura produtiva. Este tipo de desagregação, aqui chamado de Modelo UFS^TS^M (Nível IV), desagrega a exergia em termos de energia interna, trabalho de fluxo, além dos termos térmico e mecânico da entropia.

Neste caso, a exergia física total é definida conforme Eq. (2.8) e os produtos e insumos são definidos de forma semelhante ao que já foi apresentado nos níveis anteriores para cada parcela. As parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo seguem o proposto no Nível IIIb e as parcelas térmica e mecânica da entropia seguem o que foi proposto no Nível IIIa.

Os fluxos produtivos que representam as parcelas térmica e mecânica da entropia, de energia interna e de trabalho de fluxo estão representados nas Eq. (2.16) - (2.19), respectivamente.

Por se tratar de uma combinação dos níveis IIIa e IIIb, esta metodologia é capaz de definir produtos para ambos os equipamentos dissipativos (condensador e válvula), exceto para válvulas quando se trabalha com gás ideal, e obtém os resultados mais precisos, pois é o nível com maior detalhamento do processo de formação de custos e dos fluxos envolvidos em cada subsistema. Como consegue isolar todos os equipamentos do sistema, esta abordagem pode permitir análises detalhadas do processo de formação de custos e vantagens em aplicações locais de otimização e diagnóstico.

Capítulo 3

ESTUDOS DE CASO: CICLOS A GÁS

Os estudos de caso realizados neste trabalho estão separados de acordo com o fluido de trabalho utilizado na planta em análise. Neste capítulo são apresentadas as análises que utilizam ciclos a gás na alocação de custos em Termoeconomia. No capítulo seguinte são apresentados os ciclos a vapor.

No total são apresentados quatro estudos de caso para ciclos a gás: um Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples e três Sistemas de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa, sendo que um utiliza os dados do Problema CGAM (Valero *et al.*,1994a) e o outro da tese de doutorado de Cerqueira (1999). Neste último estudo, duas considerações (modelos termodinâmicos) foram utilizadas e são mostradas neste capítulo: um estudo considera ciclo ar padrão e o outro leva em conta a variação de vazão na câmara de combustão devido à entrada de uma vazão de combustível. Em todos os estudos de caso o calor específico é considerado constante.

3.1 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples

O primeiro estudo de caso realiza uma alocação de custos em um Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples que é detalhado na sequência. No sistema analisado nesta seção não há equipamentos dissipativos, e, portanto, todas as metodologias utilizadas são capazes de isolar todos os equipamentos na definição da estrutura produtiva. Dessa forma, a análise destaca como é feita a alocação de custo dos resíduos.

3.1.1 Estrutura Física

A Fig. 3.1 representa a estrutura física do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples. O sistema é formado por quatro unidades (ou subsistemas): compressor a ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG) e caldeira de recuperação (CR).

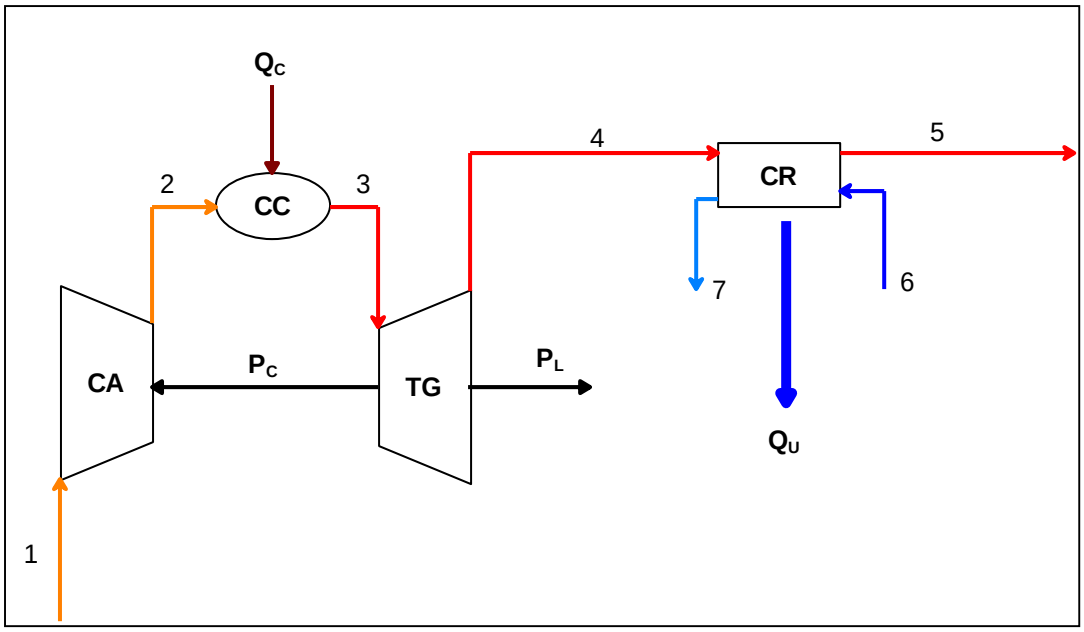

Figura 3.1: *Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples*

O ar vem do ambiente e é comprimido antes de entrar na câmara de combustão, onde é injetado o combustível e ocorre a combustão. Os gases da combustão se expandem através da turbina a gás gerando potência mecânica. Porém, o modelo termodinâmico utilizado neste estudo de caso considera somente ar. Parte dessa potência gerada é utilizada para acionar o compressor (P_C) e o restante é a potência líquida (P_L) do sistema. Na caldeira de recuperação, os gases de saída da turbina (que neste caso é considerado como ar – gás ideal) trocam calor com a água na caldeira de recuperação para produzir calor útil (Q_U) que é calculado em base exergética para ser utilizado nas análises.

O modelo termodinâmico utilizado considera Análise Ar Padrão Frio com calor específico (c_p) constante e igual a 1 kJ/(kg.K). Os parâmetros dos principais fluxos da estrutura física do sistema estão na Tab. 3.1.

A turbina a gás produz 4690,50 kW de potência mecânica (P_M) e o compressor a ar consome 3078,00 kW (P_C), consequentemente a potência líquida (P_L) é 1612,50 kW. O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 9761,85 kW. A caldeira de recuperação produz 2233,59 kW de calor útil (Q_U) em base exergética.

Para o cálculo da exergia dos fluxos físicos, a temperatura e a pressão de referência são fixadas em 25 °C e 101,320 kPa, respectivamente.

Tabela 3.1: *Principais parâmetros dos fluxos físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples (Santos, 2009)*

Fluxo Físico (i)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [kPa]	T [°C]	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição				
1	Ar	15,00	101,320	25,00	0,00
2	Ar	15,00	510,400	230,20	187,36
3	Ar	15,00	484,800	850,00	563,53
4	Ar	15,00	102,070	537,30	214,84
5	Ar	15,00	101,320	151,10	20,94

Os fluxos monetários externos dos equipamentos do ciclo estão na Tab. 3.2.

Tabela 3.2: *Custo monetário externo dos equipamentos (Santos, 2009)*

Equipamento		Z [$/h]
Descrição	Abreviação	
Câmara de combustão	CC	5,72
Turbina a gás	TG	21,75
Compressor a ar	CA	16,03
Caldeira de Recuperação	CR	13,74

O custo monetário unitário do combustível (Q_C) é de 6,91 $/MWh.

3.1.2 Modelagem Termoeconômica do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples

Um modelo termoeconômico é um sistema de equações que descreve todo o processo de formação de custos na planta. Na sequência são apresentados diferentes níveis de desagregação da exergia física aplicados ao sistema em estudo.

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.

Todas as metodologias utilizadas atribuem o mesmo custo unitário aos fluxos que saem dos mesmos equipamentos, pois estes foram formados sob as mesmas condições e submetidos às mesmas irreversibilidades. Esta atribuição de custo é válida tanto para as unidades produtivas reais como para as fictícias

Na sequência, cada metodologia é apresentada juntamente com suas principais características, definições e particularidades.

3.1.2.1 Nível de desagregação I

Para este nível de desagregação a estrutura produtiva é definida conforme explicado na seção 2.2.1 do Capítulo 2. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos de exergia total. A Fig. 3.2 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível I.

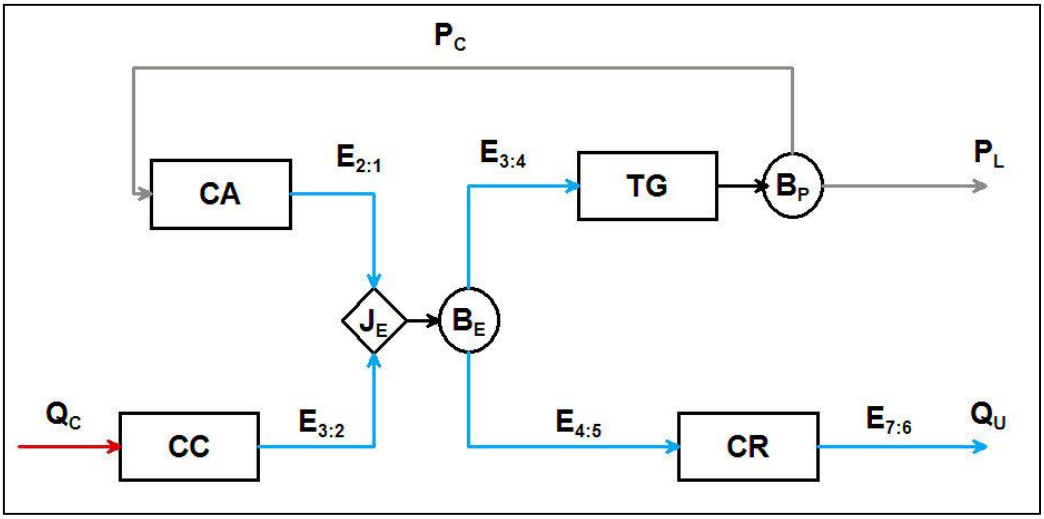

Figura 3.2*: Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível I de desagregação*

Os retângulos representam os componentes reais (ou subsistemas). Os losangos e círculos são unidades fictícias denominadas junção e bifurcação, respectivamente. As junções são utilizadas onde dois ou mais fluxos produtivos se juntam. As bifurcações são utilizadas onde o produto de um equipamento se subdivide em insumos de outros equipamentos. Estas definições são utilizadas em todos os níveis de desagregação da exergia física utilizados neste trabalho.

Unidades fictícias não possuem custo devido a aquisição, manutenção e operação ($Z = 0$).

Alguns equipamentos incorporam pequenas junções para indicar que têm vários insumos, e/ou pequenas bifurcações que indicam a existência de mais de um produto.

A estrutura produtiva deste nível é definida por quatro retângulos (equipamentos reais), por uma junção-bifurcação de exergia ($\mathrm{J_E} - \mathrm{B_E}$) e por uma bifurcação de potência ($\mathrm{B_P}$).

Neste caso, o custo dos resíduos é distribuído para os produtos finais (P_L e Q_U) proporcionalmente aos insumos da turbina a gás e da caldeira de recuperação, respectivamente (em fluxos de exergia total).

O compressor e a câmara de combustão tem como produto a exergia que é entregue à junção-bifurcação ($J_E - B_E$) que a distribui para os equipamentos (turbina a gás e caldeira de recuperação) que irão consumi-la.

As setas entrando em cada subsistema são os insumos e as saindo, os produtos. O combustível externo é representado por (Q_C) e os produtos finais por $(P_L)\ e\ (Q_U)$.

Após a definição da estrutura produtiva, as equações de balanço de custo monetário podem ser formuladas em cada subsistema. As Eq. (3.1 – 3.4) representam os balanços de custo monetário nos respectivos subsistemas da planta: compressor de ar, câmara de combustão, turbina a gás e caldeira de recuperação.

$$E_{2:1}.c_{CA} - P_C.c_{TG} = Z_{CA} \tag{3.1}$$

$$E_{3:2}.c_{CC} = Z_{CC} + c_C Q_C \tag{3.2}$$

$$(P_C + P_L).c_{TG} - E_{3:4}.c_E = Z_{TG} \tag{3.3}$$

$$Q_U.c_{CR} - E_{4:5}.c_E = Z_{CR} \tag{3.4}$$

Os custos monetários unitários são denominados de acordo com o subsistema que o gerou: c_{CA}, custo monetário unitário relativo ao compressor a ar; c_{CC}, custo monetário unitário relativo à câmara de combustão; c_{TG}, custo monetário unitário relativo à turbina a gás; c_{CR}, custo monetário unitário relativo à caldeira de recuperação; c_E, custo monetário unitário na saída da junção-bifurcação de exergia (J_E-B_E)

A junção-bifurcação de exergia também tem uma equação de balanço de custo, Eq. (3.5), e como é uma unidade fictícia não tem custo externo.

$$(E_{3:4} + E_{4:5}).c_E - E_{2:1}.c_{CA} - E_{3:2}.c_{CC} = 0 \tag{3.5}$$

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 e o custo exergético unitário do combustível é igualado à unidade.

A Tab. 3.3 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.2, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 3.3: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível I*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E_{2:1}$	2810,41	2,53	37,63
$E_{3:2}$	5642,60	1,73	12,97
$E_{3:4}$	5230,44	2,07	21,99
$E_{4:5}$	2908,43	2,07	21,99
Q_U	2233,59	2,70	34,78
P_L	1612,50	2,31	29,15
P_C	3078,00	2,31	29,15

A Tab. 3.3 apresenta resultados coerentes, pois todos os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os do combustível, respectivamente. Além disso, nota-se que ao total são apenas sete fluxos (quatro fluxos internos e três de produtos finais) utilizados na modelagem termoeconômica.

3.1.2.2 Nível de desagregação IIa

A Fig. 3.3 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIa. Neste modelo, a estrutura produtiva é formada pelos fluxos produtivos que representam as parcelas térmica e mecânica da exergia física, conforme explicado na seção 2.2.2 do capítulo 2.

Neste nível, a estrutura produtiva é formada pelos quatro equipamentos, por uma junção-bifurcação de exergia térmica ($J_E^T - B_E^T$), uma bifurcação de potência (B_P), uma pequena bifurcação na saída compressor a ar além de três pequenas junções nas entradas da câmara de combustão, da turbina a gás e da caldeira de recuperação.

O compressor é o único equipamento que produz exergia mecânica que então é distribuída aos demais equipamentos do sistema através de uma pequena bifurcação posicionada na saída do compressor.

A parcela térmica da exergia é produzida tanto no compressor quanto na câmara de combustão. Uma junção-bifurcação de exergia térmica ($J_E^T - B_E^T$) é necessária para distribuir essa parcela aos equipamentos que irão consumi-la (turbina a gás e caldeira de recuperação).

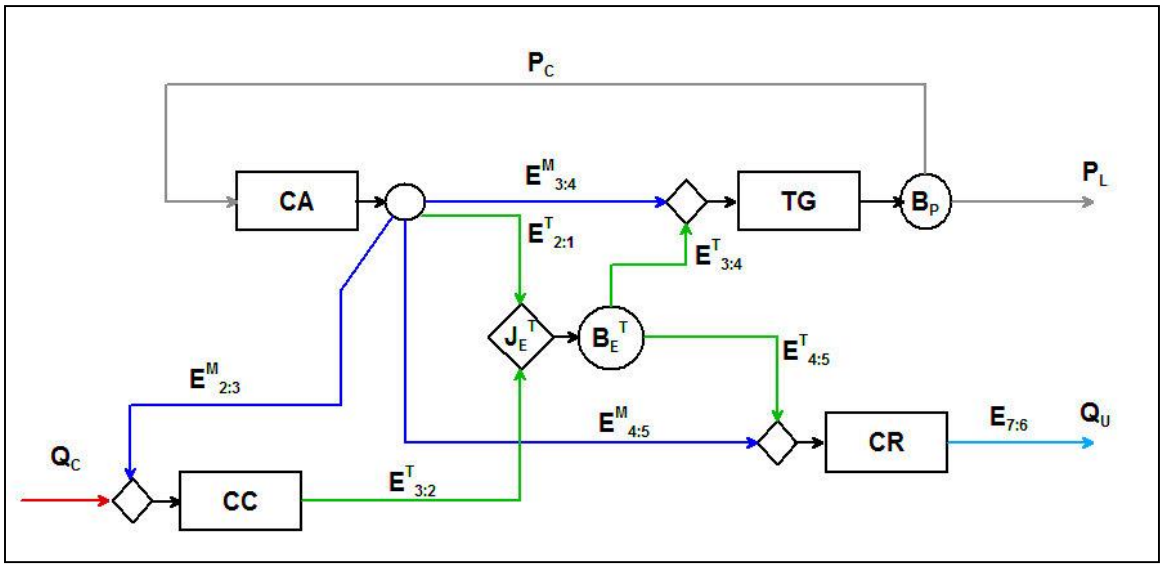

Figura 3.3: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIa de desagregação*

A alocação de custo dos resíduos é feita de forma semelhante ao Nível I, ou seja, proporcionalmente aos respectivos insumos da turbina a gás e da caldeira de recuperação. Porém, neste caso, esses insumos são definidos em termos somente de exergia térmica, pois os gases de exaustão saem à pressão ambiente (atmosférica).

Após a definição da estrutura produtiva, o balanço de custo monetário nos equipamentos, compressor, câmara de combustão, turbina a gás e caldeira de recuperação, respectivamente, é mostrado nas Eq. (3.6 – 3.9).

$$c_{CA}.(E^M_{2:3} + E^M_{3:4} + E^M_{4:5} + E^T_{2:1}) - c_{TG}.P_C = Z_{CA} \quad (3.6)$$

$$c_{CC}.E^T_{3:2} - c_{CA}.E^M_{2:3} = Z_{CC} + c_C Q_C \quad (3.7)$$

$$c_{TG}.(P_C + P_L) - c_{CA}.E^M_{3:4} - c_{E^T}.E^T_{3:4} = Z_{TG} \quad (3.8)$$

$$c_{CR}.Q_U - c_{E^T}.E^T_{4:5} - c_{CA}.E^M_{4:5} = Z_{CR} \quad (3.9)$$

O balanço de custo aplicado à junção-bifurcação da parcela térmica da exergia física ($J^T_E - B^T_E$) é mostrado pela Eq. (3.10).

$$c_{E^T}.(E^T_{3:4} + E^T_{4:5}) - c_{CC}.E^T_{3:2} - c_{CA}.E^T_{2:1} = 0 \quad (3.10)$$

O custo unitário exergético é obtido da mesma forma como explicado no nível anterior.

A Tab. 3.4 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.3, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 3.4: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^{M}_{2:3}$	66,01	2,76	45,54
$E^{M}_{3:4}$	1998,75	2,76	45,54
$E^{M}_{4:5}$	9,46	2,76	45,54
$E^{T}_{2:1}$	736,19	2,76	45,54
$E^{T}_{3:2}$	5708,61	1,74	13,34
$E^{T}_{3:4}$	3231,70	1,95	17,89
$E^{T}_{4:5}$	2898,96	1,95	17,89
Q_U	2233,59	2,55	29,57
P_L	1612,50	2,52	36,37
P_C	3078,00	2,52	36,37

Os valores de custos unitários de todos os fluxos são coerentes pois os exergéticos são maiores que a unidade e os monetários maiores que o do combustível. Para este nível, é preciso determinar dez fluxos para a modelagem termoeconômica.

3.1.2.3 Nível de desagregação IIb

A Fig. 3.4 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIb. Neste modelo, a estrutura produtiva é formada pelos fluxos produtivos das parcelas entálpicas e entrópicas da exergia física, conforme explicado na seção 2.2.3 do capítulo 2.

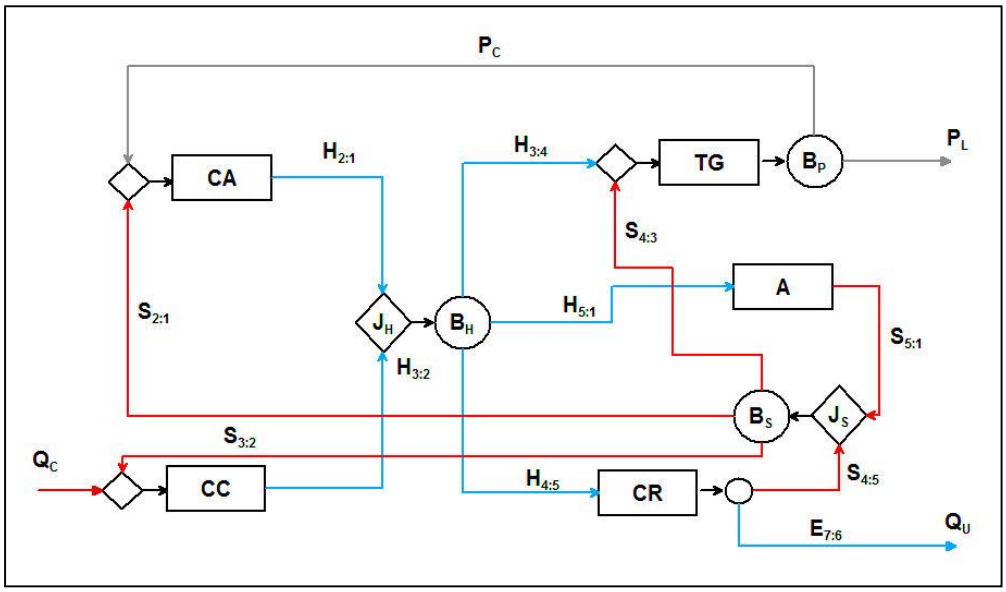

Figura 3.4: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIb de desagregação*

Neste nível de desagregação aparece uma unidade fictícia que representa o ambiente (A). Esta unidade tem a função de resfriar os 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 a parcela entrópica da exergia.

Para a definição da estrutura produtiva deste nível, além dos quatro equipamentos, são necessários uma unidade fictícia (A), uma junção-bifurcação entálpica ($J_H - B_H$), e outra entrópica ($J_S - B_S$), uma bifurcação de potência (B_P), mais uma pequena bifurcação na saída da caldeira de recuperação e três pequenas junções nas entradas da câmara de combustão, do compressor e da turbina a gás.

Neste nível, o custo dos resíduos é alocado para os equipamentos em que há aumento da entropia do fluido de trabalho proporcionalmente a esse aumento em cada equipamento.

A parcela entálpica é produzida no compressor e na câmara de combustão e é distribuída para os demais componentes através da junção-bifurcação entálpica.

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.

Além do ambiente, a caldeira de recuperação também produz parcela entrópica da exergia que é distribuída para os demais componentes através da junção-bifurcação entrópica.

O balanço de custo unitário monetário aplicado a estrutura produtiva da Fig. 3.4 está representado nas equações a seguir da seguinte forma: Eq. (3.11 – 3.14) referente ao compressor, a câmara de combustão, a turbina a gás e a caldeira de recuperação, respectivamente.

$$c_{CA}.H_{2:1} - c_S.S_{2:1} - c_{TG}.P_C = Z_{CA} \tag{3.11}$$

$$c_{CC}.H_{3:2} - c_S.S_{3:2} = Z_{CC} + c_C Q_C \tag{3.12}$$

$$c_{TG}.(P_C + P_L) - c_S.S_{4:3} - c_H.H_{3:4} = Z_{TG} \tag{3.13}$$

$$c_{CR}.(Q_U + S_{4:5}) - c_H.H_{4:5} = Z_{CR} \tag{3.14}$$

O balanço do custo monetário é complementado pelo balanço nos equipamentos fictícios, junção-bifurcação entálpica, junção-bifurcação entrópica e ambiente, e está representado nas Eq. (3.15 – 3.17), respectivamente. Lembrando que como são unidades fictícias, não possuem custo externo.

$$c_H.(H_{3:4} + H_{4:5} + H_{5:1}) - c_{CA}.H_{2:1} - c_{CC}.H_{3:2} = 0 \quad (3.15)$$

$$c_S.(S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - c_{CR}.S_{4:5} - c_A.S_{5:1} = 0 \quad (3.16)$$

$$c_A.S_{5:1} - c_H.H_{5:1} = 0 \quad (3.17)$$

O custo unitário exergético é obtido da mesma forma que nos níveis anteriores.

A Tab. 3.5 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.4, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 3.5: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	3078,00	2,76	41,61
$H_{3:2}$	9297,00	2,07	20,12
$H_{3:4}$	4690,50	2,24	25,46
$H_{4:5}$	5793,00	2,24	25,46
$H_{5:1}$	1891,50	2,24	25,46
$S_{2:1}$	267,59	2,59	31,16
$S_{3:2}$	3654,40	2,59	31,16
$S_{4:3}$	539,94	2,59	31,16
$S_{4:5}$	2884,57	2,54	31,51
$S_{5:1}$	1577,35	2,69	30,54
Q_U	2233,59	2,54	31,51
P_L	1612,50	2,54	33,69
P_C	3078,00	2,54	33,69

Os valores obtidos são coerentes da mesma forma que os anteriores. Apesar da Tab. 3.5 mostrar que os custos unitários exergéticos do calor útil e das potências são os mesmos, eles se diferem após a terceira casa decimal. Porém, este trabalho foi padronizado utilizando duas casas decimais. Entretanto, não há uma imposição para que estes custos não se igualem. Por coincidência eles poderiam ser iguais. Além disso, nota-se que os custos unitários monetários do calor útil se diferem daquele das potências.

Para este nível são utilizados 13 fluxos na modelagem termoeconômica.

3.1.2.4 Nível de desagregação IIIa

A definição da estrutura produtiva deste nível foi definida na seção 2.2.4 do capítulo 2. A Fig. 3.5 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIIa que é definida pelos fluxos produtivos das parcelas entálpicas e entrópicas (térmica e mecânica) da exergia física.

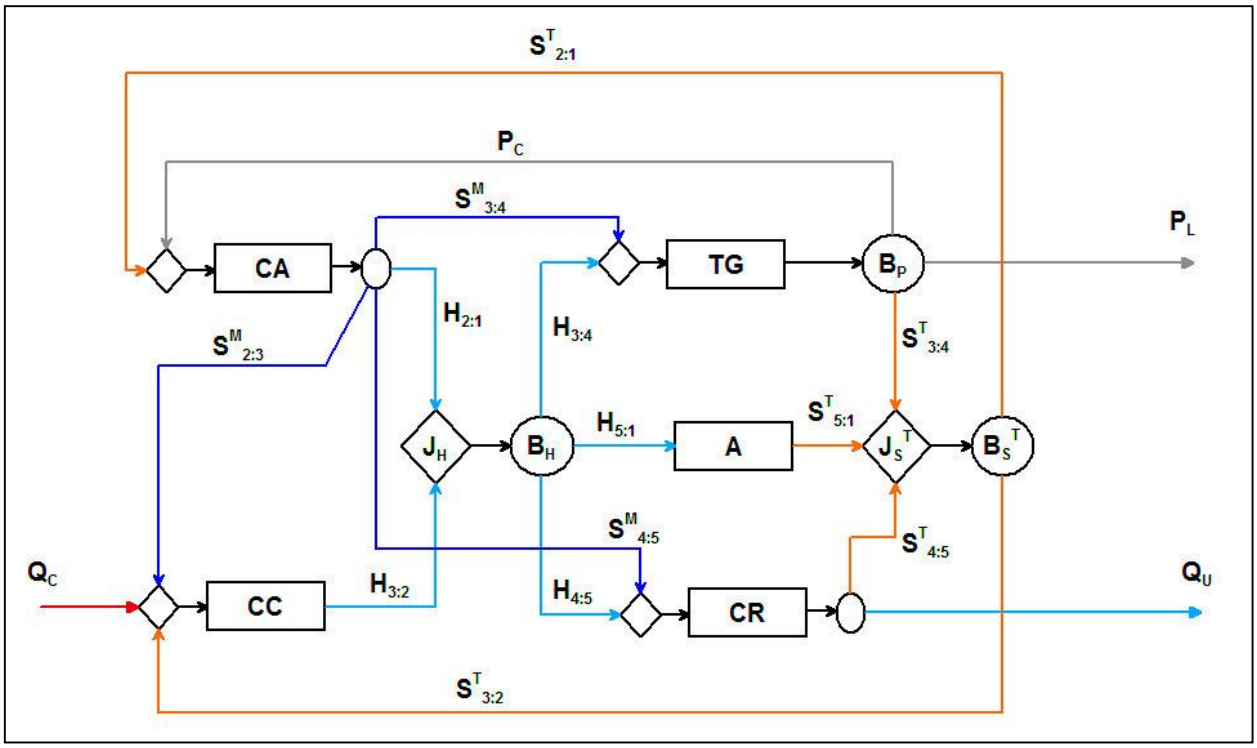

Figura 3.5: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIIa de desagregação*

A estrutura produtiva aqui é definida pelos quatro equipamentos, pelo ambiente, por duas junções-bifurcações (entálpica e entrópica térmica), uma bifurcação de potência, além de mais duas pequenas bifurcações e quatro pequenas junções.

A alocação de custo dos resíduos é feita de forma semelhante ao Nível anterior (IIb), porém somente em função dos fluxos térmicos da entropia.

Por se tratar de uma extensão do nível anterior, este apresenta algumas semelhanças. A parcela entálpica tem o mesmo comportamento: é produzida no compressor e na câmara de combustão e é distribuída aos demais equipamentos através de uma junção-bifurcação entálpica.

A parcela entrópica é desagregada em suas componentes térmica e mecânica. A mecânica é toda produzida no compressor e distribuída para a turbina, câmara de combustão e caldeira de recuperação através de uma pequena bifurcação.

A componente térmica da entropia é produzida na caldeira de recuperação, no ambiente e na turbina a gás e é distribuída aos componentes que irão consumi-la através da junção-bifurcação $(\mathrm{J}_{\mathrm{S}}^{\mathrm{T}} - \mathrm{B}_{\mathrm{S}}^{\mathrm{T}})$.

Os custos unitários monetários são obtidos de forma semelhante aos níveis anteriores: as Eq. (3.18 - 3.21) representam o balanço nos equipamentos reais, compressor, câmara de combustão, turbina a gás e caldeira de recuperação, respectivamente.

$$c_{CA}.(S_{2:3}^{M} + S_{3:4}^{M} + S_{4:5}^{M} + H_{2:1}) - c_{TG}.P_C - c_{S^T}.S_{2:1}^{T} = Z_{CA} \tag{3.18}$$

$$c_{CC}.H_{3:2} - c_{CA}.S_{2:3}^{M} - c_{S^T}.S_{3:2}^{T} = Z_{CC} + c_C Q_C \tag{3.19}$$

$$c_{TG}.(S_{3:4}^{T} + P_C + P_L) - c_{CA}.S_{3:4}^{M} - c_H.H_{3:4} = Z_{TG} \tag{3.20}$$

$$c_{CR}.(S_{4:5}^{T} + Q_U) - c_{CA}.S_{4:5}^{M} - c_H.H_{4:5} = Z_{CR} \tag{3.21}$$

O balanço nos equipamentos fictícios, junção-bifurcação entálpica e entrópica térmica e ambiente, está representado conforme as Eq. (3.22 - 3.24), respectivamente.

$$c_H.(H_{3:4} + H_{4:5} + H_{5:1}) - c_{CA}.H_{2:1} - c_{CC}.H_{3:2} = 0 \tag{3.22}$$

$$c_{S^T}.(S_{2:1}^{T} + S_{3:2}^{T}) - c_{CR}.S_{4:5}^{T} - c_A.S_{5:1}^{T} - c_{TG}.S_{3:4}^{T} = 0 \tag{3.23}$$

$$c_A.S_{5:1}^{T} - c_H.H_{5:1} = 0 \tag{3.24}$$

O custo unitário exergético é obtido de forma semelhante aos níveis anteriores.

A Tab. 3.6 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.5, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Observa-se a coerência nos resultados já que os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os seus respectivos custos unitários para o combustível.

Neste nível, para a modelagem termoeconômica são utilizados 16 fluxos.

Tabela 3.6: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	3078,00	2,70	38,20
$H_{3:2}$	9297,00	2,06	20,27
$H_{3:4}$	4690,50	2,22	24,73
$H_{4:5}$	5793,00	2,22	24,73
$H_{5:1}$	1891,50	2,22	24,73
$S^{M}_{2:3}$	66,01	2,70	38,20
$S^{M}_{3:4}$	1998,75	2,70	38,20
$S^{M}_{4:5}$	9,46	2,70	38,20
$S^{T}_{2:1}$	2341,81	2,57	31,43
$S^{T}_{3:2}$	3588,39	2,57	31,43
$S^{T}_{3:4}$	1458,80	2,57	34,82
$S^{T}_{4:5}$	2894,04	2,51	30,69
$S^{T}_{5:1}$	1577,35	2,66	29,66
Q_U	2233,59	2,51	30,69
P_L	1612,50	2,57	34,82
P_C	3078,00	2,57	34,82

3.1.2.5 Nível de desagregação IIIb

A definição da estrutura produtiva deste nível foi definida na seção 2.2.5 do capítulo 2. A Fig. 3.6 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIIb que é definida pelos fluxos produtivos das parcelas de energia interna, trabalho de fluxo e entrópica.

A estrutura produtiva aqui é definida pelos quatro equipamentos, pelo ambiente, por três junções-bifurcações (de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópica), uma bifurcação de potência, além de mais três pequenas bifurcações e cinco pequenas junções.

Como se trata de uma extensão do Nível IIb, a parcela entrópica é produzida e distribuída da mesma forma, ou seja, produzida pelo ambiente e pela caldeira de recuperação e distribuída através de uma junção-bifurcação aos demais equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho. Além disso, a alocação de custo dos resíduos para este nível é semelhante ao que ocorre no Nível IIb.

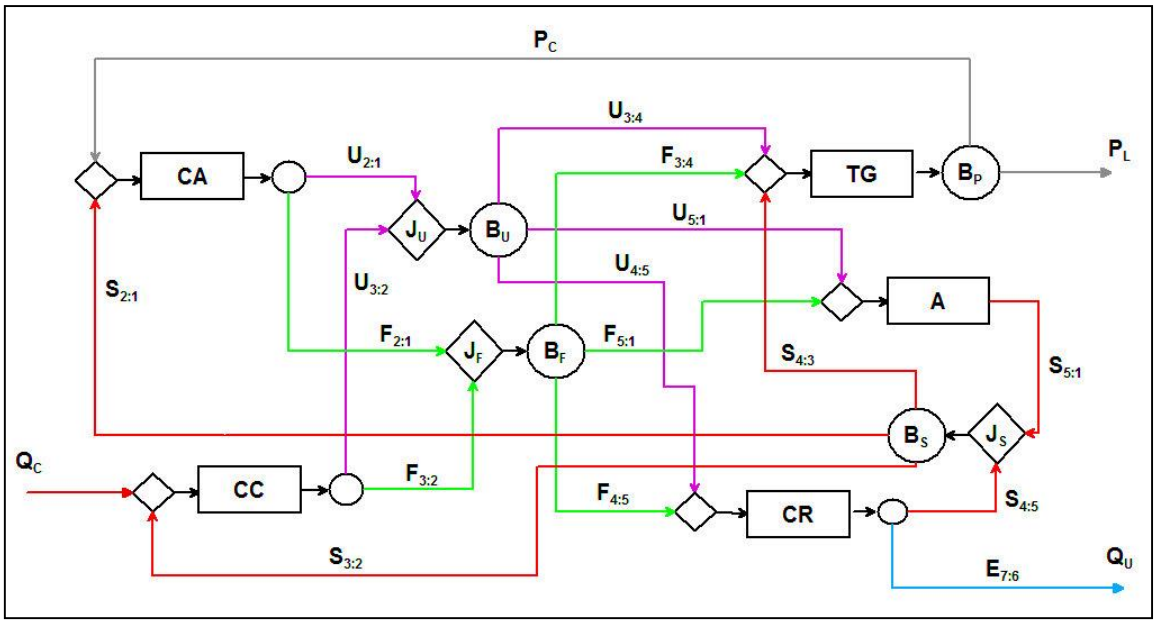

Figura 3.6: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IIIb de desagregação*

As parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo apresentam comportamentos semelhantes: são produzidas pelo compressor e pela câmara de combustão e distribuídas aos demais equipamentos por suas respectivas junção-bifurcação, $(\mathrm{J_U} - \mathrm{B_U})$ e $(\mathrm{J_F} - \mathrm{B_F})$.

Os custos unitários monetários são obtidos de forma semelhante aos níveis anteriores: as Eq. (3.25 - 3.28) representam o balanço nos equipamentos reais, compressor, câmara de combustão, turbina a gás e caldeira de recuperação, respectivamente.

$$c_{CA}.(U_{2:1} + F_{2:1}) - c_{TG}.P_C - c_S.S_{2:1} = Z_{CA} \tag{3.25}$$

$$c_{CC}.(U_{3:2} + F_{3:2}) - c_S.S_{3:2} = Z_{CC} + c_C Q_C \tag{3.26}$$

$$c_{TG}.(P_C + P_L) - c_S.S_{4:3} - c_U.U_{3:4} - c_F.F_{3:4} = Z_{TG} \tag{3.27}$$

$$c_{CR}.(Q_U + S_{4:5}) - c_U.U_{4:5} - c_F.F_{4:5} = Z_{CR} \tag{3.28}$$

O balanço nos equipamentos fictícios, junção-bifurcação de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópica e do ambiente, está representado conforme as Eq. (3.29 - 3.32), respectivamente.

$$c_U.(U_{3:4} + U_{4:5} + U_{5:1}) - c_{CA}.U_{2:1} - c_{CC}.U_{3:2} = 0 \tag{3.29}$$

$$c_F.(F_{3:4} + F_{4:5} + F_{5:1}) - c_{CA}.F_{2:1} - c_{CC}.F_{3:2} = 0 \tag{3.30}$$

$$c_S.(S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - c_{CR}.S_{4:5} - c_A.S_{5:1} = 0 \tag{3.31}$$

$$c_A.S_{5:1} - c_U.U_{5:1} - c_F.F_{5:1} = 0 \quad (3.32)$$

A Tab. 3.7 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.6, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Observa-se a coerência nos resultados já que os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os seus respectivos custos unitários para o combustível.

Nota-se que este nível utiliza 18 fluxos na modelagem termoeconômica.

Tabela 3.7: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$U_{2:1}$	2198,57	2,76	41,55
$U_{3:2}$	6640,71	2,07	20,09
$U_{3:4}$	3350,36	2,24	25,43
$U_{4:5}$	4137,86	2,24	25,43
$U_{5:1}$	1351,07	2,24	25,43
$F_{2:1}$	883,34	2,76	41,55
$F_{3:2}$	2668,11	2,07	20,09
$F_{3:4}$	1346,11	2,24	25,43
$F_{4:5}$	1662,51	2,24	25,43
$F_{5:1}$	542,84	2,24	25,43
$S_{2:1}$	267,59	2,59	31,16
$S_{3:2}$	3654,40	2,59	31,16
$S_{4:3}$	539,94	2,59	31,16
$S_{4:5}$	2884,57	2,54	31,51
$S_{5:1}$	1577,35	2,69	30,54
Q_U	2233,59	2,54	31,51
P_L	1612,50	2,54	33,69
P_C	3078,00	2,54	33,69

3.1.2.6 Nível de desagregação IV

A definição da estrutura produtiva deste nível foi definida na seção 2.2.6 do capítulo 2. A Fig. 3.7 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IV que é definida pelos fluxos produtivos das parcelas de energia interna, trabalho de fluxo e entrópicas (térmica e mecânica).

Este nível apresenta a estrutura produtiva com o com os seguintes subsistemas: são quatro equipamentos reais, o ambiente, três junções-bifurcações (de energia interna, de trabalho de fluxo

e entrópica térmica), uma bifurcação de potência, além de mais três pequenas bifurcações e cinco pequenas junções.

Este nível de desagregação combina os conceitos dos dois últimos níveis, IIIa e IIIb. Portanto sua estrutura produtiva possui semelhanças com as anteriores. Os fluxos de energia interna e de trabalho de fluxo possuem o mesmo comportamento apresentado na estrutura produtiva do Nível IIIb, ou seja, são produzidas pelo compressor e pela câmara de combustão e distribuídas aos demais equipamentos por suas respectivas junção-bifurcação.

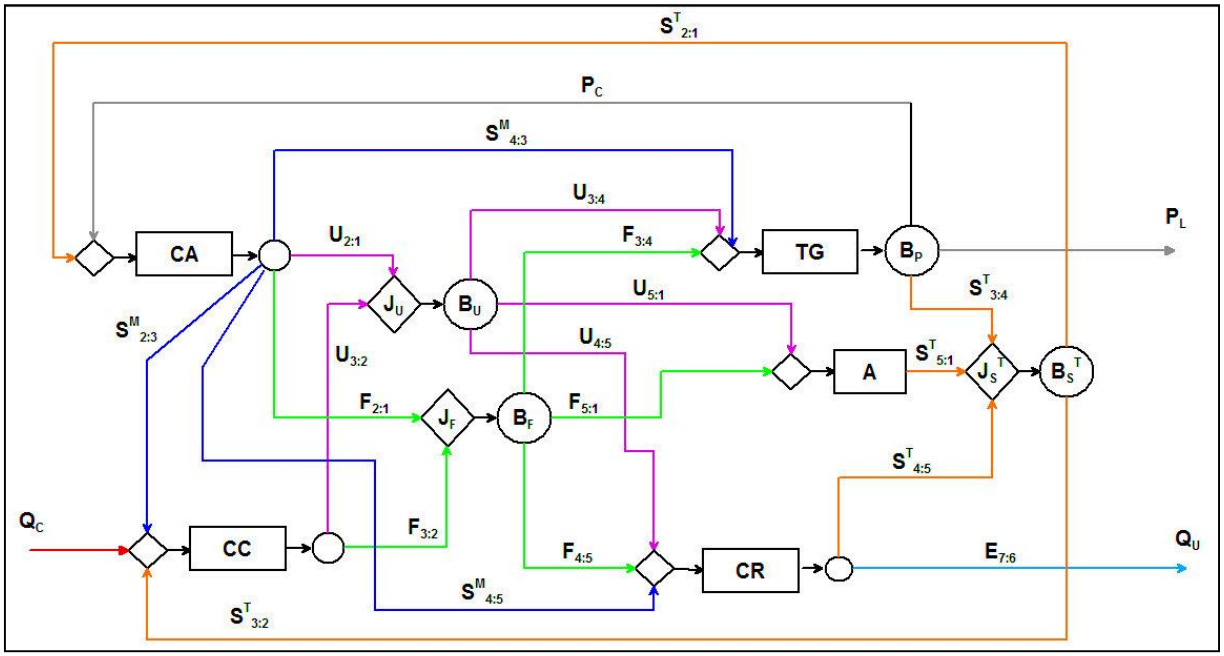

Figura 3.7: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples usando o Nível IV de desagregação*

As componentes térmica e mecânica da parcela entrópica apresentam o mesmo comportamento do Nível IIIa, ou seja, a mecânica é produzida somente no compressor e distribuídas aos demais equipamentos, e a térmica é produzida pelo ambiente, pela turbina e pela caldeira de recuperação e então distribuída aos demais equipamentos através de uma junção-bifurcação. A alocação de custo dos resíduos é similar ao que é feito no Nível IIIa.

Os custos unitários monetários são obtidos de forma semelhante aos níveis anteriores: as Eq. (3.33 - 3.36) representam o balanço nos equipamentos reais, compressor, câmara de combustão, turbina a gás e caldeira de recuperação, respectivamente.

$$c_{CA}.(U_{2:1} + F_{2:1} + S^M_{2:3} + S^M_{4:3} + S^M_{4:5}) - c_{TG}.P_C - c_{S^T}S^T_{2:1} = Z_{CA} \quad (3.33)$$

$$c_{CC}.(U_{3:2} + F_{3:2}) - c_{CA}.S^{M}_{2:3} - c_{S^T}S^{T}_{3:2} = Z_{CC} + c_C Q_C \quad (3.34)$$

$$c_{TG}.(S^{T}_{3:4} + P_C + P_L) - c_{CA}.S^{M}_{3:4} - c_U.U_{3:4} - c_F.F_{3:4} = Z_{TG} \quad (3.35)$$

$$c_{CR}.(S^{T}_{4:5} + Q_U) - c_{CA}.S^{M}_{4:5} - c_U.U_{4:5} - c_F.F_{4:5} = Z_{CR} \quad (3.36)$$

O balanço nos equipamentos fictícios, junção-bifurcação de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópica térmica e do ambiente, está representado conforme as Eq. (3.37 - 3.40), respectivamente.

$$c_U.(U_{3:4} + U_{4:5} + U_{5:1}) - c_{CA}.U_{2:1} - c_{CC}.U_{3:2} = 0 \quad (3.37)$$

$$c_F.(F_{3:4} + F_{4:5} + F_{5:1}) - c_{CA}.F_{2:1} - c_{CC}.F_{3:2} = 0 \quad (3.38)$$

$$c_{S^T}.(S^{T}_{2:1} + S^{T}_{3:2}) - c_{CR}.S^{T}_{4:5} - c_A.S^{T}_{5:1} - c_{TG}.S^{T}_{3:4} = 0 \quad (3.39)$$

$$c_A.S^{T}_{5:1} - c_U.U_{5:1} - c_F.F_{5:1} = 0 \quad (3.40)$$

A Tab. 3.8 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.7, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 3.8: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Simples segundo o Nível IV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$U_{2:1}$	2198,57	2,70	38,17
$U_{3:2}$	6640,71	2,06	20,25
$U_{3:4}$	3350,36	2,22	24,70
$U_{4:5}$	4137,86	2,22	24,70
$U_{5:1}$	1351,07	2,22	24,70
$F_{2:1}$	883,34	2,70	38,17
$F_{3:2}$	2668,11	2,06	20,25
$F_{3:4}$	1346,11	2,22	24,70
$F_{4:5}$	1662,51	2,22	24,70
$F_{5:1}$	542,84	2,22	24,70
$S^{M}_{2:3}$	66,01	2,70	38,17
$S^{M}_{3:4}$	1998,75	2,70	38,17
$S^{M}_{4:5}$	9,46	2,70	38,17
$S^{T}_{2:1}$	2341,81	2,57	31,43
$S^{T}_{3:2}$	3588,39	2,57	31,43
$S^{T}_{3:4}$	1458,80	2,57	34,81
$S^{T}_{4:5}$	2894,04	2,51	30,70
$S^{T}_{5:1}$	1577,35	2,66	29,66
Q_U	2233,59	2,51	30,70
P_L	1612,50	2,57	34,81
P_C	3078,00	2,57	34,81

Observa-se a coerência nos resultados já que os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os seus respectivos custos unitários para o combustível.

Neste nível é necessário o maior número de fluxos para a modelagem termoeconômica deste estudo de caso: 21.

3.2 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa

Os três últimos estudos de caso que utilizam ciclos a gás possuem a mesma estrutura física, que está representada na Fig. 3.8. Trata-se de um Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa. Este sistema é composto pelos seguintes equipamentos: compressor a ar (CA), regenerador (R), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG) e caldeira de recuperação (CR).

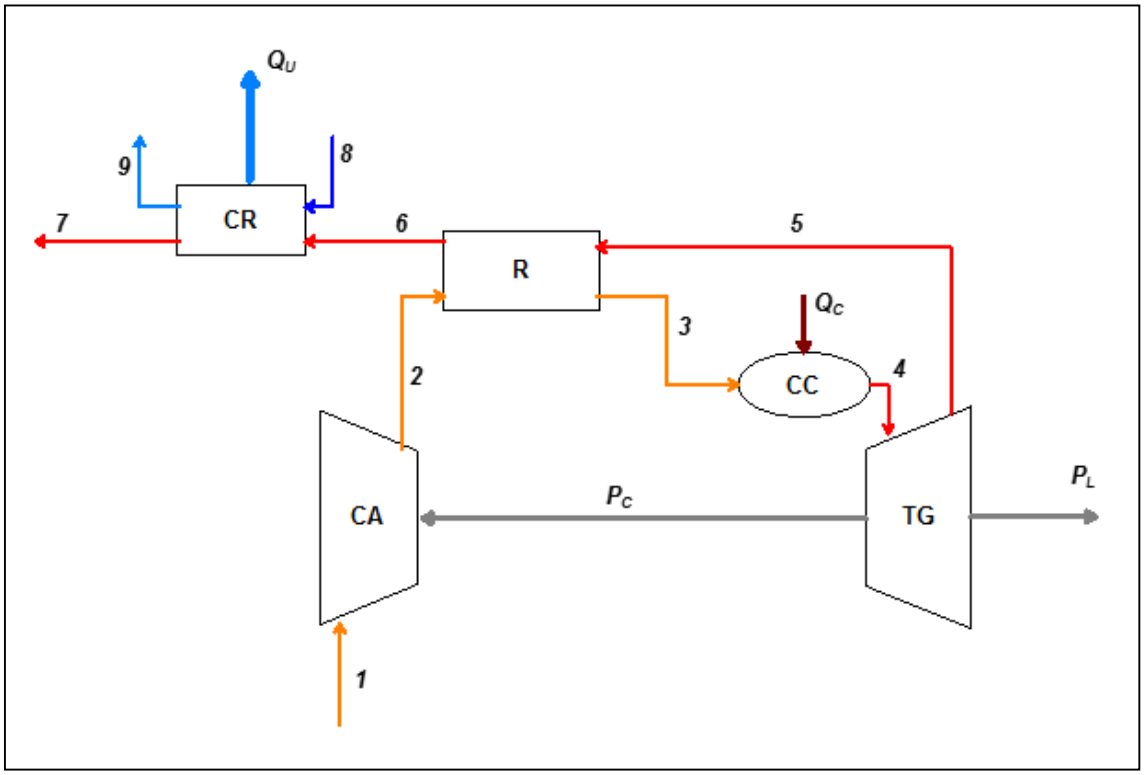

Figura 3.8: *Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa*

O ar que vem do ambiente passa pelo compressor e antes de ir para a câmara de combustão é pré-aquecido no regenerador, reduzindo assim a quantidade de combustível (Q_C) que deve ser queimada da câmara de combustão. O regenerador aproveita os gases da saída da turbina para pré-aquecer o ar antes de entrar na câmara de combustão.

Os gases da combustão que se expandem na turbina a gás geram a potência mecânica que é utilizada para acionar o compressor (P_C) e o restante é a potência líquida (P_L) do sistema.

Após passar pelo regenerador, os gases vão trocar calor com a água na caldeira de recuperação para produzir o calor útil (Q_U).

3.2.1 Estruturas Produtivas do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa

Como possuem a mesma estrutura física, os três estudos de caso que são apresentados na sequência têm as mesmas estruturas produtivas. O que os diferenciam são os dados iniciais de temperatura, pressão e vazão e os modelos termodinâmicos utilizados que produzem diferentes valores paras os fluxos produtivos utilizados nas estruturas produtivas e consequentemente os custos unitários dos produtos finais.

Antes de apresentar os dados e as considerações utilizadas para cada um dos estudos de caso, as estruturas produtivas utilizadas em todos os casos são apresentadas.

3.2.1.1 Estrutura Produtiva do Nível I

A Fig. 3.9 representa a estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa definida utilizando somente fluxos de exergia total, ou seja, representa o Nível I.

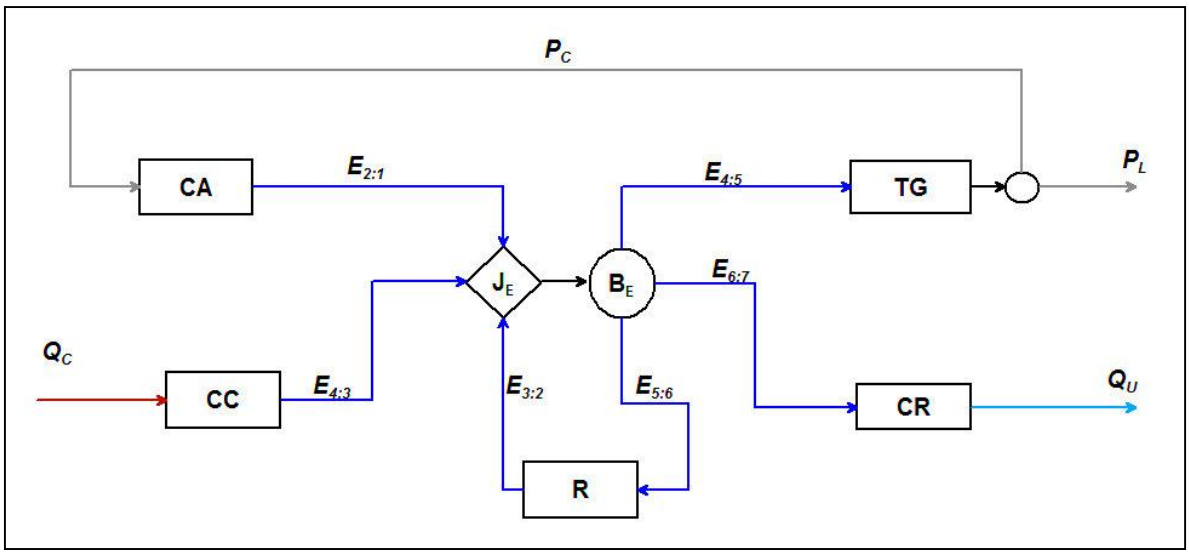

Figura 3.9: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível I de desagregação*

A estrutura produtiva deste nível é definida pelos cinco equipamentos, por uma junção-bifurcação de exergia e por uma pequena bifurcação de potência.

A exergia é produzida pelo compressor, pela câmara de combustão e pelo lado frio do regenerador (ar saindo do compressor). Esta exergia é então distribuída para a turbina a gás, para a caldeira de recuperação e para o lado quente do regenerador (gases saindo da turbina) através de um junção-bifurcação de exergia ($J_E - B_E$).

Os resíduos são alocados para os produtos finais (potência e calor útil) de forma semelhante ao estudo de caso anterior, ou seja, proporcionalmente aos insumos (exergia total) da turbina e da caldeira de recuperação, respectivamente.

3.2.1.2 Estrutura Produtiva do Nível IIa

A Fig. 3.10 representa a estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa definida utilizando fluxos das parcelas térmica e mecânica da exergia física. Esta metodologia representa o Nível IIa que também é conhecido como Modelo E^T&E^M.

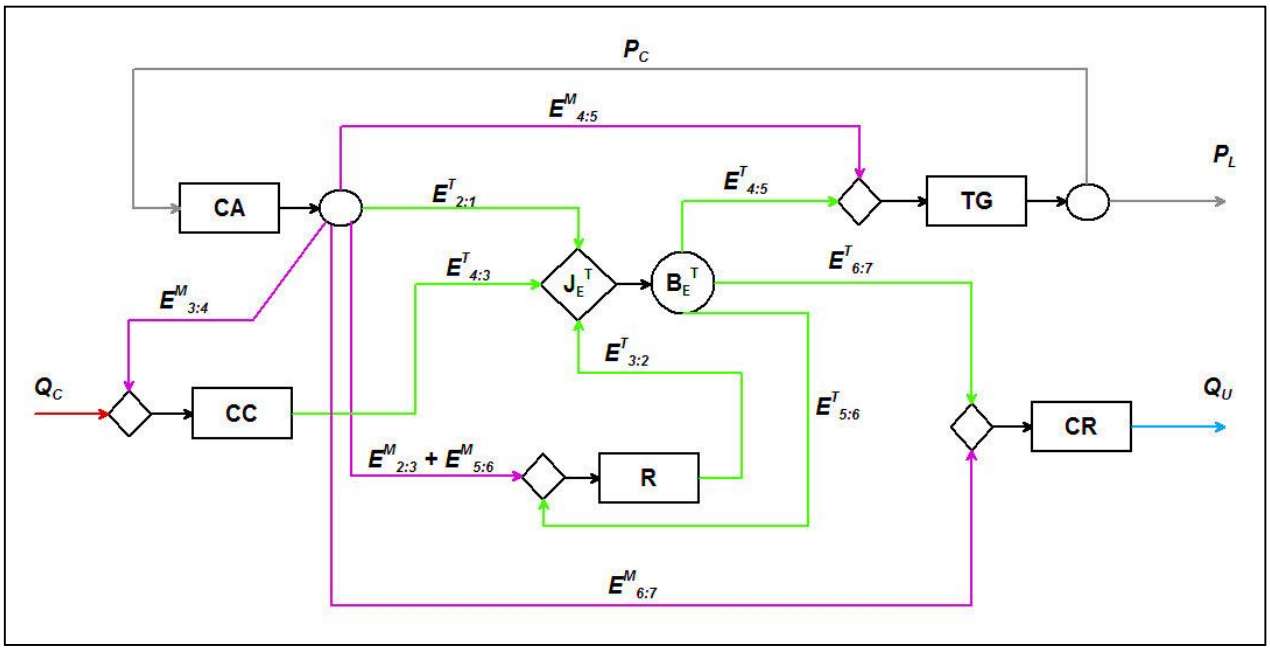

Figura 3.10: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIa de desagregação*

A estrutura produtiva deste nível é composta pelos cinco equipamentos, por uma junção-bifurcação de exergia térmica, além de duas pequenas junções e quatro pequenas bifurcações.

A alocação de custo dos resíduos é feita de forma semelhante ao Nível I, ou seja, proporcionalmente aos respectivos insumos da turbina a gás e da caldeira de recuperação. Porém, neste caso, esses insumos são definidos em termos somente de exergia térmica.

Neste nível, toda a exergia mecânica é produzida pelo compressor a ar e então é distribuída para os demais equipamentos através de uma pequena bifurcação na saída deste equipamento.

A exergia térmica é produzida tanto no compressor quanto na câmara de combustão e no lado frio do regenerador e é distribuída aos demais equipamentos através de uma junção-bifurcação $(\mathrm{J}_{\mathrm{E}}^{\mathrm{T}} - \mathrm{B}_{\mathrm{E}}^{\mathrm{T}})$.

3.2.1.3 Estrutura Produtiva do Nível IIb

A Fig. 3.11 representa a estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa definida utilizando fluxos entálpicos e entrópicos da exergia física. Esta metodologia representa o Nível IIb que também é conhecido como Modelo $H\&S$.

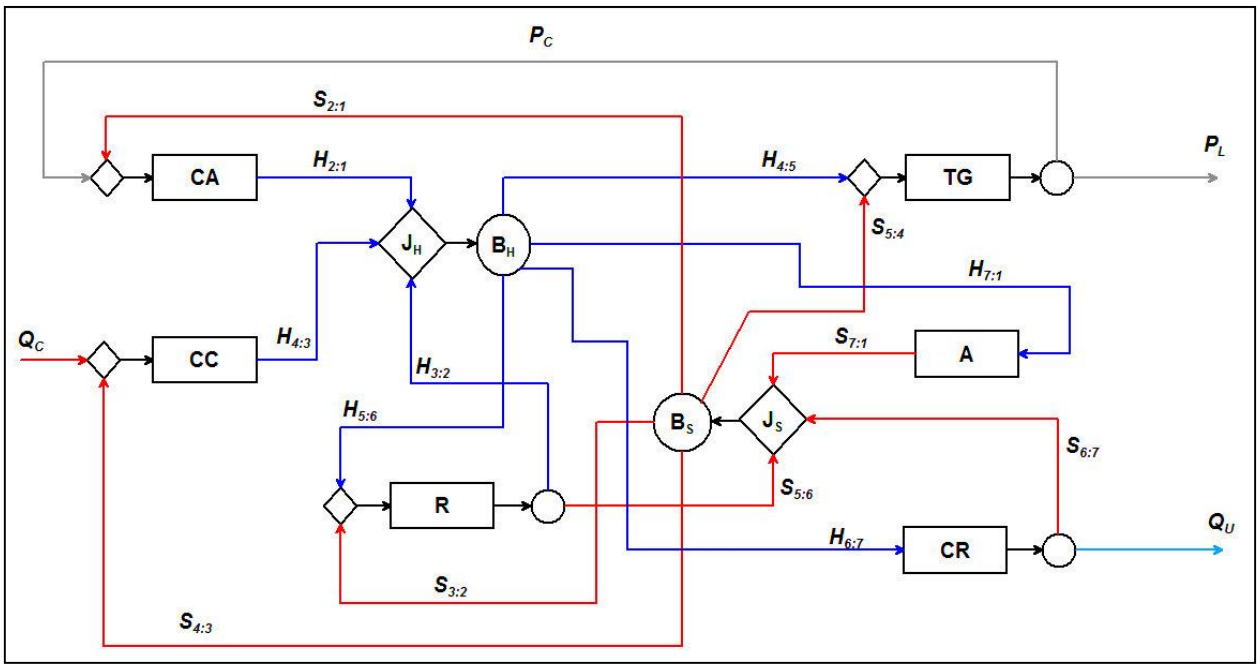

Figura 3.11: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIb de desagregação*

A estrutura produtiva da Fig. 3.11 é formada pelos cinco equipamentos do sistema, pelo ambiente, por duas junções-bifurcações (entálpica e entrópica), além de mais três pequenas bifurcações e quatro pequenas junções.

O custo dos resíduos é alocado para os equipamentos em que há aumento da entropia do fluido de trabalho proporcionalmente a esse aumento em cada equipamento.

O lado frio do regenerador eleva as parcelas entálpica e entrópica da exergia e por isso estas são definidas como produto e insumo, respectivamente. Já o lado quente do regenerador reduz essas duas parcelas e dessa forma define a parcela entálpica como insumo, e a entrópica como seu produto.

Neste caso, além do ambiente e da caldeira de recuperação, o lado quente do regenerador também reduz a entropia dos gases, ou seja, produzem a parcela entrópica da exergia. Uma junção-bifurcação ($J_S - B_S$) entrópica é utilizada para distribuir esta parcela para os demais equipamentos.

A parcela entálpica é produzida pelo compressor, pela câmara de combustão e pelo lado frio do regenerador e é distribuída aos demais equipamentos através de uma junção bifurcação ($J_H - B_H$).

3.2.1.4 Estrutura Produtiva do Nível IIIa

O Nível IIIa de desagregação da exergia física está representado na Fig. 3.12. Neste nível, a estrutura produtiva é definida utilizando fluxos entálpicos e entrópicos (térmico e mecânico) e também é conhecido como Modelo $H\&S^T\&S^M$.

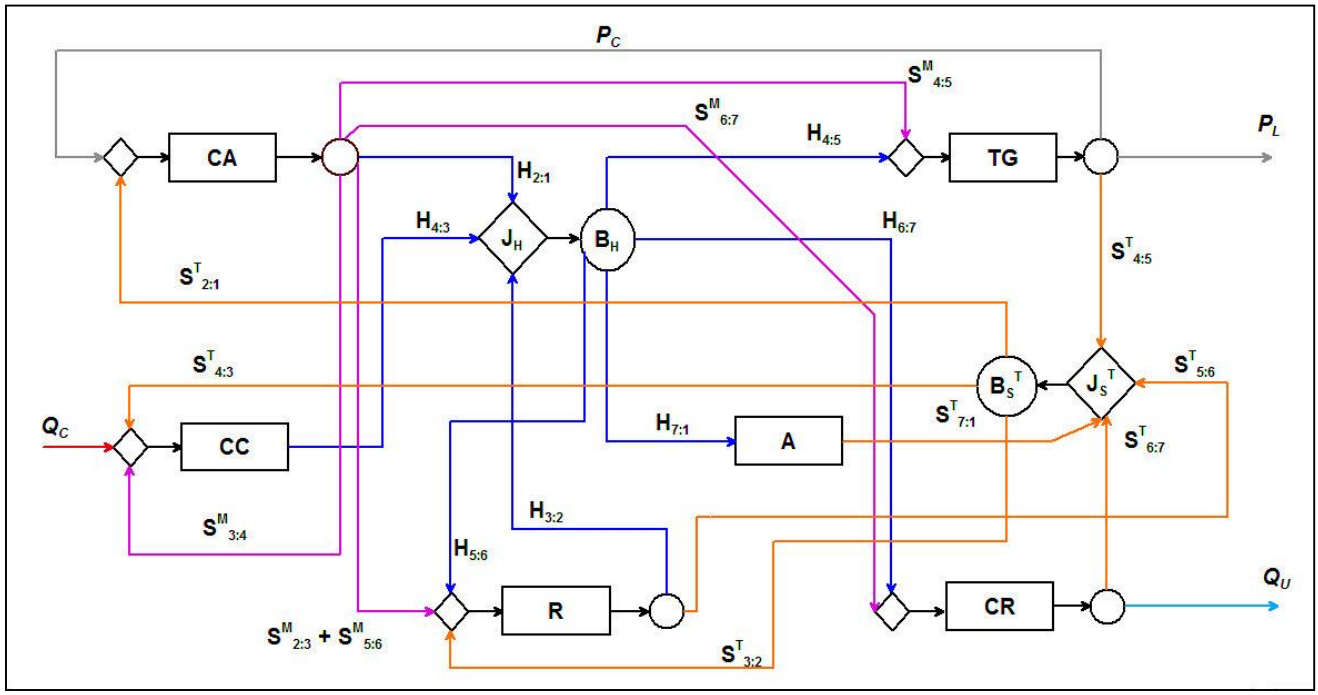

Figura 3.12: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIIa de desagregação*

Neste nível, a estrutura produtiva é definida pelos cinco equipamentos, pelo ambiente, por duas junções-bifurcações (entálpica e entrópica térmica), além de mais quatro pequenas bifurcações e cinco pequenas junções.

A alocação de custo dos resíduos é feita de forma semelhante ao Nível anterior (IIb), porém somente em função dos fluxos térmicos da entropia.

O regenerador apresenta dois produtos e quatro insumos. Os produtos são formados devido ao aumento da parcela entálpica através do lado frio e pela redução da parcela entrópica térmica no seu lado quente. Já os insumos são devidos a redução da parcela entálpica no lado quente, ao aumento da parcela entrópica térmica no lado frio e pela redução da parcela entrópica mecânica em ambos os lados do regenerador.

3.2.1.5 Estrutura Produtiva do Nível IIIb

A Fig. 3.13 representa a estrutura produtiva do Nível IIIb, Modelo UFS, do sistema em estudo. Os fluxos que definem esta estrutura são as parcelas de energia interna, trabalho de fluxo e entrópica da exergia física.

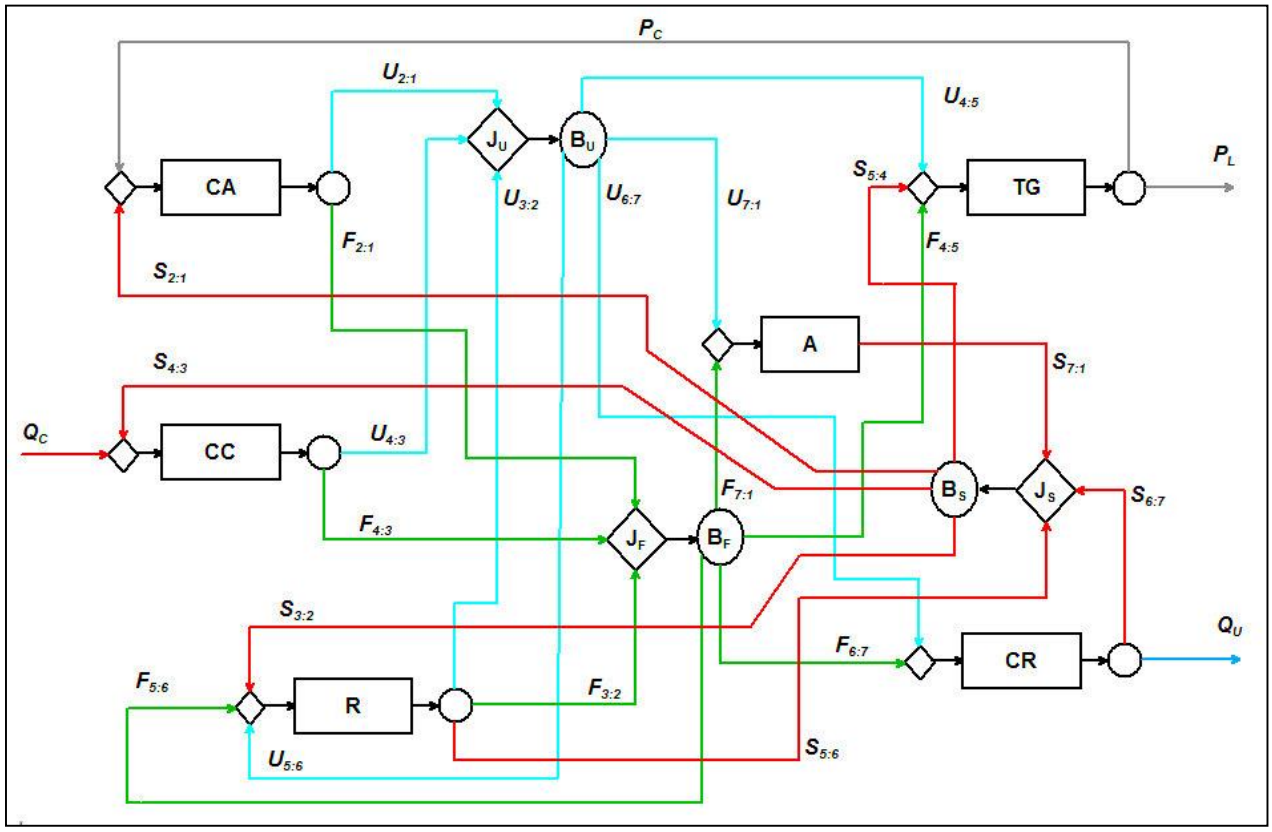

Figura 3.13: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IIIb de desagregação*

A estrutura produtiva da Fig. 3.13 é formada pelos cinco equipamentos, pelo ambiente, por três junções-bifurcações, além de mais cinco pequenas bifurcações e seis pequenas junções.

A alocação dos custos dos resíduos é feita de forma semelhante ao Nível IIb (Modelo *H&S*).

No regenerador há um aumento das parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo no lado frio e uma redução da parcela entrópica no lado quente, dessa forma, esses três fluxos são definidos como produto do regenerador. Além disso, há uma redução nas parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo no lado quente e um aumento da parcela entrópica no lado frio, definindo assim essas parcelas como insumo.

3.2.1.6 Estrutura Produtiva do Nível IV

A Fig. 3.14 representa o último nível de desagregação utilizado neste trabalho, Nível IV, que também é conhecido como Modelo $UFS^{T}S^{M}$. Os fluxos produtivos que definem a estrutura são as seguintes parcelas da exergia: energia interna, trabalho de fluxo e entrópicas (térmica e mecânica).

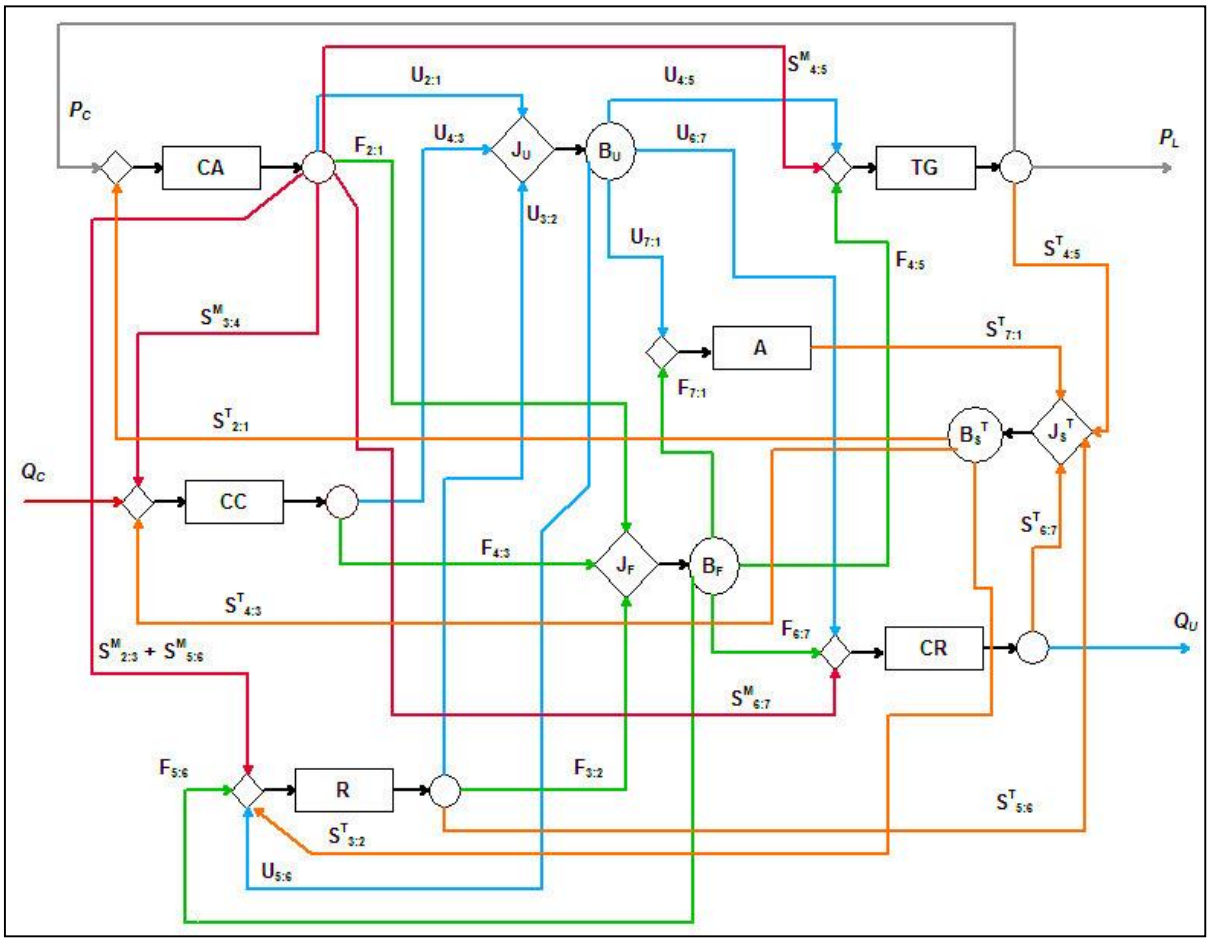

Figura 3.14: *Estrutura Produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa usando o Nível IV de desagregação*

A estrutura produtiva deste nível é a que conta com o maior número de subsistemas para essa planta de cogeração. Ela é formada pelos cinco equipamentos, pelo ambiente, por três junções-bifurcações, por cinco pequenas bifurcações e por seis pequenas junções.

A alocação de custos dos resíduos é feita de forma semelhante ao Nível IIIa.

No regenerador há aumento das parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo no lado frio e redução da parcela entrópica térmica no lado quente. Essas parcelas são seus produtos.

Ainda no regenerador há redução das parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo no lado quente, aumento da parcela entrópica térmica no lado frio e redução das parcelas mecânicas da entropia nos lados quente e frio, definindo assim os insumos do regenerador.

3.2.2 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa: *Caso A*

O primeiro estudo de caso do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa reproduz o Problema CGAM (Valero *et al*., 1994a)

O modelo termodinâmico utilizado considera o fluido de trabalho sendo ar até a entrada da câmara de combustão. Após ocorrer a combustão, o fluido de trabalho são os gases.

Tanto o ar como os gases têm calor específico constante e igual a 1,004 kJ/(kg.K) e 1,17 kJ/(kg.K), respectivamente. A constante (R) para o ar e para os gases da combustão valem 0,287 kJ/(kg.K) e 0,29 kJ/(kg.K), respectivamente.

Para o cálculo da exergia dos fluxos físicos, a temperatura e a pressão de referência são fixadas em 25 °C e 101,320 KPa, respectivamente.

A câmara de combustão é alimentada com gás natural, considera-se 100% de metano, a uma vazão de 1,63 kg/s e com poder calorífico inferior de 50000 kJ/kg. A Tab. 3.9 descreve os parâmetros dos fluxos físicos do *Caso A*.

O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 84380,69 kW. A caldeira de recuperação produz 12740,00 kW de calor útil (Q_U). A turbina a gás produz 59692,50 kW de Potência Mecânica (P_M), o compressor consome 29692,50 kW (P_C), restando assim 30000,00 kW de Potência Líquida (P_L).

O custo monetário unitário do combustível é de 0,0144 $/MWh.

Tabela 3.9: *Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso A*

Fluxo Físico (*i*)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [bar]	T [K]	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição				
1	Ar	99,46	1,01	298,15	0
2	Ar	99,46	8,63	595,51	274,81
3	Ar	99,46	8,20	914,28	462,13
4	Gases	101,08	7,79	1492,63	1012,07
5	Gases	101,08	1,10	987,90	396,15
6	Gases	101,08	1,07	718,76	189,57
7	Gases	101,08	1,01	400,26	16,73
8	Água	14,00	20,00	298,15	0,77
9	Vapor	14,00	20,00	485,52	911,93

Os fluxos monetários externos dos equipamentos do ciclo estão na Tab. 3.10.

Tabela 3.10: *Custo monetário externo dos equipamentos do Caso A (Valero et al., 1994a)*

Equipamento		Z [$/h]
Descrição	Abreviação	
Compressor a ar	CA	32,51
Regenerador	R	19,96
Câmara de combustão	CC	3,54
Turbina a gás	TG	46,47
Caldeira de recuperação	CR	28,99

3.2.2.1 Custos Unitários Exergético e Monetário – *Caso A*

A partir dos dados fornecidos na seção anterior é possível realizar a modelagem termoeconômica do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – *Caso A*.

Balanços de custo são aplicados as estruturas produtivas apresentadas na seção 3.2.1 deste capítulo e os resultados são apresentados a seguir.

A Tab. 3.11 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.9 utilizando os dados do *Caso A*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível I.

Os custos unitários exergéticos e monetários apresentados na Tab. 3.11 são coerentes pois são maiores que os seus respectivos custos do combustível.

Nota-se que neste nível são utilizados nove fluxos (entre fluxos internos e de produtos finais) para a modelagem termoeconômica do sistema. Como a estrutura produtiva é a mesma para os três últimos estudos de caso deste capitulo, o número de fluxos produtivos seria o mesmo para cada

nível de desagregação independente do *Caso* (*A*, *B* ou *C*) se os parâmetros dos fluxos físicos tivessem o mesmo comportamento. Porém, nos *Caso B* e *C* não há variação de pressão no lado quente do regenerador. Por isso, as parcelas $E^{M}_{5:6}$ e $S^{M}_{5:6}$ são nulas e assim para os níveis que utilizam essas parcelas no *Casos B* e *C*, o número de fluxos é um a menos que o *Caso A.*

Tabela 3.11*: Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível I*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/MWh]
$E_{2:1}$	27331,92	1,96	32,11
$E_{3:2}$	18629,99	1,94	30,82
$E_{4:3}$	56341,88	1,50	21,63
$E_{4:5}$	62259,31	1,73	26,54
$E_{5:6}$	20881,92	1,73	26,54
$E_{6:7}$	17471,39	1,73	26,54
Q_U	12740,00	2,37	38,67
P_C	29692,50	1,80	28,46
P_L	30000,00	1,80	28,46

A Tab. 3.12 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.10 utilizando os dados do *Caso A*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIa.

Tabela 3.12: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/MWh]
$E^{T}_{2:1}$	9096,02	1,99	32,78
$E^{T}_{3:2}$	19066,82	1,89	29,62
$E^{T}_{4:3}$	56309,73	1,51	21,90
$E^{T}_{4:5}$	45140,26	1,68	25,32
$E^{T}_{5:6}$	20615,46	1,68	25,32
$E^{T}_{6:7}$	17025,67	1,68	25,32
$E^{M}_{2:3}$	436,84	1,99	32,78
$E^{M}_{3:4}$	436,41	1,99	32,78
$E^{M}_{4:5}$	16669,19	1,99	32,78
$E^{M}_{5:6}$	259,46	1,99	32,78
$E^{M}_{6:7}$	434,00	1,99	32,78
Q_U	12740,00	2,32	37,23
P_C	29692,50	1,83	29,08
P_L	30000,00	1,83	29,08

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente. São utilizados neste nível 14 fluxos na modelagem do sistema.

A Tab. 3.13 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.11 utilizando os dados do *Caso A*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIb.

Tabela 3.13: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	29692,50	2,09	34,39
$H_{3:2}$	31830,37	2,01	31,82
$H_{4:3}$	79745,24	1,67	24,95
$H_{4:5}$	59693,14	1,83	28,48
$H_{5:6}$	31830,50	1,83	28,48
$H_{6:7}$	37668,19	1,83	28,48
$H_{7:1}$	12076,29	1,83	28,48
$S_{2:1}$	2360,58	2,08	32,94
$S_{3:2}$	13200,39	2,08	32,94
$S_{4:3}$	23403,36	2,08	32,94
$S_{5:4}$	2566,17	2,08	32,94
$S_{5:6}$	10948,58	2,01	31,82
$S_{6:7}$	20196,80	2,10	33,45
$S_{7:1}$	10385,12	2,13	33,12
Q_U	12740,00	2,10	33,45
P_C	29692,50	1,92	30,68
P_L	30000,00	1,92	30,68

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e são utilizados 17 fluxos na modelagem.

A Tab. 3.14 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.12 utilizando os dados do *Caso A*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIIa.

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e são utilizados 22 fluxos na modelagem.

Tabela 3.14: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	29692,50	2,07	33,50
$H_{3:2}$	31830,37	1,98	31,44
$H_{4:3}$	79745,24	1,67	24,95
$H_{4:5}$	59693,14	1,82	28,21
$H_{5:6}$	31830,50	1,82	28,21
$H_{6:7}$	37668,19	1,82	28,21
$H_{7:1}$	12076,29	1,82	28,21
$S^{T}_{2:1}$	20596,49	2,03	32,28
$S^{T}_{3:2}$	12763,55	2,03	32,28
$S^{T}_{4:3}$	23435,51	2,03	32,28
$S^{T}_{4:5}$	14552,87	1,93	30,59
$S^{T}_{5:6}$	11215,04	1,98	31,44
$S^{T}_{6:7}$	20642,51	2,08	33,66
$S^{T}_{7:1}$	10385,12	2,12	32,80
$S^{M}_{2:3}$	436,84	2,07	33,50
$S^{M}_{3:4}$	436,42	2,07	33,50
$S^{M}_{4:5}$	16669,19	2,07	33,50
$S^{M}_{5:6}$	259,46	2,07	33,50
$S^{M}_{6:7}$	434,00	2,07	33,50
Q_U	12740,00	2,08	33,66
P_C	29692,50	1,93	30,59
P_L	30000,00	1,93	30,59

A Tab. 3.15 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.13 utilizando os dados do *Caso A*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIIb.

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e ao todo são utilizados 24 fluxos para a modelagem do sistema.

Tabela 3.15: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/MWh]
$U_{2:1}$	21208,93	2,09	34,39
$U_{3:2}$	22735,98	2,01	31,82
$U_{4:3}$	62271,72	1,67	24,96
$U_{4:5}$	44882,06	1,83	28,31
$U_{5:6}$	23932,71	1,83	28,31
$U_{6:7}$	28321,94	1,83	28,31
$U_{7:1}$	9079,92	1,83	28,31
$F_{2:1}$	8487,80	2,09	34,39
$F_{3:2}$	9098,92	2,01	31,82
$F_{4:3}$	17428,46	1,67	24,96
$F_{4:5}$	14795,73	2,08	29,03
$F_{5:6}$	7889,61	2,08	29,03
$F_{6:7}$	9336,56	2,08	29,03
$F_{7:1}$	2993,27	2,08	29,03
$S_{2:1}$	2360,58	1,86	32,94
$S_{3:2}$	13200,39	1,86	32,94
$S_{4:3}$	23403,36	1,86	32,94
$S_{5:4}$	2566,17	1,86	32,94
$S_{5:6}$	10948,58	2,01	31,82
$S_{6:7}$	20196,80	2,10	33,45
$S_{7:1}$	10385,12	2,13	33,12
Q_U	12740,00	2,10	33,45
P_C	29692,50	1,92	30,68
P_L	30000,00	1,92	30,68

A Tab. 3.16 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.14 utilizando os dados do *Caso A*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IV.

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e são utilizados 29 fluxos na modelagem do sistema utilizando este nível.

Tabela 3.16: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso A segundo o Nível IV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/MWh]
$U_{2:1}$	21208,93	2,07	33,57
$U_{3:2}$	22735,98	1,98	31,37
$U_{4:3}$	62271,72	1,67	24,92
$U_{4:5}$	44882,06	1,81	28,03
$U_{5:6}$	23932,71	1,81	28,03
$U_{6:7}$	28321,94	1,81	28,03
$U_{7:1}$	9079,92	1,81	28,03
$F_{2:1}$	8487,80	2,07	33,57
$F_{3:2}$	9098,92	1,98	31,37
$F_{4:3}$	17428,46	1,67	24,92
$F_{4:5}$	14795,73	2,03	32,12
$F_{5:6}$	7889,61	2,03	32,12
$F_{6:7}$	9336,56	2,03	32,12
$F_{7:1}$	2993,27	2,03	32,12
$S^T_{2:1}$	20596,49	1,85	28,69
$S^T_{3:2}$	12763,55	1,85	28,69
$S^T_{4:3}$	23435,51	1,85	28,69
$S^T_{4:5}$	14552,87	1,93	30,82
$S^T_{5:6}$	11215,04	1,98	31,37
$S^T_{6:7}$	20642,51	2,08	33,11
$S^T_{7:1}$	10385,12	2,12	32,78
$S^M_{2:3}$	436,84	2,07	33,57
$S^M_{3:4}$	436,42	2,07	33,57
$S^M_{4:5}$	16669,19	2,07	33,57
$S^M_{5:6}$	259,46	2,07	33,57
$S^M_{6:7}$	434,00	2,07	33,57
Q_U	12740,00	2,08	33,11
P_C	29692,50	1,93	30,82
P_L	30000,00	1,93	30,82

3.2.3 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa: *Caso B*

Os dois estudos últimos estudos de caso são realizados com base nos dados da tese de doutorado de Cerqueira (1999), onde o autor utilizou algumas metodologias termoeconômicas para realizar a alocação de custos dos produtos finais. O que diferencia os *Casos B* e *C* são os modelos termodinâmicos utilizados.

A planta em análise é a mesma (Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa, Fig. 3.8). Neste caso, *Caso B*, o modelo termodinâmico utilizado considera que o ar que vem do

ambiente e passa pelo compressor é considerado um gás ideal e mesmo após passar pela câmara de combustão, continua sendo ar. Além disso, os parâmetros dos fluxos físicos diferem daqueles do *Caso A*.

O ar tem vazão constante e igual a 10,00 kg/s, com calor específico constante e igual a 1,00 kJ/(kg.K) e constante 0,29 kJ/(kg.K).

Para o cálculo da exergia dos fluxos físicos, a temperatura e a pressão de referência são fixadas em 25 °C e 101,320 KPa, respectivamente.

A Tab. 3.17 descreve os parâmetros dos fluxos físicos desse estudo de caso.

Tabela 3.17: *Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso B*

Fluxo Físico (i)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [bar]	T [°C]	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição				
1	Ar	10,00	1,00	288,15	0,00
2	Ar	10,00	5,89	512,00	204,95
3	Ar	10,00	5,74	928,00	447,35
4	Ar	10,00	5,60	1484,00	866,03
5	Ar	10,00	1,03	984,20	344,55
6	Ar	10,00	1,03	568,20	86,84
7	Ar	10,00	1,00	461,00	37,44

A Tab. 3.18 mostra os fluxos monetários externos dos equipamentos do ciclo em análise.

Tabela 3.18: *Custo monetário externo dos equipamentos (Cerqueira, 1999)*

Equipamento		Z [$/s]
Descrição	Abreviação	
Compressor a ar	CA	38,05
Regenerador	R	606,32
Câmara de combustão	CC	207,04
Turbina a gás	TG	1053,23
Caldeira de recuperação	CR	444,32

A turbina a gás produz 4998,00 kW de potência mecânica (P_M) e o compressor a ar consome 2238,50 kW (P_C), consequentemente a potência líquida (P_L) é de 2759,50 kW. O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 5560,00 kW. A caldeira de recuperação produz 390,33 kW de calor útil (Q_U) em base exergética. O custo monetário unitário do combustível é de 4 $/kW.

3.2.3.1 Custos Unitários Exergético e Monetário – *Caso B*

A Tab. 3.19 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.9 do *Caso B*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível I.

Visto que em sua tese Cerqueira utilizou o custo monetário externo dos equipamentos (Z) em unidades de dinheiro por segundo [$/s] e calculou os custos unitários monetários em [$/kJ], essas unidades serão mantidas a nível de comparação.

Tabela 3.19: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível I*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$E_{2:1}$	2048,49	1,88	8,21
$E_{3:2}$	2425,02	1,75	7,67
$E_{4:3}$	4186,82	1,33	5,36
$E_{4:5}$	5214,86	1,65	6,99
$E_{5:6}$	2577,03	1,65	6,99
$E_{6:7}$	493,99	1,65	6,99
Q_U	390,33	2,09	9,98
P_C	2238,50	1,72	7,50
P_L	2759,50	1,72	7,50

Como mostrado na tabela acima, os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os respectivos custos do combustível.

A Tab. 3.20 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.10 do *Caso B*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIa.

Para este nível, acontece o mesmo que no anterior: custos unitários maiores que os do combustível. Observa-se que neste estudo de caso o fluxo de exergia mecânica que atravessa o lado quente do regenerador ($E^M_{5:6}$) é nulo, pois a pressão não varia neste lado do regenerador. Logo, não a custo unitário associado a esse fluxo.

Tabela 3.20: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$E^{T}_{2:1}$	582,09	1,89	8,28
$E^{T}_{3:2}$	2446,35	1,67	7,26
$E^{T}_{4:3}$	4207,24	1,33	5,38
$E^{T}_{4:5}$	3814,66	1,57	6,59
$E^{T}_{5:6}$	2577,03	1,57	6,59
$E^{T}_{6:7}$	469,55	1,57	6,59
$E^{M}_{2:3}$	21,33	1,89	8,28
$E^{M}_{3:4}$	20,42	1,89	8,28
$E^{M}_{4:5}$	1400,20	1,89	8,28
$E^{M}_{5:6}$	0,00	-	-
$E^{M}_{6:7}$	24,44	1,89	8,28
Q_U	390,33	2,01	9,58
P_C	2238,50	1,73	7,56
P_L	2759,50	1,73	7,56

A Tab. 3.21 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.11 do *Caso B*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIb.

Tabela 3.21: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$H_{2:1}$	2238,50	1,92	8,46
$H_{3:2}$	4160,00	1,79	7,83
$H_{4:3}$	5560,00	1,48	6,12
$H_{4:5}$	4998,00	1,67	7,15
$H_{5:6}$	4160,00	1,67	7,15
$H_{6:7}$	1072,00	1,67	7,15
$H_{7:1}$	1728,50	1,67	7,15
$S_{2:1}$	190,01	1,93	8,42
$S_{3:2}$	1734,98	1,93	8,42
$S_{4:3}$	1373,18	1,93	8,42
$S_{5:4}$	216,86	1,93	8,42
$S_{5:6}$	1582,97	1,79	7,83
$S_{6:7}$	578,01	1,85	8,37
$S_{7:1}$	1354,07	2,13	9,13
Q_U	390,33	1,85	8,37
P_C	2238,50	1,75	7,73
P_L	2759,50	1,75	7,73

Novamente os custos unitários de todos os fluxos são maiores que o do combustível.

A Tab. 3.22 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.12 do *Caso B*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIIa.

Tabela 3.22: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$H_{2:1}$	2238,50	1,89	8,33
$H_{3:2}$	4160,00	1,75	7,66
$H_{4:3}$	5560,00	1,46	6,05
$H_{4:5}$	4998,00	1,86	8,13
$H_{5:6}$	4160,00	1,86	8,13
$H_{6:7}$	1072,00	1,86	8,13
$H_{7:1}$	1728,50	1,86	8,13
$S^T_{2:1}$	1656,41	1,64	7,03
$S^T_{3:2}$	1713,65	1,64	7,03
$S^T_{4:3}$	1352,76	1,64	7,03
$S^T_{4:5}$	1183,34	1,76	7,74
$S^T_{5:6}$	1582,97	1,75	7,66
$S^T_{6:7}$	602,45	1,82	8,25
$S^T_{7:1}$	1354,07	2,10	8,98
$S^M_{2:3}$	21,33	1,89	8,33
$S^M_{3:4}$	20,42	1,89	8,33
$S^M_{4:5}$	1400,20	1,89	8,33
$S^M_{5:6}$	0,00	-	-
$S^M_{6:7}$	24,44	1,89	8,33
Q_U	390,33	1,82	8,25
P_C	2238,50	1,76	7,74
P_L	2759,50	1,76	7,74

Os resultados da Tab. 3.22 são coerentes pelos mesmos motivos apresentados nos níveis anteriores e o fluxo $S^M_{5:6}$ é nulo pois não há variação de pressão no lado quente do regenerador.

A Tab. 3.23 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.13 do *Caso B*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIIb.

Os resultados da Tab. 3.23 são coerentes pelos mesmos motivos apresentados nos níveis anteriores.

Tabela 3.23: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$U_{2:1}$	1598,93	1,91	8,45
$U_{3:2}$	2971,43	1,79	7,82
$U_{4:3}$	3971,43	1,48	6,11
$U_{4:5}$	3570,00	1,67	7,14
$U_{5:6}$	2971,43	1,67	7,14
$U_{6:7}$	765,71	1,67	7,14
$U_{7:1}$	1234,64	1,67	7,14
$F_{2:1}$	642,42	1,91	8,45
$F_{3:2}$	1193,86	1,79	7,14
$F_{4:3}$	1595,65	1,48	6,11
$F_{4:5}$	1434,36	1,67	7,14
$F_{5:6}$	1193,86	1,67	7,14
$F_{6:7}$	307,65	1,67	7,14
$F_{7:1}$	496,06	1,67	7,14
$S_{2:1}$	190,01	1,93	8,41
$S_{3:2}$	1734,98	1,93	8,41
$S_{4:3}$	1373,18	1,93	8,41
$S_{5:4}$	216,86	1,93	8,41
$S_{5:6}$	1582,97	1,79	7,82
$S_{6:7}$	578,01	1,85	8,37
$S_{7:1}$	1354,07	2,13	9,13
Q_U	390,33	1,85	8,37
P_C	2238,50	1,75	7,73
P_L	2759,50	1,75	7,73

A Tab. 3.24 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.14 do *Caso B*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IV.

Os resultados da Tab. 3.24 são coerentes pelos mesmos motivos apresentados nos níveis anteriores.

Tabela 3.24: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso B segundo o Nível IV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$U_{2:1}$	1598,93	1,89	8,30
$U_{3:2}$	2971,43	1,75	7,64
$U_{4:3}$	3971,43	1,46	6,04
$U_{4:5}$	3570,00	1,64	7,02
$U_{5:6}$	2971,43	1,64	7,02
$U_{6:7}$	765,71	1,64	7,02
$U_{7:1}$	1234,64	1,64	7,02
$F_{2:1}$	642,42	1,89	8,30
$F_{3:2}$	1193,86	1,75	7,64
$F_{4:3}$	1595,65	1,46	6,04
$F_{4:5}$	1434,36	1,64	7,02
$F_{5:6}$	1193,86	1,64	7,02
$F_{6:7}$	307,65	1,64	7,02
$F_{7:1}$	496,06	1,64	7,02
$S^T_{2:1}$	1656,41	1,86	8,12
$S^T_{3:2}$	1713,65	1,86	8,12
$S^T_{4:3}$	1352,76	1,86	8,12
$S^T_{4:5}$	1183,34	1,76	7,73
$S^T_{5:6}$	1582,97	1,75	7,64
$S^T_{6:7}$	602,45	1,82	8,24
$S^T_{7:1}$	1354,07	2,10	8,97
$S^M_{2:3}$	21,33	1,89	8,30
$S^M_{3:4}$	20,42	1,89	8,30
$S^M_{4:5}$	1400,20	1,89	8,30
$S^M_{5:6}$	0,00	-	-
$S^M_{6:7}$	24,44	1,89	8,30
Q_U	390,33	1,82	8,24
P_C	2238,50	1,76	7,73
P_L	2759,50	1,76	7,73

3.2.4 Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa: *Caso C*

A estrutura física deste estudo de caso também está representada na Fig. 3.8. Entretanto o modelo termodinâmico não é o mesmo utilizado no estudo anterior.

Neste caso, considera-se fluxo de gases após a câmara de combustão. O ar vem do ambiente com uma vazão mássica de 10,00 kg/s passa pelo compressor e pelo regenerador antes de entrar na câmara de combustão. Neste último equipamento há uma injeção de combustível a uma vazão

mássica de 0,11 kg/s. Após a combustão considera-se fluxo de gases passando pela turbina, pelo lado quente do regenerador e pela caldeira de recuperação.

Essa vazão de combustível é determinada a partir da exergia do combustível (Q_C) e do poder calorifico inferior (PCI) do metano. Os calores específicos do ar e dos gases são diferentes, porém constantes, assim como a constante *k* (razão de calores específicos).

Para o ar, $c_p = 1{,}00$ kJ/kg.K e $k = 1{,}40$ kJ/kg.K. Esses mesmos parâmetros para os gases valem 1,17 kJ/kg.K e 1,33 kJ/kg.K.

A Tab. 3.25 descreve os parâmetros dos fluxos físicos desse estudo de caso.

Tabela 3.25: *Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso C*

Fluxo Físico (*i*)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [bar]	T [°C]	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição				
1	Ar	10,00	1,00	288,15	0,00
2	Ar	10,00	5,89	512,00	204,85
3	Ar	10,00	5,74	928,00	480,12
4	Gases	10,11	5,60	1484,00	990,12
5	Gases	10,11	1,03	984,20	447,36
6	Gases	10,11	1,03	568,20	104,90
7	Gases	10,11	1,00	461,00	44,00

Os fluxos monetários externos dos equipamentos do ciclo sob análise são os mesmos do caso anterior mostrados na Tab. 3.18. O custo monetário unitário se mantém o mesmo do *Caso B.*

A turbina a gás produz 5281,46 kW de potência mecânica (P_M) e o compressor a ar consome 2238,50 kW (P_C), consequentemente a potência líquida (P_L) é de 3042,96 kW. O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 5560,00 kW. A caldeira de recuperação produz 487,26 kW de calor útil (Q_U).

3.2.4.1 Custos Unitários Exergético e Monetário – *Caso C*

A partir dos dados fornecidos na seção anterior é possível realizar a modelagem termoeconômica do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do *Caso C.*

Balanços de custo são aplicados as estruturas produtivas apresentadas na seção 3.2.1 deste capítulo e os resultados são apresentados a seguir.

A Tab. 3.26 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.9 utilizando os dados do *Caso C*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível I.

Tabela 3.26: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível I*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$E_{2:1}$	2048,49	1,67	7,31
$E_{3:2}$	2752,69	1,85	8,05
$E_{4:3}$	5214,27	1,07	4,30
$E_{4:5}$	5492,16	1,47	6,23
$E_{5:6}$	3462,64	1,47	6,23
$E_{6:7}$	615,77	1,47	6,23
Q_U	487,26	1,86	8,78
P_C	2238,50	1,53	6,67
P_L	3042,96	1,53	6,67

Novamente os custos unitários exergéticos e monetários são maiores que os respectivos custos unitários do combustível.

A Tab. 3.27 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.10 utilizando os dados do *Caso C*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIa.

Tabela 3.27: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$E^T_{2:1}$	582,09	1,68	7,36
$E^T_{3:2}$	2774,03	1,79	7,69
$E^T_{4:3}$	5203,73	1,08	4,34
$E^T_{4:5}$	4061,53	1,42	5,94
$E^T_{5:6}$	3462,64	1,42	5,94
$E^T_{6:7}$	590,79	1,42	5,94
$E^M_{2:3}$	21,33	1,68	7,36
$E^M_{3:4}$	20,42	1,68	7,36
$E^M_{4:5}$	1400,20	1,68	7,36
$E^M_{5:6}$	0,00	-	-
$E^M_{6:7}$	24,44	1,68	7,36
Q_U	487,26	1,81	8,49
P_C	2238,50	1,54	6,72
P_L	3042,96	1,54	6,72

Os resultados são coerentes pelos mesmos motivos apresentados no nível anterior. Os custos unitários dos fluxos de exergia mecânica são iguais ao fluxo de exergia térmica $E^{T}_{2:1}$, pois todos são produtos do compressor.

A Tab. 3.28 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.11 utilizando os dados do *Caso C*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIb.

Tabela 3.28: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$H_{2:1}$	2238,50	1,71	7,57
$H_{3:2}$	4630,05	1,73	7,54
$H_{4:3}$	7278,42	1,27	5,28
$H_{4:5}$	5281,46	1,49	6,38
$H_{5:6}$	5477,38	1,49	6,38
$H_{6:7}$	1338,18	1,49	6,38
$H_{7:1}$	2049,95	1,49	6,38
$S_{2:1}$	190,01	1,78	7,75
$S_{3:2}$	1877,36	1,78	7,75
$S_{4:3}$	2064,14	1,78	7,75
$S_{5:4}$	210,70	1,78	7,75
$S_{5:6}$	2014,74	1,73	7,54
$S_{6:7}$	722,41	1,65	7,43
$S_{7:1}$	1605,07	1,91	8,15
Q_U	487,26	1,65	7,43
P_C	2238,50	1,56	6,89
P_L	3042,96	1,56	6,89

Todos os fluxos possuem custos unitários exergéticos e monetários maiores que os respectivos custos unitários do combustível.

A Tab. 3.29 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.12 utilizando os dados do *Caso C*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIIa.

Todos os fluxos possuem custos unitários exergéticos e monetários maiores que os respectivos custos unitários do combustível.

Tabela 3.29: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$H_{2:1}$	2238,50	1,71	7,52
$H_{3:2}$	4630,05	1,70	7,40
$H_{4:3}$	7278,42	1,26	5,24
$H_{4:5}$	5281,46	1,47	6,31
$H_{5:6}$	5477,38	1,47	6,31
$H_{6:7}$	1338,18	1,47	6,31
$H_{7:1}$	2049,95	1,47	6,31
$S^{T}_{2:1}$	1656,41	1,71	7,47
$S^{T}_{3:2}$	1856,03	1,71	7,47
$S^{T}_{4:3}$	2074,69	1,71	7,47
$S^{T}_{4:5}$	1219,93	1,57	6,90
$S^{T}_{5:6}$	2014,74	1,70	7,40
$S^{T}_{6:7}$	747,39	1,63	7,34
$S^{T}_{7:1}$	1605,07	1,88	8,05
$S^{M}_{2:3}$	21,33	1,71	7,52
$S^{M}_{3:4}$	20,42	1,71	7,52
$S^{M}_{4:5}$	1400,20	1,71	7,52
$S^{M}_{5:6}$	0,00	-	-
$S^{M}_{6:7}$	24,44	1,71	7,52
Q_U	487,26	1,63	7,34
P_C	2238,50	1,57	6,90
P_L	3042,96	1,57	6,90

A Tab. 3.30 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.13 utilizando os dados do *Caso C*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IIIb.

Todos os fluxos possuem custos unitários exergéticos e monetários maiores que os respectivos custos unitários do combustível.

Tabela 3.30: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$U_{2:1}$	1598,93	1,71	7,56
$U_{3:2}$	3307,18	1,73	7,53
$U_{4:3}$	5730,71	1,27	5,29
$U_{4:5}$	3971,02	1,48	6,33
$U_{5:6}$	4118,33	1,48	6,33
$U_{6:7}$	1006,15	1,48	6,33
$U_{7:1}$	1541,32	1,48	6,33
$F_{2:1}$	642,42	1,71	7,56
$F_{3:2}$	1328,76	1,73	7,53
$F_{4:3}$	1535,33	1,27	5,29
$F_{4:5}$	1309,08	1,53	6,56
$F_{5:6}$	1357,64	1,53	6,56
$F_{6:7}$	331,69	1,53	6,56
$F_{7:1}$	508,11	1,53	6,56
$S_{2:1}$	190,01	1,78	7,74
$S_{3:2}$	1877,36	1,78	7,74
$S_{4:3}$	2064,14	1,78	7,74
$S_{5:4}$	210,70	1,78	7,74
$S_{5:6}$	2014,74	1,73	7,53
$S_{6:7}$	722,41	1,65	7,43
$S_{7:1}$	1605,07	1,91	8,15
Q_U	487,26	1,65	7,43
P_C	2238,50	1,56	6,89
P_L	3042,96	1,56	6,89

A Tab. 3.31 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 3.14 utilizando os dados do *Caso C*, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários segundo o Nível IV.

Todos os fluxos possuem custos unitários exergéticos e monetários maiores que os respectivos custos unitários do combustível.

Tabela 3.31: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do Caso C segundo o Nível IV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/kW]	Monetário [$/kJ]
$U_{2:1}$	1598,93	1,71	7,52
$U_{3:2}$	3307,18	1,70	7,39
$U_{4:3}$	5730,71	1,26	5,24
$U_{4:5}$	3971,02	1,46	6,25
$U_{5:6}$	4118,33	1,46	6,25
$U_{6:7}$	1006,15	1,46	6,25
$U_{7:1}$	1541,32	1,46	6,25
$F_{2:1}$	642,42	1,71	7,52
$F_{3:2}$	1328,76	1,70	7,39
$F_{4:3}$	1535,33	1,26	5,24
$F_{4:5}$	1309,08	1,51	6,48
$F_{5:6}$	1357,64	1,51	6,48
$F_{6:7}$	331,69	1,51	6,48
$F_{7:1}$	508,11	1,51	6,48
$S^{T}_{2:1}$	1656,41	1,71	7,47
$S^{T}_{3:2}$	1856,03	1,71	7,47
$S^{T}_{4:3}$	2074,69	1,71	7,47
$S^{T}_{4:5}$	1219,93	1,57	6,90
$S^{T}_{5:6}$	2014,74	1,70	7,39
$S^{T}_{6:7}$	747,39	1,63	7,34
$S^{T}_{7:1}$	1605,07	1,88	8,06
$S^{M}_{2:3}$	21,33	1,71	7,52
$S^{M}_{3:4}$	20,42	1,71	7,52
$S^{M}_{4:5}$	1400,20	1,71	7,52
$S^{M}_{5:6}$	0,00	-	-
$S^{M}_{6:7}$	24,44	1,71	7,52
Q_U	487,26	1,63	7,34
P_C	2238,50	1,57	6,90
P_L	3042,96	1,57	6,90

Capítulo 4

ESTUDOS DE CASO: CICLOS A VAPOR

Neste capítulo os estudos de caso se concentram em ciclos que utilizam água (líquido e vapor) como fluido de trabalho. Ao todo são apresentadas três análises em diferentes Sistemas de Cogeração: um com Turbina a Vapor de Contrapressão, um com Turbina a Vapor de Condensação com Extração e o último com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de *by-pass*. Esses sistemas permitem analisar a influência da desagregação da exergia isoladamente além de trabalhar com sistemas com diferentes equipamentos dissipativos.

4.1 Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão

A Fig. 4.1 representa o sistema de cogeração avaliado, composto por cinco subsistemas: o gerador de vapor (GV), a turbina a vapor de contrapressão (TV) com o respectivo gerador elétrico (G) e a bomba (B) com seu respectivo motor elétrico (M). O vapor de contrapressão é entregue a um processo industrial de onde volta condensado, para ser bombeado para o gerador de vapor.

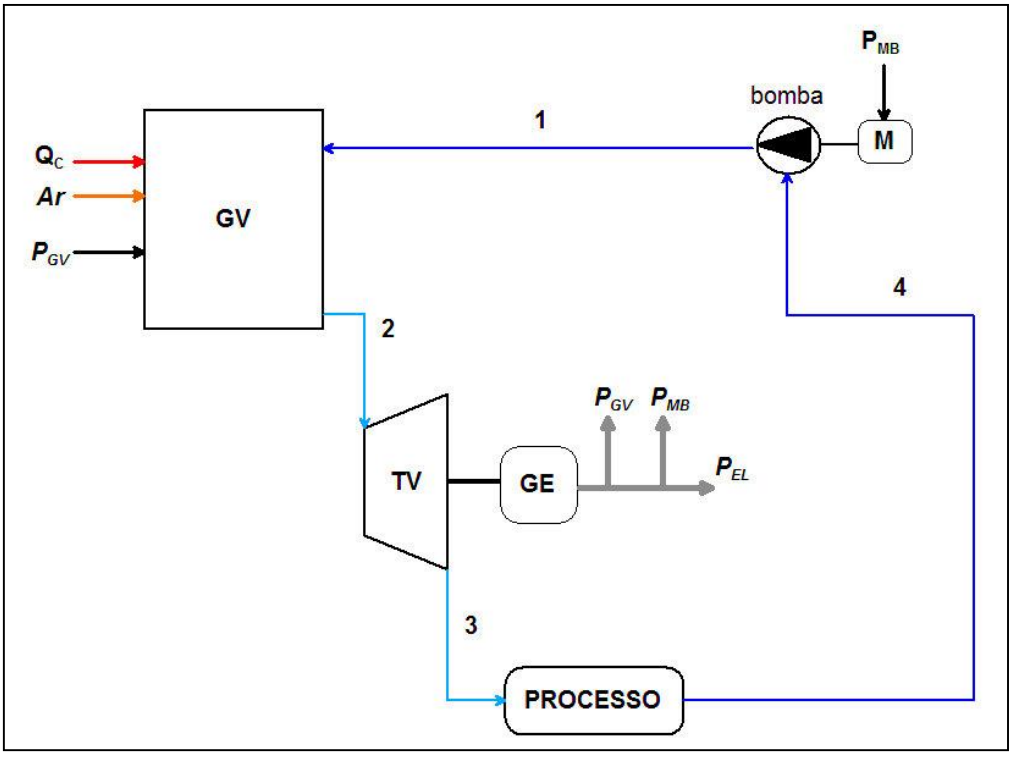

Figura 4.1: *Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão*

Este sistema não possui nenhum equipamento dissipativo, portanto, destaca-se a influência isolada da desagregação da exergia física na alocação de custos. Além disso, todas as metodologias são capazes de isolar todos os equipamentos na definição de sua estrutura produtiva.

A Tab. 4.1 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos do ciclo. A modelagem foi efetuada no *software* Thermoflex®.

Tabela 4.1: *Principais Parâmetros dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão (Santos, 2005)*

Fluxo Físico (i)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [bar]	T [°C]	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição				
1	Água	3,19	26,01	60,70	10,88
2	Vapor	3,19	25,00	330,00	1068,32
3	Vapor	3,19	2,00	136,00	595,70
4	Água	3,19	1,013	60,20	8,17

A Tab. 4.2 mostra a potência bruta produzida pelo grupo turbogerador a vapor (TGV), os consumos auxiliares do gerador de vapor e do conjunto motor elétrico e bomba (MB), além da potência líquida e do custo horário dos três grupos de equipamentos obtidos em função do custo de investimento operação e manutenção para um ambiente econômico definido (Santos, 2005).

Utiliza-se a turbina a gás juntamente com o gerador elétrico e a bomba juntamente com o motor elétrico, pois na realidade não há fluido de trabalho atravessando o gerador nem o motor. Eles são acessórios e por isso não influenciam na desagregação da exergia do fluido de trabalho.

Tabela 4.2: *Descrição da Produção e Consumo de Potência pelas Unidades do Sistema e Custos Monetários (Santos, 2005)*

Unidade	Potência Produzida [kW]	Potência Consumida [kW]	Potência Líquida [kW]	Custo Horário [$/h]
TGV	1052,91	-	1011,40	8,97
GV	-	27,21	-	20,33
MB	-	14,30	-	0,60

O processo produz 1876,58 kW de calor útil (Q_U) em base exergética. O combustível usado na planta é um gás natural, cuja composição química e poder calorífico (inferior e superior) se encontram definidas na Tab. 4.3, e o seu custo unitário é de 0,018 $/kWh (Santos, 2005). O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 10506,24 kW.

Para atingir o objetivo da modelagem termoeconômica proposta nesse trabalho todos os fluxos de água e vapor são calculados em termos de exergia e/ou suas parcelas considerando a temperatura e a pressão de referência em 25° C e 101,30 kPa, respectivamente.

Tabela 4.3: *Especificação do Gás Natural da Bacia de Campos (Santos, 2005)*

Composição Volumétrica		Poder Calorífico	
Elementos	[%]		
Metano [CH_4]	88,56		
Etano [C_2H_6]	9,17	PCI [kJ/kg.K]	PCS [kJ/kg.K]
Propano [C_3H_8]	0,42	47.855,50	52.963,50
Nitrogênio [N_2]	1,20		
Dióxido de Carbono [CO_2]	0,65		

4.1.1 Modelagem Termoeconômica utilizando Estrutura Produtiva

A modelagem termoeconômica realizada nos estudos de caso deste capítulo é realizada de forma semelhante ao que foi feito no capítulo anterior.

Lembrando que os níveis IIIa e IV não foram utilizados nos estudos de caso envolvendo fluidos reais, pois envolveriam mais arbitrariedades na desagregação da entropia nas suas parcelas térmica e mecânica.

Além disso, as considerações do capítulo anterior também são válidas para os ciclos a vapor. Considerações como: (i) retângulos representam os componentes reais (ou subsistemas) e os losangos e círculos são unidades fictícias denominadas junção e bifurcação, respectivamente, (ii) as setas entrando em cada subsistema são os insumos e as saindo, os produtos, (iii) unidades fictícias não possuem custo devido a aquisição, manutenção e operação e (iv) produtos de um mesmo subsistema tem os mesmos custos unitários.

4.1.1.1 Nível de desagregação I

Para este nível de desagregação a estrutura produtiva é definida conforme explicado na seção 2.2.1 do Capítulo 2. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos de exergia total. A Fig. 4.2 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível I.

A estrutura produtiva é formada pelo gerador de vapor e pelos grupos TGV e MB, além de uma junção-bifurcação de exergia, uma bifurcação de potência e uma pequena junção na entrada do GV.

O gerador de vapor e a bomba produzem exergia que é entregue à junção-bifurcação ($J_E - B_E$) que a distribui para os equipamentos (turbina a vapor e processo) que irão consumi-la.

O combustível externo é representado por (Q_C) e os produtos finais por (P_L) *e* (Q_U).

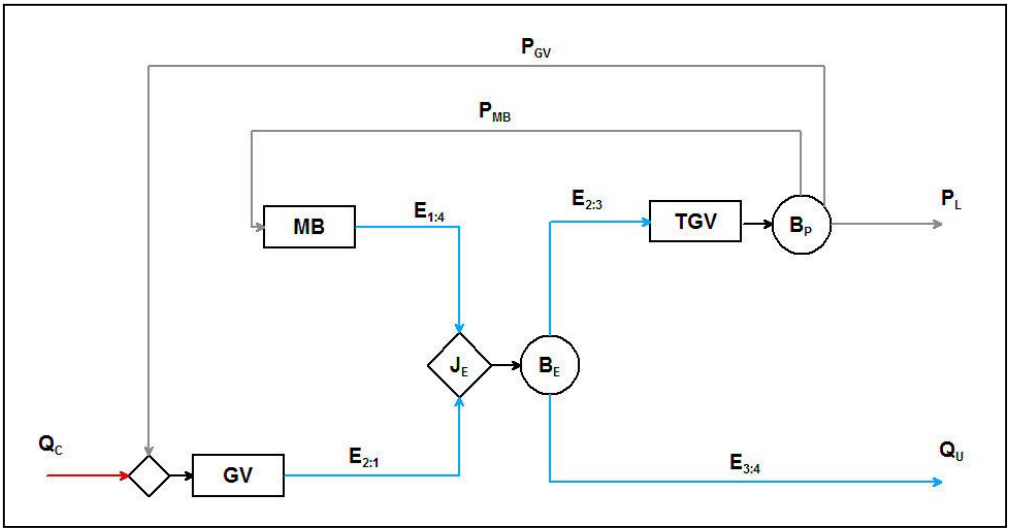

Figura 4.2: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível I de desagregação*

A Tab. 4.4 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.2, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.4: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível I*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E_{2:1}$	3377,44	3,15	62,81
$E_{2:3}$	1509,54	3,16	63,25
$E_{3:4}$	1876,58	3,16	63,25
$E_{1:4}$	8,68	7,46	232,58
P_{GV}	27,21	4,53	99,19
P_{MB}	14,30	4,53	99,19
P_L	1011,40	4,53	99,19
Q_U	1876,58	3,16	63,25

Observa-se valores de custos unitários coerentes, ou seja, maiores que os respectivos custos unitários do combustível. Nesta modelagem são utilizados sete fluxos.

4.1.1.2 Nível de desagregação IIa

A Fig. 4.3 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIa. Neste modelo, a estrutura produtiva é formada pelos fluxos produtivos que representam as parcelas térmica e mecânica da exergia física, conforme explicado na seção 2.2.2 do Capítulo 2.

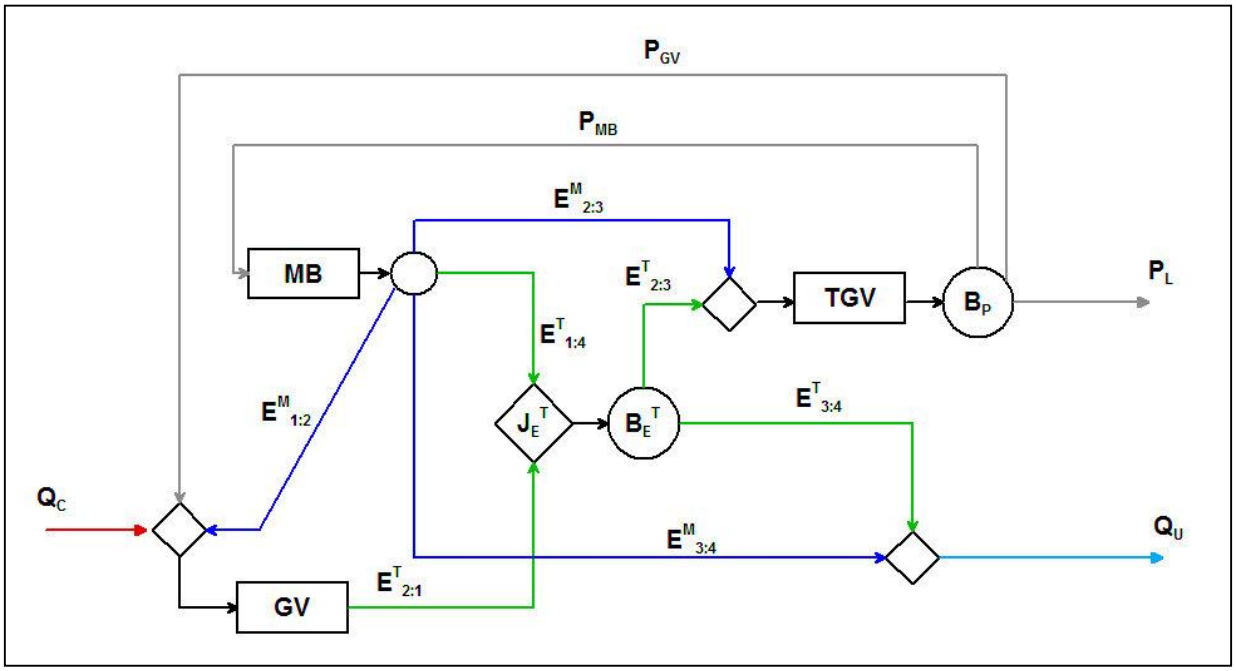

Figura 4.3: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIa de desagregação*

Esta estrutura produtiva conta com os grupos MB e TGV, além do gerador de vapor, de uma junção-bifurcação de exergia térmica, uma bifurcação de potência, uma pequena bifurcação na saída da MB e por três pequenas junções.

A bomba é o único equipamento que produz exergia mecânica que então é distribuída aos demais equipamentos do sistema através de uma pequena bifurcação posicionada na saída desse equipamento.

A parcela térmica da exergia é produzida tanto no gerador de vapor quanto na bomba. Uma junção-bifurcação de exergia térmica ($J_E^T - B_E^T$) é necessária para distribuir essa parcela aos equipamentos que irão consumi-la (turbina e processo).

A Tab. 4.5 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.3, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.5: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^{M}_{1:2}$	0,32	7,50	233,86
$E^{M}_{2:3}$	7,36	7,50	233,86
$E^{M}_{3:4}$	0,32	7,50	233,86
$E^{T}_{2:1}$	3374,92	3,15	62,89
$E^{T}_{2:3}$	1502,39	3,15	62,92
$E^{T}_{3:4}$	1873,21	3,15	62,92
$E^{T}_{1:4}$	0,67	7,50	233,86
P_{GV}	27,21	4,55	99,94
P_{MB}	14,30	4,55	99,94
P_{L}	1011,40	4,55	99,94
Q_{U}	1876,58	3,15	62,85

Novamente todos os custos unitários são maiores que os respectivos custos do combustível. São utilizados 11 fluxos nessa modelagem.

4.1.1.3 Nível de desagregação IIa*

A estrutura produtiva deste nível, que está representada na Fig. 4.4, é formada de forma similar ao nível anterior (IIa). Porém, como este nível adota um caminho diferente para a determinação dos fluxos, nota-se uma diferença em relação a estrutura da Fig. 4.3: no Nível IIa* a exergia mecânica é produzida não somente pela bomba, mas também pelo gerador de vapor, ou seja, neste caso a parcela mecânica da exergia aumenta ao atravessar o gerador de vapor.

Assim, é preciso de uma junção-bifurcação de exergia mecânica para distribuí-la a turbina a gás e ao processo. A exergia térmica tem comportamento semelhante ao já apresentado no Nível IIa.

A estrutura produtiva deste nível conta com todos os componentes do Nível IIa, além de mais uma junção-bifurcação ($J^{M}_{E} - B^{M}_{E}$) e de uma pequena bifurcação na saída do gerador de vapor.

A Tab. 4.6 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.4, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

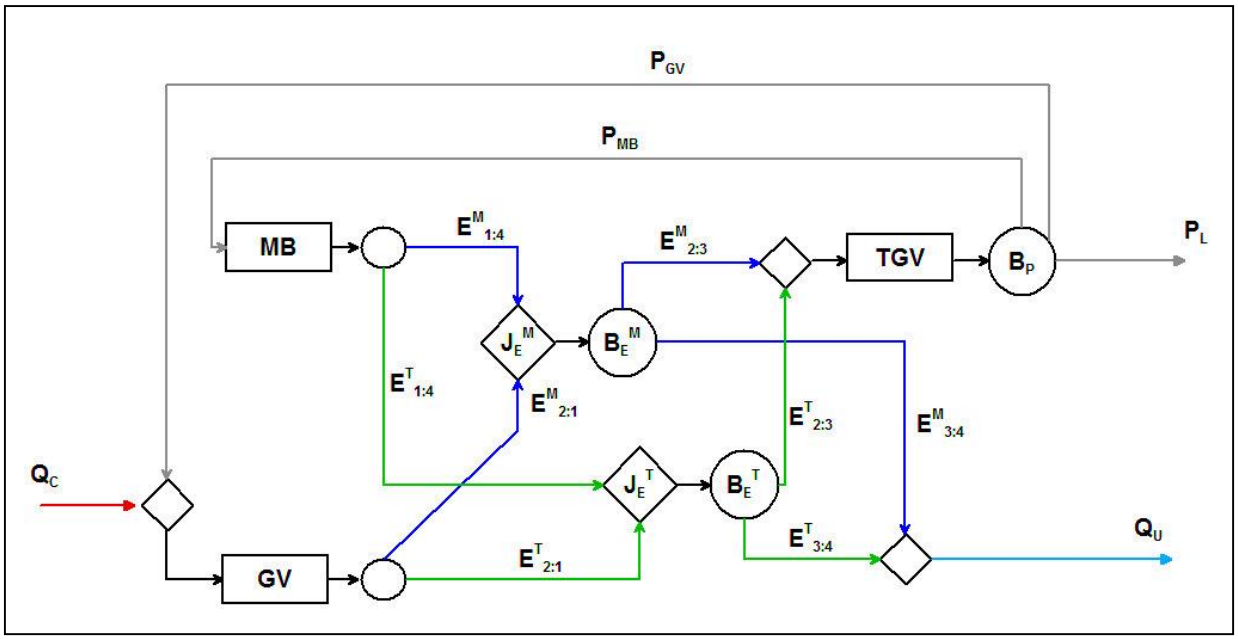

Figura 4.4: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIa* de desagregação*

Tabela 4.6: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIa**

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^M_{2:1}$	1290,49	3,15	62,87
$E^M_{2:3}$	1011,15	3,18	63,91
$E^M_{3:4}$	287,30	3,18	63,91
$E^M_{1:4}$	7,97	7,49	233,47
$E^T_{2:1}$	2084,11	3,15	62,87
$E^T_{2:3}$	498,60	3,15	62,93
$E^T_{3:4}$	1586,22	3,15	62,93
$E^T_{1:4}$	0,71	7,49	233,47
P_{GV}	27,21	4,54	99,70
P_{MB}	14,30	4,54	99,70
P_L	1011,40	4,54	99,70
Q_U	1876,58	3,15	62,98

Como houve uma mudança na estrutura produtiva, também houve mudanças nos custos unitários. Porém, os valores se mantém coerentes. Nota-se que os fluxos de exergia mecânica agora não possuem todos os mesmos custos, pois não são todos produzidos na bomba. Utiliza-se aqui 12 fluxos na modelagem.

4.1.1.4 Nível de desagregação IIb

A Fig. 4.5 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIb. Neste modelo, a estrutura produtiva é formada pelos fluxos produtivos das parcelas entálpicas e entrópicas da exergia física, conforme explicado na seção 2.2.3 do Capítulo 2.

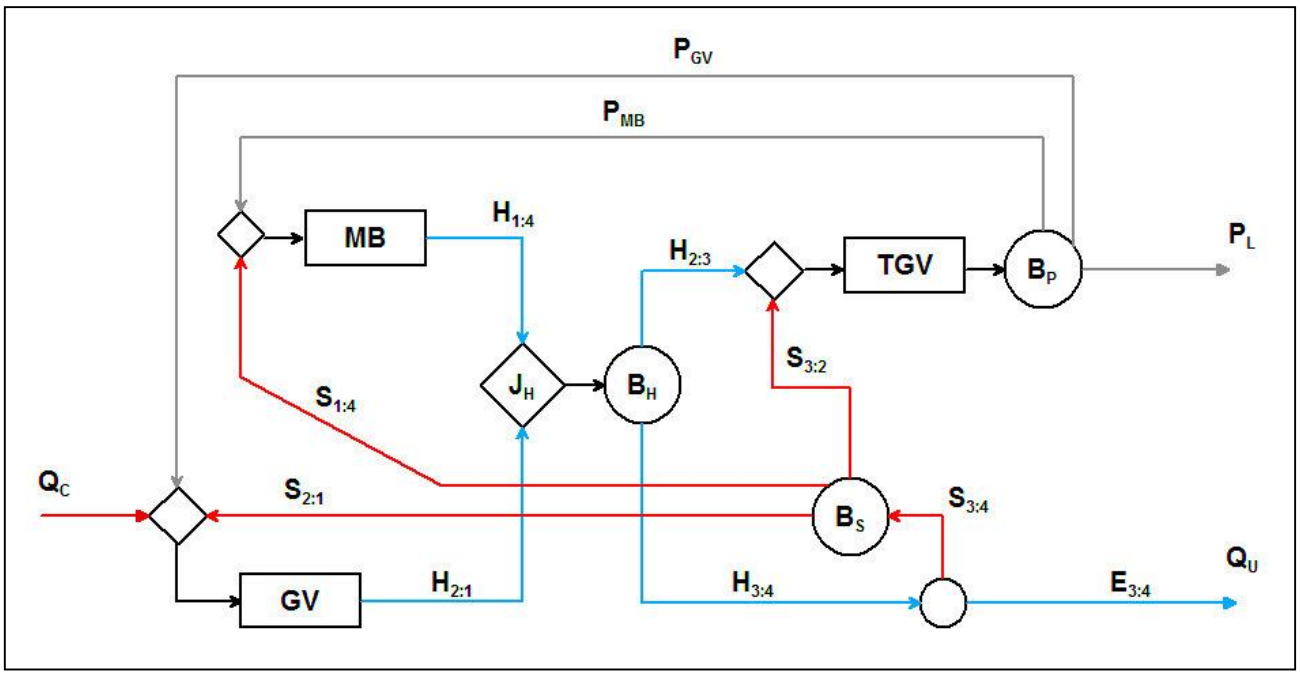

Figura 4.5: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIb de desagregação*

Além dos equipamentos (GV, MB e TGV), a estrutura produtiva conta ainda com uma junção bifurcação entálpica ($J_H - B_H$), uma bifurcação de potência (B_P) e uma entrópica (B_S), mais uma pequena bifurcação e três pequenas junções.

A parcela entálpica é produzida na bomba e no gerador de vapor e é distribuída para os demais componentes através da junção-bifurcação entálpica.

A parcela entrópica é produzida no processo e então é distribuída aos demais equipamentos através de uma bifurcação entrópica.

A Tab. 4.7 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.5, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.7: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	9017,24	3,15	63,10
$H_{2:3}$	1085,16	3,16	63,26
$H_{3:4}$	7945,45	3,16	63,26
$H_{1:4}$	13,37	5,95	173,16
$S_{2:1}$	5642,64	3,16	63,23
$S_{3:2}$	424,59	3,16	63,23
$S_{3:4}$	6071,93	3,16	63,23
$S_{1:4}$	4,70	3,16	63,23
P_{GV}	27,21	4,53	99,22
P_{MB}	14,30	4,53	99,22
P_L	1011,40	4,53	99,22
Q_U	1876,58	3,16	63,23

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e nesta modelagem são utilizados 12 fluxos.

4.1.1.5 Nível de desagregação IIIb

A definição da estrutura produtiva deste nível foi definida na seção 2.2.5 do Capítulo 2. A Fig. 4.6 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIIb que é definida pelos fluxos produtivos das parcelas de energia interna, trabalho de fluxo e entrópica.

A estrutura produtiva deste nível é a que contém o maior número de componentes nesse estudo de caso. Ela é formada pelos equipamentos (GV, MB e TGV), por duas junções-bifurcações, $(J_U - B_U)$ e $(J_F - B_F)$, uma bifurcação de potência e outra entrópica, três pequenas bifurcações e mais quatro pequenas junções.

A parcela entrópica possui o mesmo comportamento que no nível anterior (IIb): formada no processo industrial e distribuída aos demais equipamentos através de uma bifurcação.

As parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo apresentam comportamentos semelhantes: são produzidas pela bomba e pelo gerador de vapor e distribuídas aos demais equipamentos por suas respectivas junção-bifurcação.

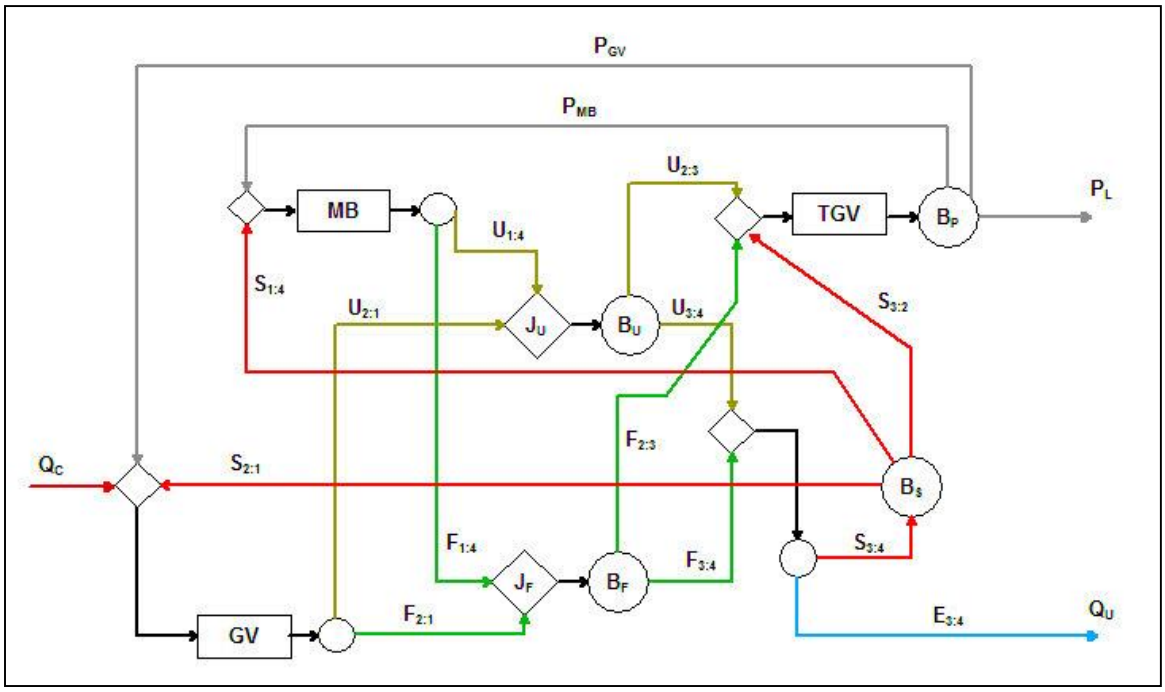

Figura 4.6: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão usando o Nível IIIb de desagregação*

A Tab. 4.8 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.6, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.8: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$U_{2:1}$	8183,39	3,15	63,07
$U_{2:3}$	833,90	3,16	63,14
$U_{3:4}$	7354,75	3,16	63,14
$U_{1:4}$	5,26	5,95	173,24
$F_{2:1}$	833,85	3,15	63,07
$F_{2:3}$	251,26	3,18	64,13
$F_{3:4}$	590,70	3,18	64,13
$F_{1:4}$	8,11	5,95	173,24
$S_{2:1}$	5642,64	3,16	63,19
$S_{3:2}$	424,59	3,16	63,19
$S_{3:4}$	6071,93	3,16	63,19
$S_{1:4}$	4,70	3,16	63,19
P_{GV}	27,21	4,53	99,31
P_{MB}	14,30	4,53	99,31
P_L	1011,40	4,53	99,31
Q_U	1876,56	3,16	63,19

Novamente os resultados são coerentes pelos mesmos motivos já apresentados. Nesta modelagem são utilizados o maior número de fluxos deste estudo de caso: 16.

4.2 Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração

A Fig. 4.7 representa o sistema de cogeração analisado que é composto pelos seguintes subsistemas: Gerador de Vapor (GV), Turbinas de alta (TA) e de baixa (TB) pressão, Condensador (C), bombas de alta (BA) e de baixa (BB) pressão e um processo industrial.

Neste estudo de caso aparece um equipamento dissipativo, o condensador. Portanto, destaca-se como cada metodologia de desagregação da exergia lida com a alocação de custo desse tipo de equipamento.

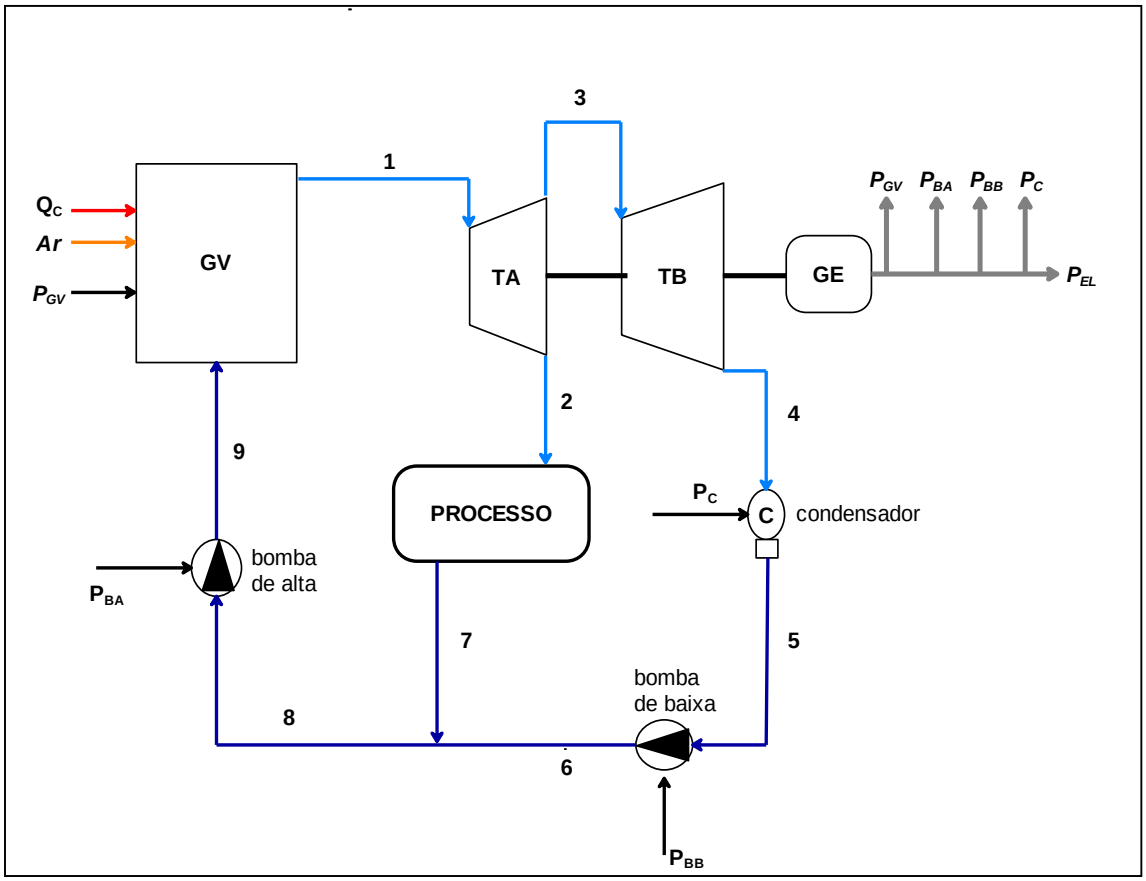

Figura 4.7: *Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração*

Vapor de alta pressão é extraído para o processo industrial de onde sai condensado e se junta ao fluxo que foi bombeado pela bomba de baixa pressão para então serem bombeados para o gerador de vapor.

Os parâmetros dos principais fluxos da estrutura física do sistema estão na Tab. 4.9. A modelagem foi efetuada no *software* Thermoflex®.

Tabela 4.9: *Principais Parâmetros dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração*

Fluxo Físico (*i*)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [bar]	T [°C]	x (%)	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição					
1	Vapor	7,746	25,00	330,00	-	1068,73
2	Vapor	3,194	2,00	136,00	-	595,59
3	Vapor	4,552	2,00	136,00	-	595,59
4	Vapor	4,552	0,0562	35,00	92,9	74,60
5	Água	4,552	0,0562	35,00	-	0,61
6	Água	4,552	1,013	35,01	-	0,71
7	Água	3,194	1,013	60,20	-	8,13
8	Água	7,746	1,013	45,40	-	2,83
9	Água	7,746	26,52	45,85	-	5,51

A Tab. 4.10 mostra a potência bruta produzida pelo grupo das turbinas (TA e TB) com o gerador (GE), os consumos auxiliares do gerador de vapor (GV), das bombas de alta (BA) e de baixa (BB) pressão e da bomba de resfriamento do condensador (C), além da potência líquida e do custo horário dos equipamentos obtidos em função do custo de investimento operação e manutenção.

Tabela 4.10: *Descrição da Produção e Consumo de Potência pelas Unidades do Sistema analisado e seus Custos Monetários*

Unidade	Potência Produzida [kW]	Potência Consumida [kW]	Potência Líquida [kW]	Custo Horário [$/h]
TA+TB+GE	4066,00	-	3963,22	29,08
GV	-	62,02	-	45,18
BB	-	0,78	-	0,16
BA	-	35,09	-	1,23
C	-	4,89	-	4,44

O processo produz 1876,58 kW de calor útil (Q_U) em base exergética. O combustível usado na planta é o mesmo gás natural do estudo de caso anterior (seção 4.1) e o seu custo unitário é de

0,018 $/kWh (Santos, 2005). O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 25180,42 kW.

4.2.1 Modelagem Termoeconômica utilizando Estrutura Produtiva

A modelagem termoeconômica realizada segue os padrões já utilizados e explicados nos estudos de caso anteriores. Na sequência são apresentados os diversos modelos utilizados e suas respectivas estruturas produtivas.

4.2.1.1 Nível de desagregação I

A Fig. 4.8 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível I. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos de exergia total e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

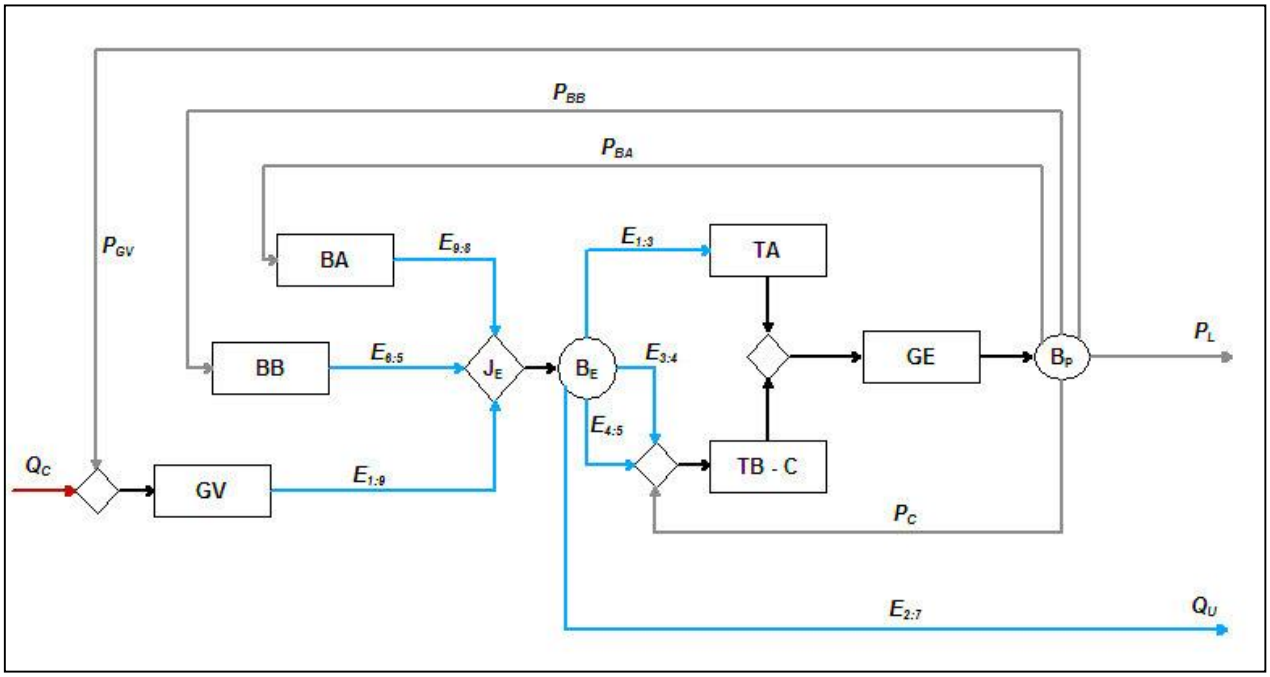

Figura 4.8: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível I de desagregação*

Como já explicado no Capítulo 2 (seção 2.2.1), esta metodologia apresenta uma limitação envolvendo os equipamentos dissipativos: ela não consegue definir um produto para este tipo de equipamento, e portanto, eles devem ser alocados juntamente com outro equipamento.

Observa-se na Fig. 4.8 que o condensador, que é um equipamento dissipativo, está alocado juntamente com a turbina de baixa pressão (TB – C). O condensador auxilia a turbina ao fazer o vácuo e permitir o processo de expansão para a produção de potência.

Assim, foi possível definir insumo e produto para o conjunto TB – C. Como o conjunto é composto por dois equipamentos há dois fluxos exergéticos de insumo: $E_{3:4}$ e $E_{4:5}$, que como mostrado na estrutura física da Fig. 4.7 representam os fluxos que passam pela turbina de baixa e pelo condensador, respectivamente.

Neste caso, a estrutura produtiva não está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho, o que impossibilita análises em separado da formação de seus custos internos e aplicações de otimização local e diagnóstico.

Além do conjunto TB-C, a estrutura produtiva conta ainda com os outros equipamentos (BB, BA, GV, TA, GE), com uma junção-bifurcação exergética (J_E-B_E), uma bifurcação de potência e três pequenas junções.

Neste nível a exergia é produzida pelo gerador de vapor e pelas bombas (de alta e de baixa) para então ser distribuída aos demais equipamentos através de uma junção-bifurcação exergética.

A Tab. 4.11 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.8, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.11: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível I*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E_{1:3}$	3664,93	3,11	61,84
$E_{2:7}$	1876,34	3,11	61,84
$E_{3:4}$	2371,54	3,11	61,84
$E_{4:5}$	336,80	3,11	61,84
$E_{6:5}$	0,44	8,64	547,69
$E_{9:8}$	20,72	8,27	237,72
$E_{1:9}$	8235,70	3,09	61,31
P_{GV}	62,02	4,88	105,30
P_{BB}	0,78	4,88	105,30
P_{BA}	35,09	4,88	105,30
P_C	4,89	4,88	105,30
P_L	3963,22	4,88	105,30
Q_U	1876,34	3,11	61,84

Os custos unitários são coerentes, pois todos são maiores que os custos unitários do combustível. Para este nível, são utilizados 12 fluxos (entre fluxos internos e de produtos finais).

Como observado na Fig. 4.8 o fluxo exergético $E_{2:7}$ é exatamente o calor útil do sistema que é produzido pelo processo industrial.

4.2.1.2 Nível de desagregação IIa

A Fig. 4.9 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIa. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos das parcelas térmica e mecânica da exergia e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

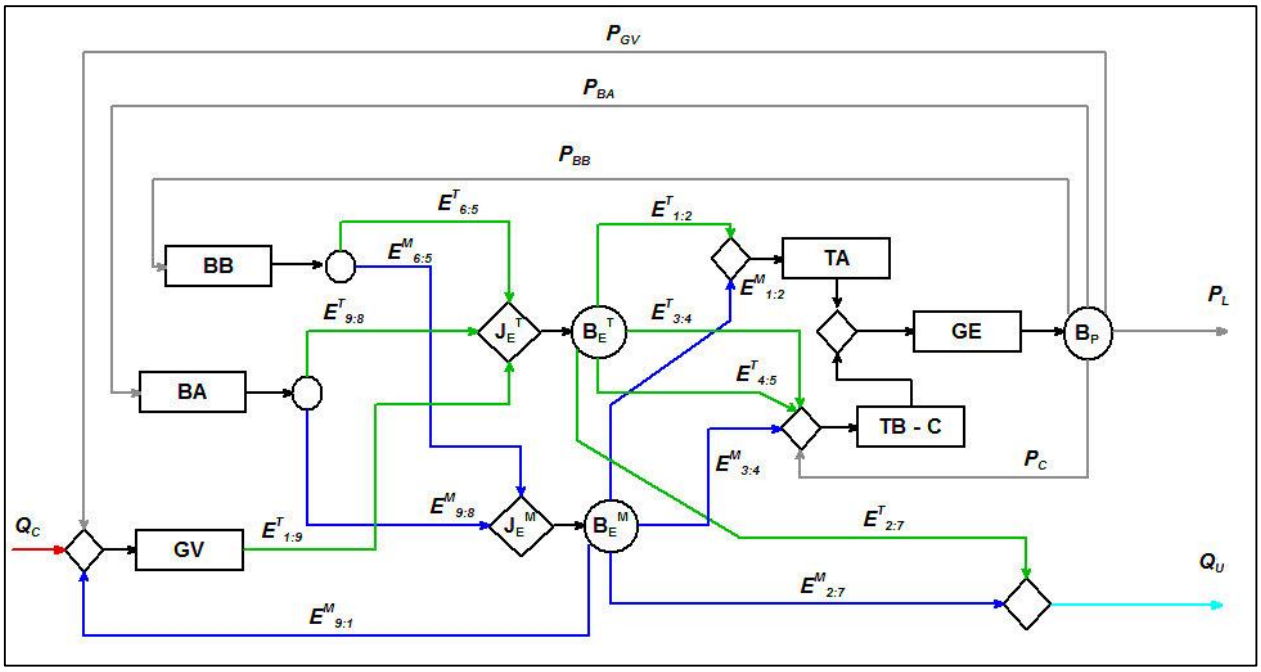

Figura 4.9: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIa de desagregação*

Apesar de alguns trabalhos já terem mostrados que é possível definir insumos e produtos para equipamentos dissipativos com base nos fluxos de exergia mecânica e térmica, esta não é uma regra geral dessa abordagem.

Como mostrado na Fig. 4.9, novamente o condensador foi alocado juntamente com a turbina de baixa para que seja possível definir um produto para o conjunto. Portanto, a estrutura produtiva não está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho.

Além dos equipamentos (BA, BB, GV, TA, TB-C, GE), a estrutura produtiva conta ainda com duas junções-bifurcações (de exergia térmica e mecânica), uma bifurcação de potência, duas pequenas bifurcações e cinco pequenas junções.

A parcela mecânica da exergia é produzida pelas bombas (de alta e de baixa) e é distribuída aos demais subsistemas através de uma junção-bifurcação (J_E^M-B_E^M).

A parcela térmica da exergia é produzida pelas bombas e pelo gerador de vapor para então ser distribuída aos demais subsistemas através de uma junção-bifurcação (J_E^T-B_E^T).

A Tab. 4.12 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.9, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.12: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIa*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^T_{1:2}$	3647,07	3,10	61,41
$E^T_{2:7}$	1876,02	3,10	61,41
$E^T_{3:4}$	2370,65	3,10	61,41
$E^T_{4:5}$	336,80	3,10	61,41
$E^T_{6:5}$	0,01	8,65	548,02
$E^T_{9:8}$	0,91	8,28	238,04
$E^T_{1:9}$	8236,89	3,10	61,34
$E^M_{1:2}$	17,86	8,28	244,74
$E^M_{2:7}$	0,32	8,28	244,74
$E^M_{3:4}$	0,89	8,28	244,74
$E^M_{6:5}$	0,44	8,65	548,02
$E^M_{9:8}$	19,81	8,28	238,04
$E^M_{9:1}$	1,18	8,28	244,74
P_{GV}	62,02	4,89	105,48
P_{BB}	0,78	4,89	105,48
P_{BA}	35,09	4,89	105,48
P_C	4,89	4,89	105,48
P_L	3963,22	4,89	105,48
Q_U	1876,34	3,10	61,45

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e ao todo são utilizados 19 fluxos.

4.2.1.3 Nível de desagregação IIa*

A estrutura produtiva deste nível, que está representada na Fig. 4.10, é definida de forma similar ao nível anterior (IIa). Porém, este nível adota um caminho diferente para a determinação dos fluxos como explicado no estudo de caso anterior.

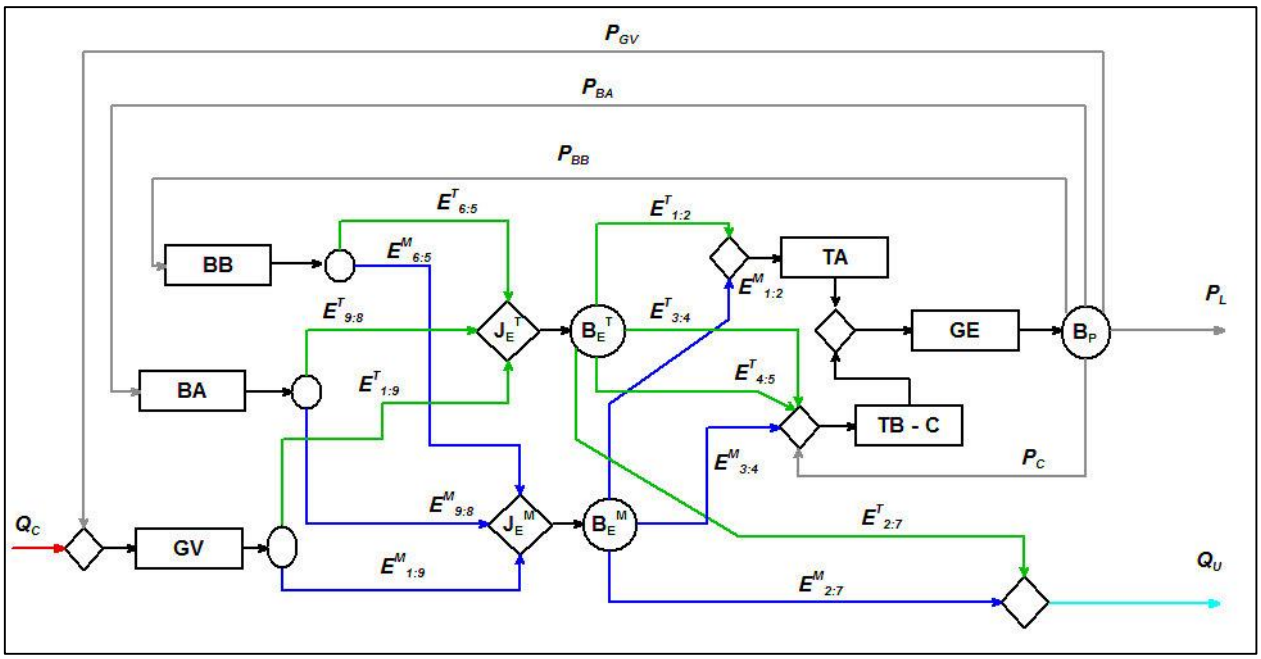

Figura 4.10: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIa* de desagregação*

A diferença deste nível em relação ao anterior (IIa) pode ser observada no gerador de vapor: agora este equipamento produz exergia mecânica, ou seja, há um aumento dessa parcela ao atravessar este equipamento. Assim é preciso de mais uma pequena bifurcação na saída do gerador de vapor. O restante se mantém de forma semelhante ao Nível IIa.

A Tab. 4.13 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.10, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Como houve uma mudança na estrutura produtiva, também houve mudanças nos custos unitários em relação ao Nível IIa. Porém, os valores se mantém coerentes e o número de fluxos também.

Tabela 4.13: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIa**

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^{T}_{1:2}$	2454,58	3,13	62,49
$E^{T}_{2:7}$	287,01	3,13	62,49
$E^{T}_{3:4}$	72,67	3,13	62,49
$E^{T}_{4:5}$	336,80	3,13	62,49
$E^{T}_{6:5}$	0,44	8,65	547,90
$E^{T}_{9:8}$	19,77	8,27	237,92
$E^{T}_{1:9}$	3130,85	3,09	61,31
$E^{M}_{1:2}$	1210,35	3,10	61,43
$E^{M}_{2:7}$	1589,33	3,10	61,43
$E^{M}_{3:4}$	2298,87	3,10	61,43
$E^{M}_{6:5}$	0,01	8,65	547,90
$E^{M}_{9:8}$	0,95	8,27	237,92
$E^{M}_{1:9}$	5104,85	3,09	61,31
P_{GV}	62,02	4,88	105,41
P_{BB}	0,78	4,88	105,41
P_{BA}	35,09	4,88	105,41
P_{C}	4,89	4,88	105,41
P_{L}	3963,22	4,88	105,41
Q_{U}	1876,34	3,10	61,60

4.2.1.4 Nível de desagregação IIb

A Fig. 4.11 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIb. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos das parcelas entálpicas e entrópicas da exergia e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

Como observado na Fig. 4.11, essa é a primeira metodologia de desagregação de exergia capaz de definir um produto para o condensador e dessa forma permite isola-lo na estrutura produtiva. O produto do condensador é definido em termos da parcela entrópica da exergia.

A estrutura produtiva conta agora com todos os equipamentos isolados, além de duas junções-bifurcações (entálpica e entrópica), uma bifurcação de potência, mais uma pequena bifurcação e sete pequenas junções.

Além do condensador, o processo também produz a parcela entrópica que é distribuída aos demais subsistemas através de uma junção-bifurcação (J_S-B_S).

A parcela entálpica é produzida pelas bombas e pelo gerador de vapor e é distribuída aos demais subsistemas através da junção-bifurcação (J_H-B_H).

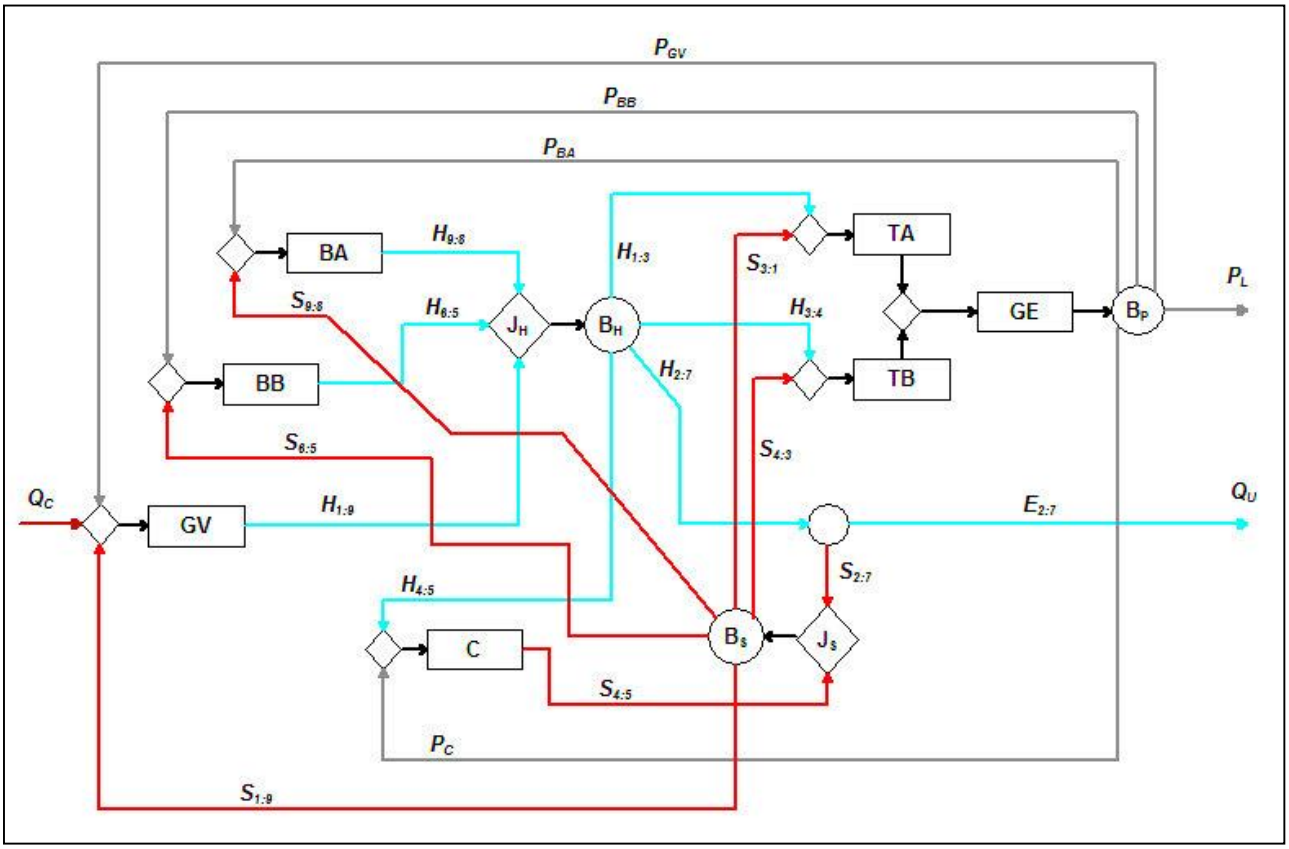

Figura 4.11: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIb de desagregação*

Neste caso, a estrutura produtiva está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho.

A Tab. 4.14 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.11, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e são utilizados 20 fluxos na modelagem.

Tabela 4.14: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$H_{1:3}$	2640,22	3,23	64,69
$H_{2:7}$	7946,21	3,23	64,69
$H_{3:4}$	1579,82	3,23	64,69
$H_{4:5}$	10224,91	3,23	64,69
$H_{6:5}$	0,58	7,29	430,46
$H_{9:8}$	31,79	6,48	176,56
$H_{1:9}$	22358,82	3,22	64,52
$S_{2:7}$	6069,87	3,23	64,69
$S_{3:1}$	1024,70	3,30	66,39
$S_{4:3}$	791,72	3,30	66,39
$S_{4:5}$	9888,11	3,34	67,69
$S_{6:5}$	0,14	3,30	66,39
$S_{9:8}$	11,07	3,30	66,39
$S_{1:9}$	14123,12	3,30	66,39
P_{GV}	62,02	4,82	103,95
P_{BB}	0,78	4,82	103,95
P_{BA}	35,09	4,82	103,95
P_C	4,89	4,82	103,95
P_L	3963,22	4,82	103,95
Q_U	1876,34	3,23	64,69

4.2.1.5 Nível de desagregação IIIb

A Fig. 4.12 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIIb. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópico e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

A estrutura produtiva deste nível é a que possui mais componentes neste estudo de caso: além de todos os equipamentos desagregados, conta ainda com quatro junções-bifurcações, uma bifurcação de potência, três pequenas bifurcações e sete pequenas junções.

Assim como no nível anterior (IIb), o condensador também está isolado na estrutura produtiva desta metodologia. A parcela entrópica repete o comportamento do Nível IIb: é produzida pelo condensador e pelo processo para então ser distribuída aos demais subsistemas.

As parcelas de energia interna e de trabalho de fluxo apresentam comportamentos semelhantes: são produzidas pelas bombas e pelo gerador de vapor e distribuídas aos demais subsistemas por suas respectivas junção-bifurcação, $(J_U - B_U)$ e $(J_F - B_F)$.

A estrutura produtiva continua desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho.

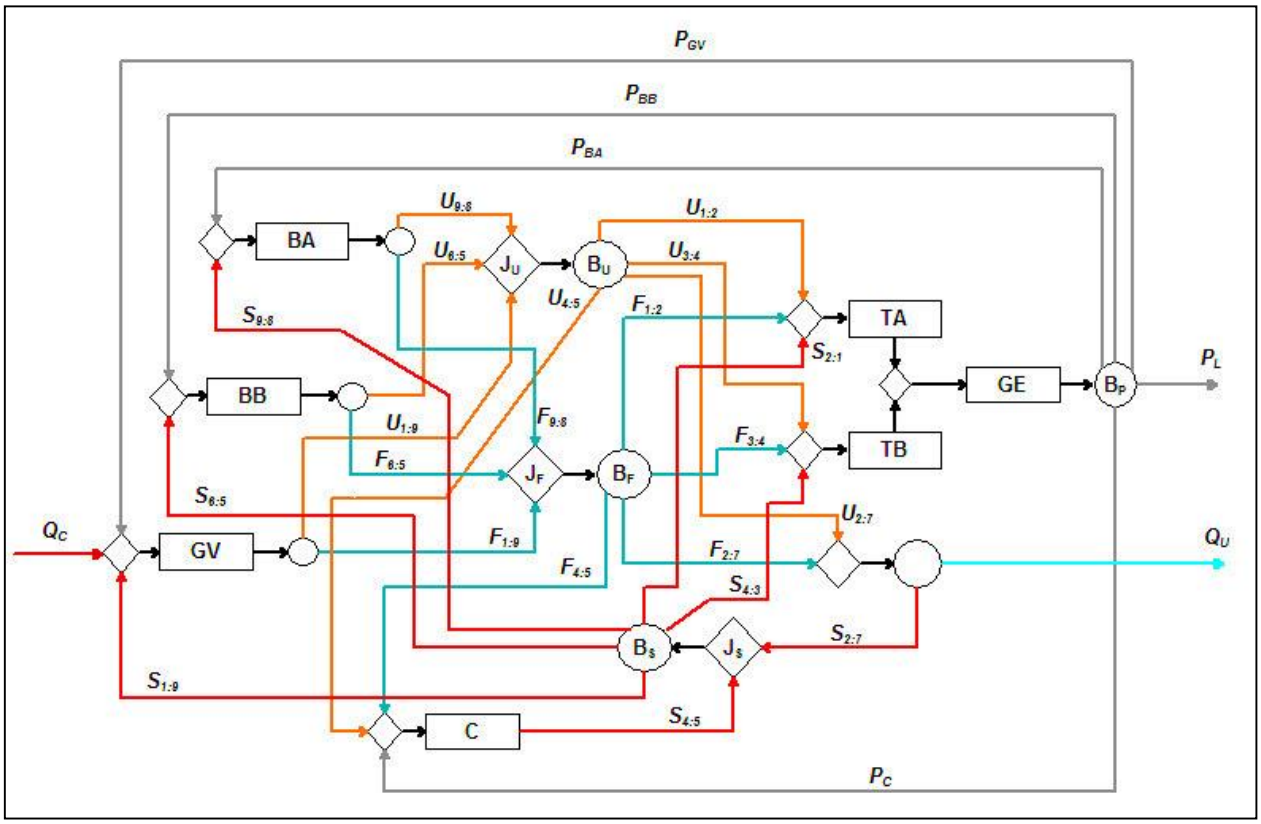

Figura 4.12: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração usando o Nível IIIb de desagregação*

A Tab. 4.15 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.12, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e a modelagem deste nível utiliza o maior número de fluxos neste estudo de caso: 27.

Tabela 4.15: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$U_{1:2}$	2030,15	3,22	64,52
$U_{2:7}$	7355,45	3,22	64,52
$U_{3:4}$	1337,42	3,22	64,52
$U_{4:5}$	9624,94	3,22	64,52
$U_{6:5}$	0,15	7,27	429,64
$U_{9:8}$	11,85	6,48	176,57
$U_{1:9}$	20336,00	3,22	64,46
$F_{1:2}$	609,99	3,25	65,63
$F_{2:7}$	590,77	3,25	65,63
$F_{3:4}$	243,39	3,25	65,63
$F_{4:5}$	599,00	3,25	65,63
$F_{6:5}$	0,44	7,27	429,64
$F_{9:8}$	19,94	6,48	176,57
$F_{1:9}$	2022,78	3,22	64,46
$S_{2:1}$	1024,70	3,30	66,30
$S_{2:7}$	6069,87	3,23	64,61
$S_{4:3}$	791,72	3,30	66,30
$S_{4:5}$	9888,11	3,34	67,28
$S_{6:5}$	0,14	3,30	66,30
$S_{9:8}$	11,07	3,30	66,30
$S_{1:9}$	14123,12	3,30	66,30
P_{GV}	62,02	4,83	103,98
P_{BB}	0,78	4,83	103,98
P_{BA}	35,09	4,83	103,98
P_C	4,89	4,83	103,98
P_L	3963,22	4,83	103,98
Q_U	1876,34	3,23	64,61

4.3 Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de *by-pass*

A Fig. 4.13 representa a estrutura física do sistema de cogeração analisado que é formado pelos seguintes subsistemas: Gerador de Vapor (GV), Turbina a Vapor (TV) e seu Gerador Elétrico (GE), bomba (B), Válvula de *by-pass* (VLV) e pelo processo industrial.

Neste estudo de caso aparece um outro equipamento dissipativo, a válvula. Portanto, destaca-se como cada metodologia de desagregação da exergia lida com a alocação de custo desse tipo de equipamento.

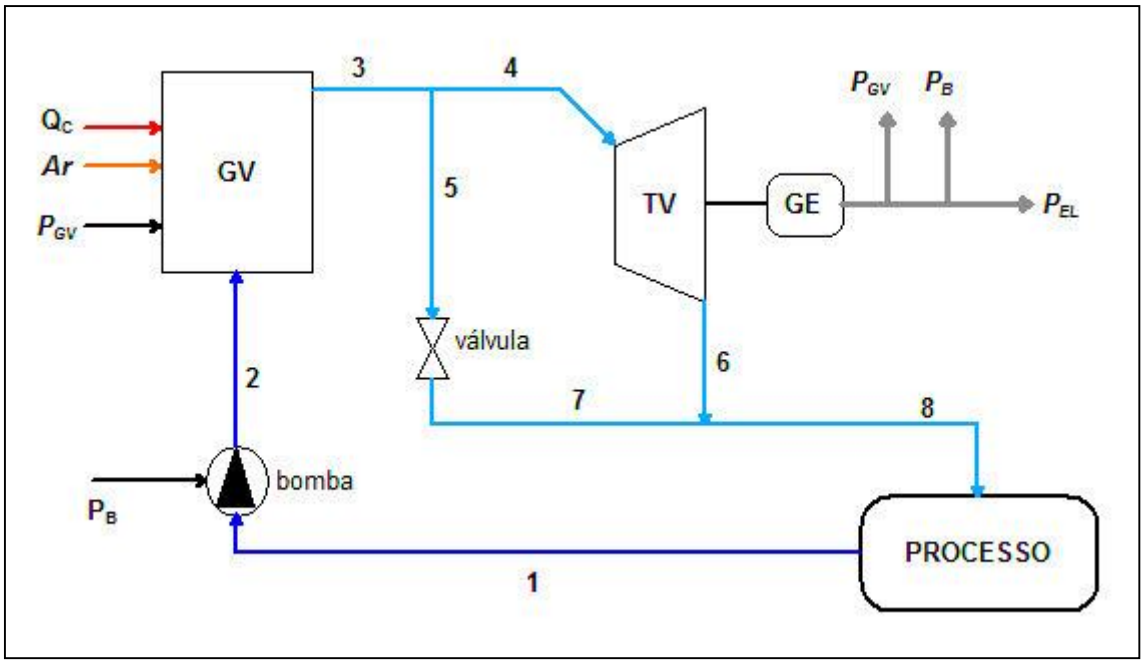

Figura 4.13: *Estrutura Física do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass*

O vapor produzido no gerador de vapor segue dois caminhos: metade se expande na turbina e a outra metade passa pela válvula de *by-pass*, depois se juntam e vão para o processo industrial de onde sai condensado para ser bombeado novamente para o gerador de vapor.

Os parâmetros dos principais fluxos da estrutura física do sistema estão na Tab. 4.16. A modelagem foi efetuada no *software* Thermoflex®.

Tabela 4.16: *Descrição dos Fluxos Físicos do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass*

Fluxo Físico (*i*)		$\dot{m}$ [kg/s]	p [bar]	T [°C]	E^{TOTAL} [kJ/kg]
Número	Descrição				
1	Água	6,388	1,013	60,20	8,13
2	Água	6,388	26,01	60,70	10,85
3	Vapor	6,388	25,00	330,00	1068,73
4	Vapor	3,194	25,00	330,00	1068,73
5	Vapor	3,194	25,00	330,00	1068,73
6	Vapor	3,194	2,00	136,00	595,59
7	Vapor	3,194	2,00	304,90	728,35
8	Vapor	6,388	2,00	220,00	653,24

A Tab. 4.17 mostra a potência bruta produzida pelo grupo turbina a vapor e gerador elétrico (TV e GE), os consumos auxiliares do gerador de vapor (GV), e da bomba (B), além da potência

líquida e do custo horário dos equipamentos obtidos em função do custo de investimento operação e manutenção.

Tabela 4.17: *Descrição da Produção e Consumo de Potência pelas Unidades do Sistema analisado e seus Custos Monetários*

Unidade	Potência Produzida [kW]	Potência Consumida [kW]	Potência Líquida [kW]	Custo Horário [$/h]
TV + GE	1043,20	-	963,90	8,97
GV	-	50,05	-	20,33
VLV	-	-	-	0,3
B	-	29,25	-	0,6

O processo produz 4120,93 kW de calor útil (Q_U) em base exergética. O combustível usado na planta é o mesmo gás natural do estudo de caso anterior (seção 4.2) e o seu custo unitário é de 0,018 $/kWh (Santos, 2005). O consumo de combustível (Q_C), em base exergética, é de 20321,19 kW.

4.3.1 Modelagem Termoeconômica utilizando Estrutura Produtiva

A modelagem termoeconômica realizada segue os padrões já utilizados e explicados nos estudos de caso anteriores. Na sequência são apresentados os diversos modelos utilizados e suas respectivas estruturas produtivas.

O sistema analisado neste estudo de caso é o primeiro neste trabalho que possui uma válvula em sua estrutura física. Como já explicado no Capítulo 2 (seção 2.2.5), a primeira metodologia de desagregação de exergia capaz de definir um produto para este tipo de equipamento dissipativo e isola-lo na estrutura produtiva foi o Nível IIIb (Modelo *UFS*).

Dessa forma, os níveis anteriores (I, IIa, IIa* e IIb) devem alocar a válvula juntamente com outro subsistema. Neste trabalho em cada um desses níveis a válvula foi alocada primeiramente junto com a turbina e depois juntamente com o processo para analisar a influência da alocação da válvula juntamente com diferentes subsistemas. Esta primeira forma recebe a denominação de "TV-VLV" e a segunda de "Proc-VLV".

Essas duas formas seguem a ideia de que na impossibilidade de desagregar o equipamento dissipativo, este deve ser alocado juntamente com algum equipamento produtivo. A alocação juntamente com o processo segue a ideia de que a válvula auxilia o processo a deixar os parâmetros de acordo com exigências do mesmo. Já a alocação juntamente com a turbina segue a ideia de que

a válvula é utilizada devido a impossibilidade do sistema em consumir toda a potência gerada na turbina.

4.3.1.1 Nível de desagregação I

A Fig. 4.14 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível I para o caso TV-VLV. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos de exergia total e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

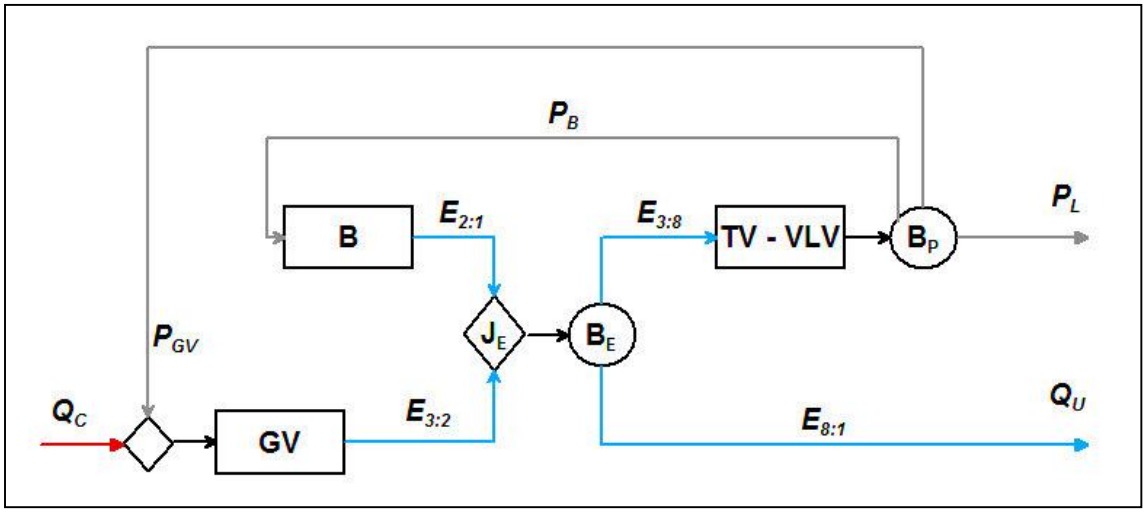

Figura 4.14: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível I de desagregação – TV-VLV*

A estrutura produtiva é formada pelo conjunto turbina-válvula (TV-VLV), pela bomba e pelo gerador de vapor, além de uma junção-bifurcação exergética, uma bifurcação de potência e uma pequena junção na entrada do GV.

A bomba e o gerador de vapor produzem exergia que é distribuída ao processo e ao conjunto formado pela turbina e pela válvula (TV-VLV).

Neste caso, a estrutura produtiva não está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho, o que impossibilita análises em separado da formação de seus custos internos e aplicações de otimização local e diagnóstico.

A Tab. 4.18 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.14, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.18: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível I – TV-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E_{2:1}$	17,35	13,26	302,29
$E_{3:2}$	6757,73	3,07	58,31
$E_{3:8}$	2654,16	3,09	58,94
P_{GV}	50,05	7,87	158,84
P_B	29,25	7,87	158,84
P_L	963,90	7,87	158,84
Q_U	4120,93	3,09	58,94

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e são utilizados apenas sete fluxos (entre fluxos internos e de produtos finais) nesta modelagem.

A Fig. 4.15 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível I para o caso Proc-VLV.

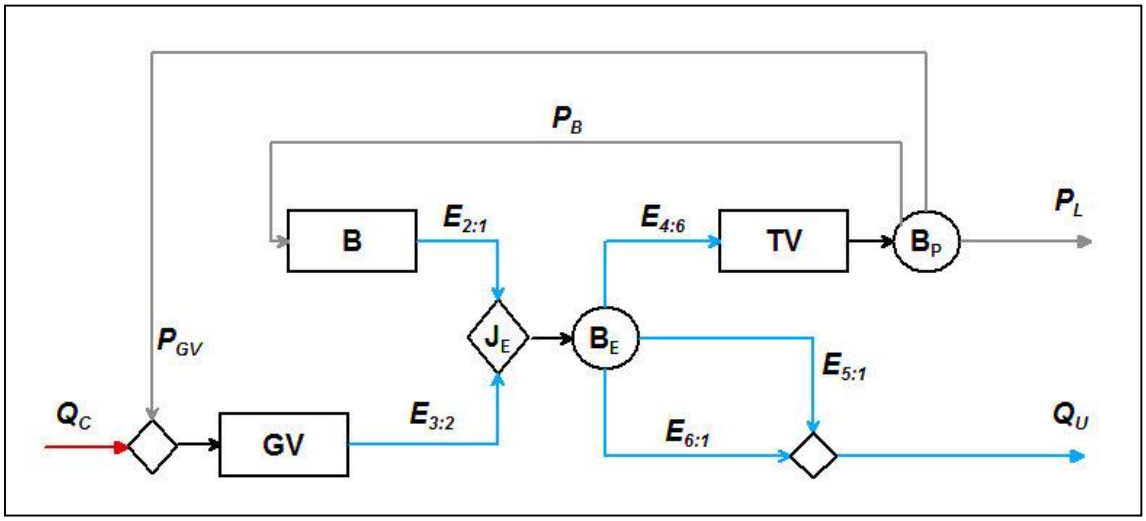

Figura 4.15: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível I de desagregação – Proc-VLV*

Na estrutura produtiva deste caso, a turbina aparece isolada, pois a válvula esta alocada juntamente com o processo. A diferença em relação ao caso anterior é que é necessário mais uma pequena junção.

A bomba e o gerador de vapor produzem exergia que é distribuída a turbina e ao conjunto formado pelo processo e pela válvula (Proc-VLV).

Neste caso, a estrutura produtiva continua não estando desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho.

A Tab. 4.19 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.15, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.19: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível I – Proc-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E_{2:1}$	17,35	7,45	191,08
$E_{3:2}$	6757,73	3,04	57,82
$E_{4:6}$	1511,20	3,05	58,17
$E_{5:1}$	3387,54	3,05	58,17
$E_{6:1}$	1876,34	3,05	58,17
P_{GV}	50,05	4,42	92,86
P_B	29,25	4,42	92,86
P_L	963,90	4,42	92,86
Q_U	4120,93	3,90	74,37

Como houve uma mudança na estrutura produtiva, também houve mudanças nos custos unitários. Porém, os valores se mantém coerentes e o número de fluxos aumentou para nove.

4.3.1.2 Nível de desagregação IIa

A Fig. 4.16 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIa para o caso TV-VLV. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos das parcelas térmica e mecânica da exergia e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

Além do conjunto TV-VLV e dos equipamentos (B e GV), a estrutura produtiva é composta por uma junção-bifurcação (J_E^T-B_E^T), uma bifurcação de potência, mais uma pequena bifurcação e três pequenas junções.

A bomba é o único equipamento que produz a parcela mecânica da exergia para ser distribuída aos demais subsistemas através de uma pequena bifurcação na saída da bomba.

A parcela térmica é produzida pela bomba e pelo gerador de vapor e então é distribuída aos demais subsistemas através da junção-bifurcação J_E^T-B_E^T.

A estrutura produtiva ainda não está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho.

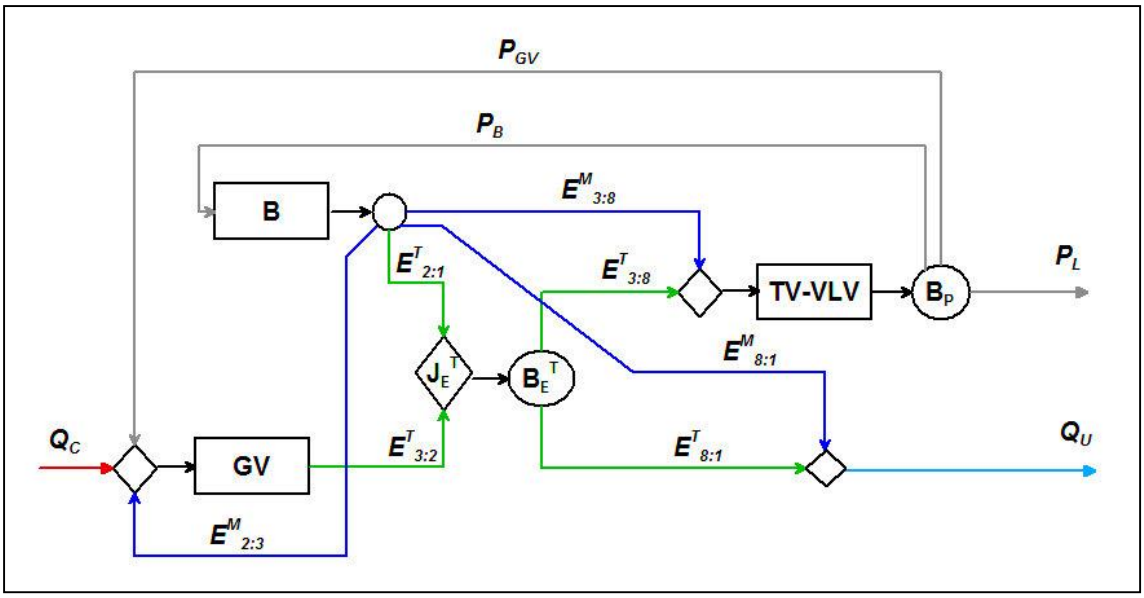

Figura 4.16: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa de desagregação – TV-VLV*

A Tab. 4.20 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.16, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.20: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa – TV-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^T_{2:1}$	1,34	13,41	305,88
$E^T_{3:2}$	6758,38	3,07	58,35
$E^T_{3:8}$	2639,43	3,07	58,40
$E^T_{8:1}$	4120,30	3,07	58,40
$E^M_{2:3}$	0,65	13,41	305,88
$E^M_{3:8}$	14,73	13,41	305,88
$E^M_{8:1}$	0,63	13,41	305,88
P_{GV}	50,05	7,95	160,97
P_B	29,25	7,95	160,97
P_L	963,90	7,95	160,97
Q_U	4120,93	3,07	58,44

Os custos unitários são coerentes pelos mesmos motivos apresentados anteriormente e são utilizados 11 fluxos nesta modelagem.

A Fig. 4.17 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIa para o caso Proc-VLV.

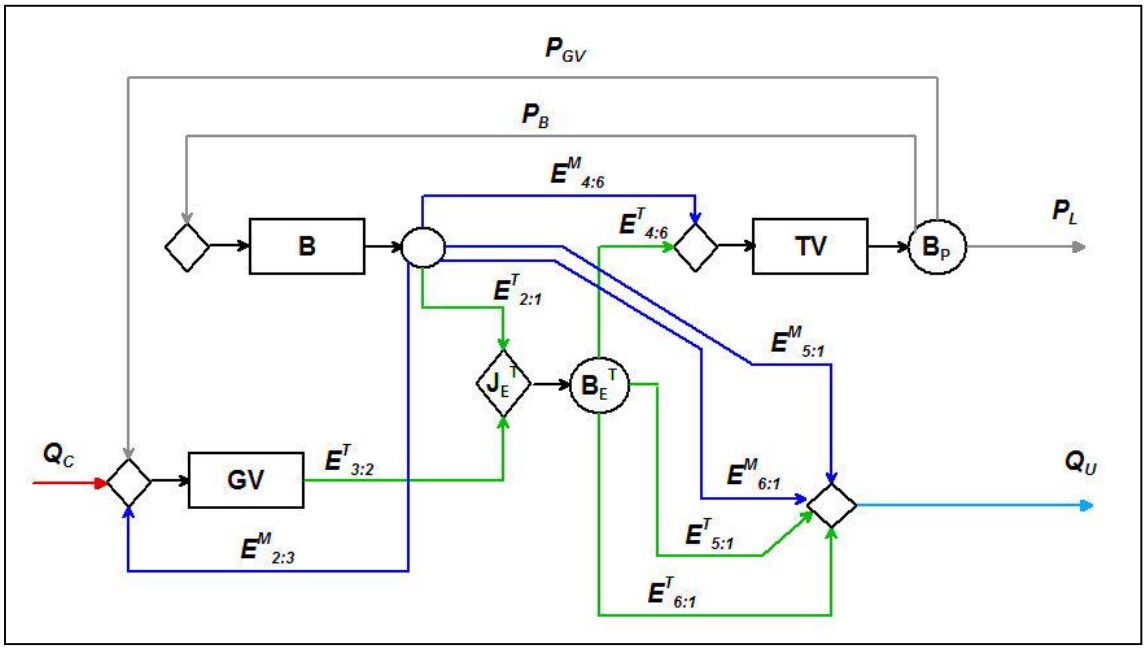

Figura 4.17: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa de desagregação – Proc-VLV*

O comportamento dos fluxos de exergia mecânica e térmica são semelhantes aos do caso TV-VLV: a parcela mecânica é produzida pela bomba e distribuída aos demais subsistemas através de uma pequena bifurcação e a parcela térmica é produzida pela bomba e pelo gerador de vapor e então é distribuída aos demais subsistemas através da junção-bifurcação J_E^T-B_E^T.

A diferença em relação ao caso anterior está no modo como a válvula é alocada: neste caso ela está alocada juntamente como o processo e a turbina está isolada.

A estrutura produtiva segue ainda sem estar desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho.

A Tab. 4.21 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.17, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Os custos unitários apresentem valores coerentes, pois são maiores que os respectivos custos do combustível. Neste caso, são utilizados 13 fluxos na modelagem.

Tabela 4.21: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa – Proc-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^{T}_{2:1}$	1,34	7,48	191,95
$E^{T}_{3:2}$	6758,38	3,04	57,84
$E^{T}_{4:6}$	1503,84	3,04	57,87
$E^{T}_{5:1}$	3379,86	3,04	57,87
$E^{T}_{6:1}$	1876,02	3,04	57,87
$E^{M}_{2:3}$	0,65	7,48	191,95
$E^{M}_{4:6}$	7,36	7,48	191,95
$E^{M}_{5:1}$	7,68	7,48	191,95
$E^{M}_{6:1}$	0,32	7,48	191,95
P_{GV}	50,05	4,44	93,37
P_{B}	29,25	4,44	93,37
P_{L}	963,90	4,44	93,37
Q_{U}	4120,93	3,89	74,25

4.3.1.3 Nível de desagregação IIa*

A estrutura produtiva deste nível, que está representada na Fig. 4.18 (caso TV-VLV), é formada de forma similar ao nível anterior (IIa). Porém, este nível adota um caminho diferente para a determinação dos fluxos como explicado nos estudos de caso anteriores.

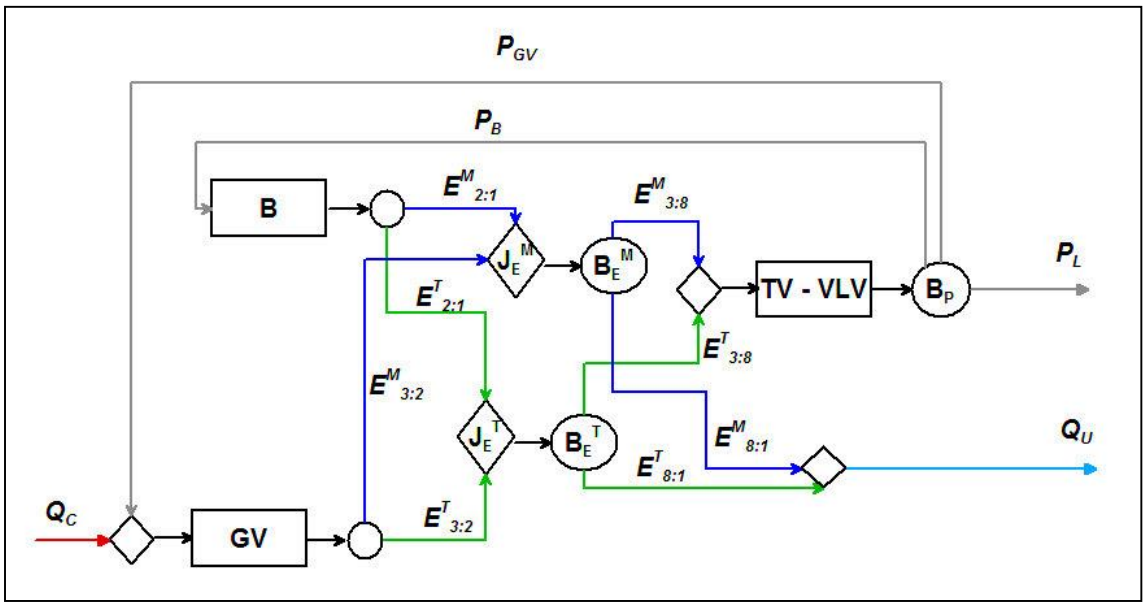

Figura 4.18: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa* de desagregação – TV-VLV*

A diferença deste nível em relação ao anterior (IIa – caso TV-VLV) pode ser observada no gerador de vapor: agora este equipamento produz exergia mecânica. O restante se mantém de forma semelhante ao Nível IIa. Dessa forma, é preciso de mais uma junção-bifurcação (J_E^M-B_E^M) para fazer a distribuição dos fluxos de exergia mecânica que são gerados pela bomba e pelo gerador de vapor. Adiciona-se também uma pequena bifurcação na saída do gerador de vapor.

A Tab. 4.22 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.18, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.22: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa* – TV-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^T_{2:1}$	15,93	13,36	304,66
$E^T_{3:2}$	2582,33	3,07	58,32
$E^T_{3:8}$	2014,54	3,13	59,83
$E^T_{8:1}$	583,72	3,13	59,83
$E^M_{2:1}$	1,42	13,36	304,66
$E^M_{3:2}$	4175,40	3,07	58,32
$E^M_{3:8}$	639,62	3,07	58,41
$E^M_{8:1}$	3537,21	3,07	58,41
P_{GV}	50,05	7,92	160,24
P_B	29,25	7,92	160,24
P_L	963,90	7,92	160,24
Q_U	4120,93	3,08	58,61

Os custos unitários apresentem valores coerentes, pois são maiores que os respectivos custos do combustível e utiliza-se 12 fluxos na modelagem.

A Fig. 4.19 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIa* para o caso Proc-VLV.

A diferença deste nível em relação ao anterior (IIa* – caso TV-VLV) é a alocação da válvula: neste caso ela está alocada juntamente com o processo e a turbina está isolada. O restante se mantém de forma semelhante ao Nível IIa* - caso TV-VLV.

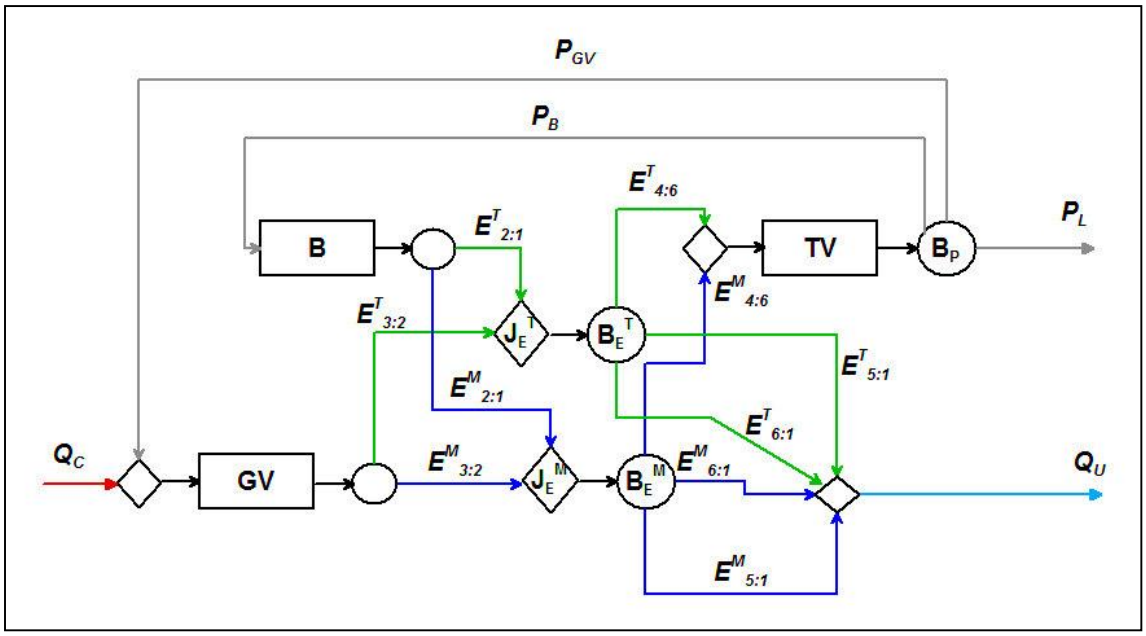

Figura 4.19: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIa* de desagregação – Proc-VLV*

A Tab. 4.23 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.19, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.23: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIa* – Proc-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$E^T_{2:1}$	15,93	7,47	191,64
$E^T_{3:2}$	2582,33	3,04	57,83
$E^T_{4:6}$	1012,12	3,07	58,65
$E^T_{5:1}$	1299,13	3,07	58,65
$E^T_{6:1}$	287,01	3,07	58,65
$E^M_{2:1}$	1,42	7,47	191,64
$E^M_{3:2}$	4175,40	3,04	57,83
$E^M_{4:6}$	499,08	3,04	57,87
$E^M_{5:1}$	2088,41	3,04	57,87
$E^M_{6:1}$	1589,33	3,04	57,87
P_{GV}	50,05	4,43	93,19
P_B	29,25	4,43	93,19
P_L	963,90	4,43	93,19
Q_U	4120,93	3,89	74,29

Os custos unitários apresentem valores coerentes, pois são maiores que os respectivos custos do combustível e ao todo são utilizados 14 fluxos.

4.3.1.4 Nível de desagregação IIb

A Fig. 4.20 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIb do caso TV-VLV. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos das parcelas entálpicas e entrópicas da exergia e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

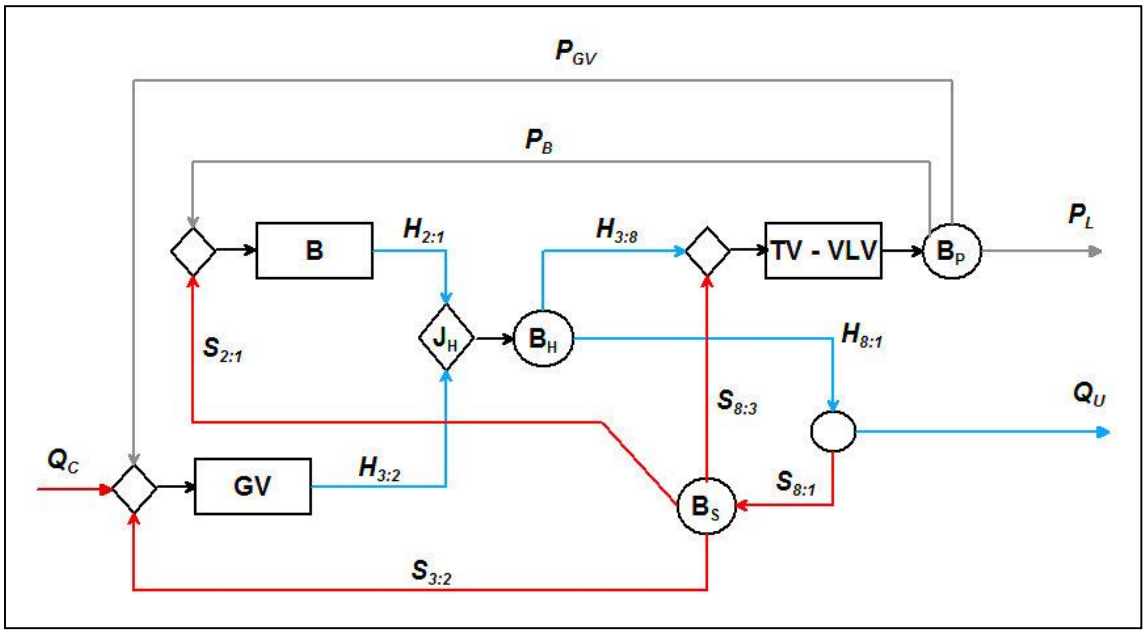

Figura 4.20: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIb de desagregação – TV-VLV*

Além do conjunto TV-VLV, a estrutura produtiva conta ainda com a bomba, o gerador de vapor, uma junção-bifurcação entálpica, uma bifurcação de potência e outra entrópica, além de uma pequena bifurcação e três pequenas junções.

A parcela entrópica é produzida somente pelo processo industrial para então ser distribuída aos demais subsistemas através da bifurcação B_S. Já a parcela entálpica é produzida tanto pela bomba quando pelo gerador de vapor e é distribuída aos demais subsistemas através da junção-bifurcação J_H-B_H.

A estrutura produtiva não está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho, pois a válvula está alocada juntamente com a turbina (TV-VLV).

A Tab. 4.24 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.20, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.24: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIb – TV-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	26,75	9,69	216,83
$H_{3:2}$	18043,01	3,08	58,70
$H_{3:8}$	1085,00	3,09	58,94
$H_{8:1}$	16984,76	3,09	58,94
$S_{2:1}$	9,39	3,09	58,94
$S_{3:2}$	11285,28	3,09	58,94
$S_{8:3}$	1569,16	3,09	58,94
$S_{8:1}$	12863,83	3,09	58,94
P_{GV}	50,05	7,87	158,84
P_B	29,25	7,87	158,84
P_L	963,90	7,87	158,84
Q_U	4120,93	3,09	58,94

Resultados coerentes pelos mesmos motivos anteriores e são utilizados 12 fluxos para esta modelagem.

A Fig. 4.21 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIb do caso Proc-VLV.

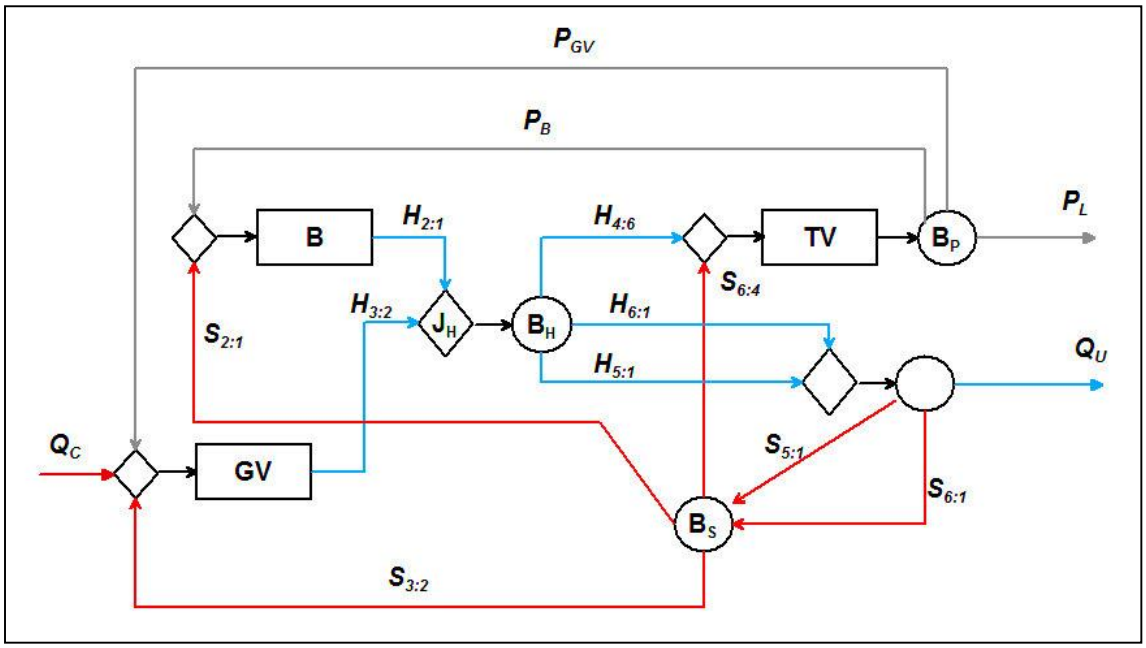

Figura 4.21: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIb de desagregação – Proc-VLV*

Neste caso a turbina está isolada e a válvula está alocada juntamente com o processo. O processo continua sendo o único subsistema que produz a parcela entrópica e a parcela entálpica segue sendo produzida pela bomba e pelo gerador de vapor.

A Tab. 4.25 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.21, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.25: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIb – Proc-VLV*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$H_{2:1}$	26,75	6,93	164,04
$H_{3:2}$	18043,01	3,47	66,19
$H_{4:6}$	1088,67	3,48	66,34
$H_{5:1}$	9034,88	3,48	66,34
$H_{6:1}$	7946,21	3,48	66,34
$S_{2:1}$	9,39	3,73	71,15
$S_{3:2}$	11285,28	3,73	71,15
$S_{6:4}$	422,53	3,73	71,15
$S_{5:1}$	5647,34	3,73	71,15
$S_{6:1}$	6069,87	3,73	71,15
P_{GV}	50,05	5,14	106,65
P_B	29,25	5,14	106,65
P_L	963,90	5,14	106,65
Q_U	4120,93	3,73	71,15

Os resultados são diferentes em relação ao do caso TV-VLV para o mesmo nível, pois a estrutura produtiva é diferente. Porém, seguem coerentes. São utilizados 14 fluxos nesta modelagem.

4.3.1.5 Nível de desagregação IIIb

A Fig. 4.22 representa a estrutura produtiva do sistema usando o Nível IIIb. Os insumos e produtos são definidos com base nos fluxos de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópico e seguem as definições já apresentadas para este nível nos estudos de caso anteriores.

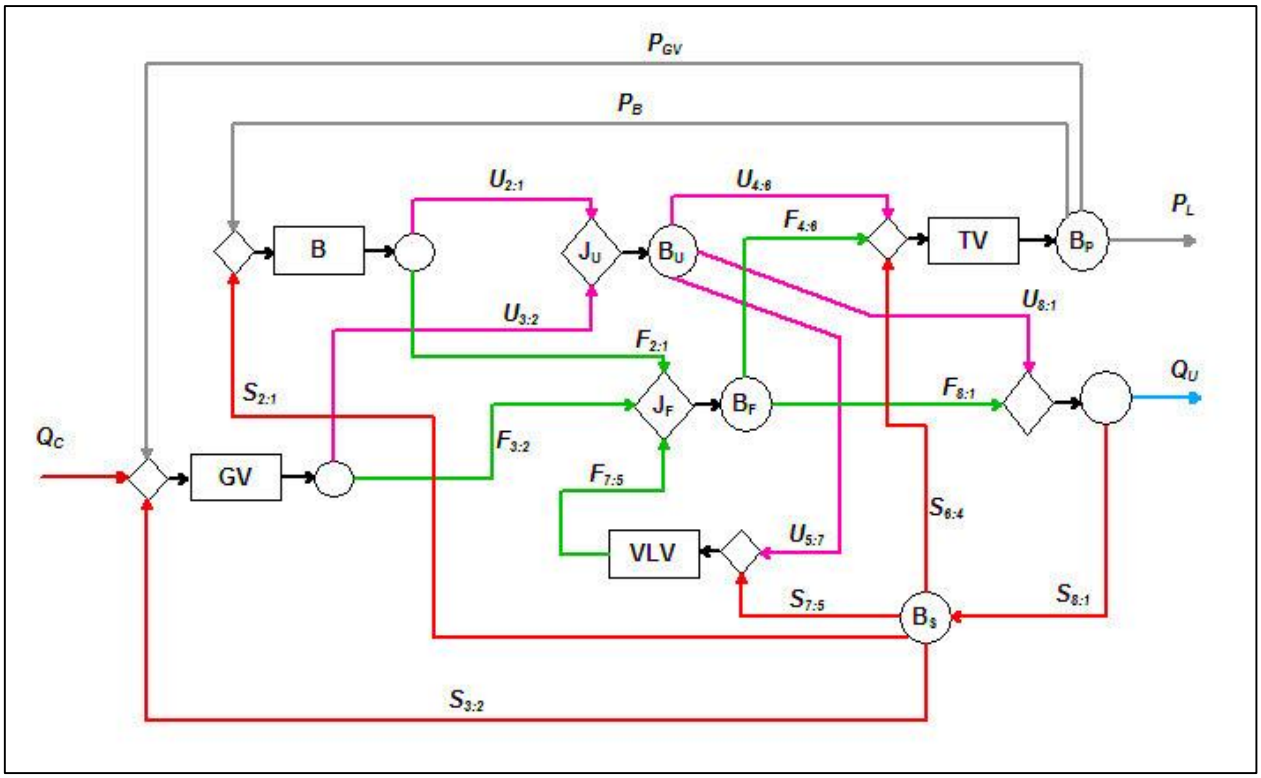

Figura 4.22: *Estrutura produtiva do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass usando o Nível IIIb de desagregação*

Como mencionado no Capítulo 2 desta dissertação (seção 2.2.5), o Nível IIIb é a primeira metodologia de desagregação de exergia capaz de definir um produto para a válvula e isola-la na estrutura produtiva. Portanto, esse nível não tem os dois casos (TV-VLV e Proc-VLV) como nos níveis anteriores. A Fig. 4.22 mostra a válvula isolada e o seu produto é definido com base na parcela de trabalho de fluxo.

Além da válvula isolada, a estrutura produtiva deste nível possui todos os equipamentos (B, GV e TV), três junções-bifurcações, uma bifurcação de potência e outra entrópica, além de duas pequenas junções e quatro pequenas junções.

Além da válvula, a bomba e o gerador de vapor também produzem a parcela de trabalho de fluxo da exergia que é distribuída aos demais subsistemas através de um junção-bifurcação J_F-B_F.

A parcela entrópica é produzida pelo processo e distribuída aos demais subsistemas através de uma bifurcação entrópica. A parcela de energia interna é produzida pela bomba e pelo gerador de vapor e é distribuída aos demais subsistemas através de um junção-bifurcação J_U-B_U.

Neste estudo de caso essa é a única estrutura produtiva que está desagregada de tal forma que se pode ver isolado cada equipamento por onde passa o fluido de trabalho, o que possibilita análises em separado da formação de seus custos internos e aplicações de otimização local e diagnóstico.

A Tab. 4.26 mostra o valor de cada fluxo da estrutura produtiva da Fig. 4.22, bem como os respectivos custos unitários exergéticos e monetários.

Tabela 4.26: *Custo Unitário dos Fluxos da Planta de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass segundo o Nível IIIb*

FLUXO	VALOR [kW]	CUSTO UNITÁRIO	
		Exergético [kW/k/W]	Monetário [$/MWh]
$U_{2:1}$	10,51	7,66	177,98
$U_{3:2}$	16374,62	3,38	64,43
$U_{4:6}$	837,12	3,38	64,50
$U_{5:7}$	4,61	3,38	64,50
$U_{8:1}$	15544,28	3,38	64,50
$F_{2:1}$	16,23	7,66	177,98
$F_{3:2}$	1668,36	3,38	64,43
$F_{4:6}$	251,52	6,99	133,87
$F_{7:5}$	4,61	846,49	16210,72
$F_{8:1}$	1131,94	6,99	133,87
$S_{2:1}$	9,39	3,58	68,27
$S_{3:2}$	11285,28	3,58	68,27
$S_{6:4}$	422,53	3,58	68,27
$S_{7:5}$	1087,17	3,58	68,27
$S_{8:1}$	12863,83	3,56	67,95
P_{GV}	50,05	5,85	120,29
P_B	29,25	5,85	120,29
P_L	963,90	5,85	120,29
Q_U	4120,93	3,56	67,95

Os resultados são coerentes pelos motivos já apresentados e nota-se um custo unitário bastante elevado para o produto da válvula. Isso ocorre pois ela tem insumo ($U_{5:7}$ + $S_{7:5}$) muito maior que produto ($F_{7:5}$) e, consequentemente, uma eficiência muito pequena.

Este nível apresenta o maior número de fluxos deste estudo de caso: 19.

Capítulo 5

DISCUSSÃO DOS RESULTADOS: CUSTOS UNITÁRIOS DOS PRODUTOS FINAIS

Este capítulo faz uma comparação dos custos unitários (exergéticos e monetários) dos produtos finais (Potência e Calor útil), de todos os estudos de caso deste trabalho, obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física apresentados.

Além disso, apresenta os ganhos de precisão alcançados e as tendências obtidas com o aumento dos níveis de desagregação da exergia.

5.1 Alocação de Custos na Cogeração

Um dos três grandes campos de atuação da Termoeconomia é a alocação de custos nas plantas térmicas multiprodutos. Neste ponto é de suma importância a definição de custo. 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 (custo monetário) ou exergéticas (custo exergético).

Nesta dissertação, diferentes plantas de cogeração são analisadas sob forma de estudos de caso. Uma unidade de cogeração está ilustrada na Fig. 5.1. O insumo é um combustível (Q_C) e os produtos são potência elétrica (P_{el}) e calor útil (Q_U).

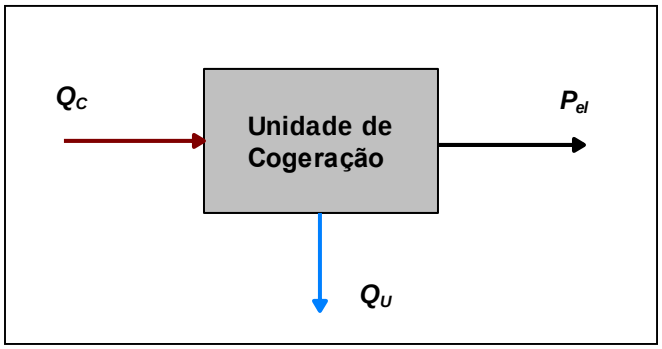

Figura 5.1: *Fluxos contábeis na cogeração*

As Eq. (5.1) e (5.2) definem os balanços de custos para obtenção do custo monetário (C) e monetário unitário (c) dos produtos finais (P_{el} e Q_U) aplicados a Fig. 5.1, respectivamente. O custo horário de aquisição, manutenção e operação dos equipamentos da unidade de cogeração é representado por Z, levando em conta o fator de recuperação de capital.

$$C_C + Z = C_P + C_Q \tag{5.1}$$

$$c_C . Q_C + Z = c_P . P_{el} + c_Q . Q_U \tag{5.2}$$

Sendo assim, na primeira equação, os termos C_C, C_P e C_Q representam os custos monetários do combustível, da potência e do calor útil, respectivamente. Na segunda equação, os termos c_C, c_P e c_Q representam os custos monetários unitários do combustível, da potência e do calor útil, respectivamente.

Quando o sistema tem a sua condição operacional definida (insumo externo, produtos e custos totais), existe uma reta solução para aquela situação de modo que, não importa a metodologia de alocação de custos aplicada, o par ordenado do custo unitário da potência e do calor, seja ele monetário ou exergético, terá que pertencer a reta solução.

A Fig. 5.2 representa as retas soluções para os custos unitários monetário e exergético para um caso hipotético. Quanto maior o custo unitário da potência, menor o custo unitário do calor, e vice-versa.

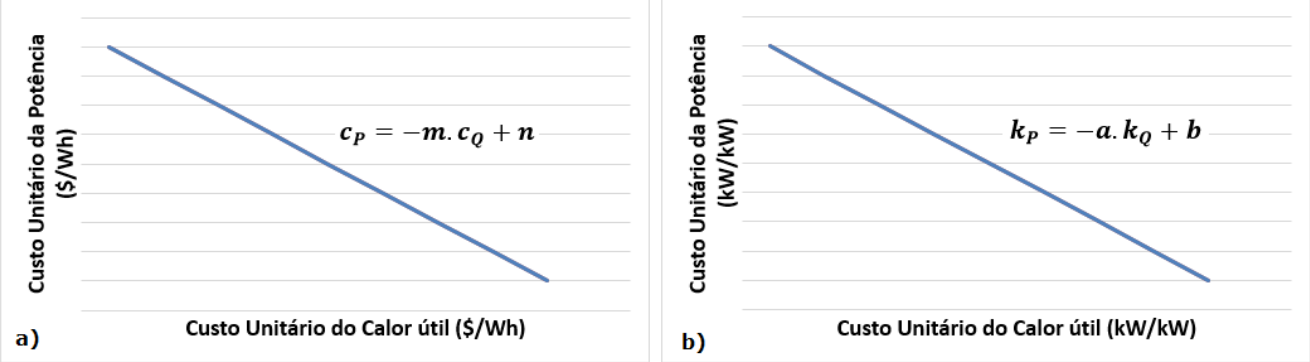

Figura 5.2: *Reta solução para os custos unitários (a) monetário e (b) exergético*

As equações que representam estas retas de custo unitário monetário e exergético estão apresentadas respectivamente, nas Eq. (5.3) e (5.4). Vale destacar que se obtêm as equações para o custo exergético unitário dos fluxos produtivos desprezando os custos dos equipamentos, com o custo unitário do combustível igual à unidade.

$$c_P = -\frac{Q_U}{P_{el}} c_Q + \frac{c_C \cdot Q_C + Z}{P_{el}} \quad (5.3)$$

$$k_P = -\frac{Q_U}{P_{el}} k_Q + \frac{c_C \cdot Q_C}{P_{el}} \quad (5.4)$$

5.2 Resultados da Alocação de Custo na Cogeração

Esta seção mostra os resultados da alocação de custo dos produtos finais tanto para os estudos de caso com ciclos a gás, bem como para os ciclos a vapor.

5.2.1 Ciclos a Gás

Na sequência são apresentados os resultados dos quatro primeiros estudos que caso que envolvem sistema de cogeração em que o fluido de trabalho é considerado como um gás ideal.

5.2.1.1 Turbina a Gás Simples

As Fig. 5.3 e 5.4 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil), obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física apresentados.

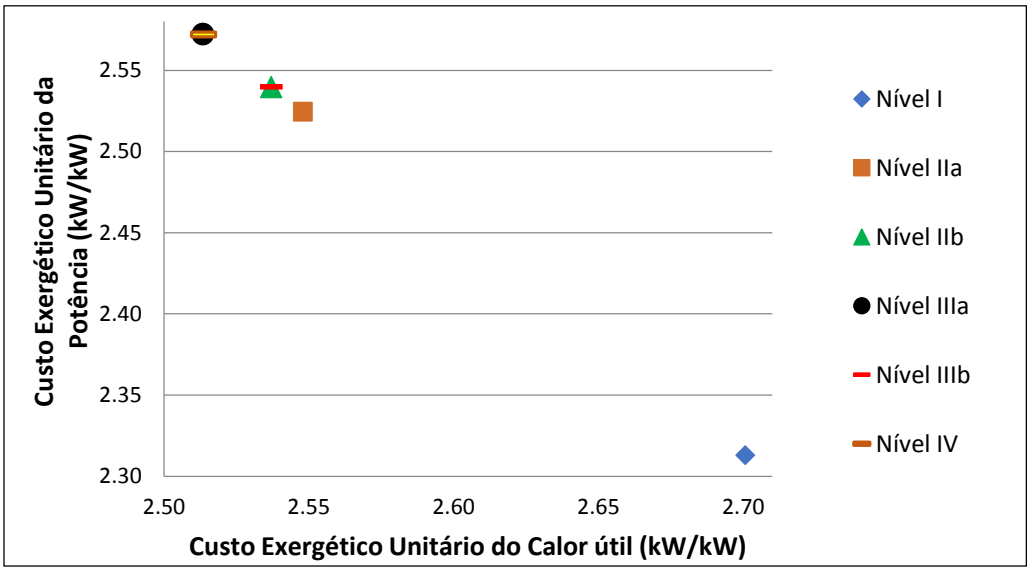

Figura 5.3: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples*

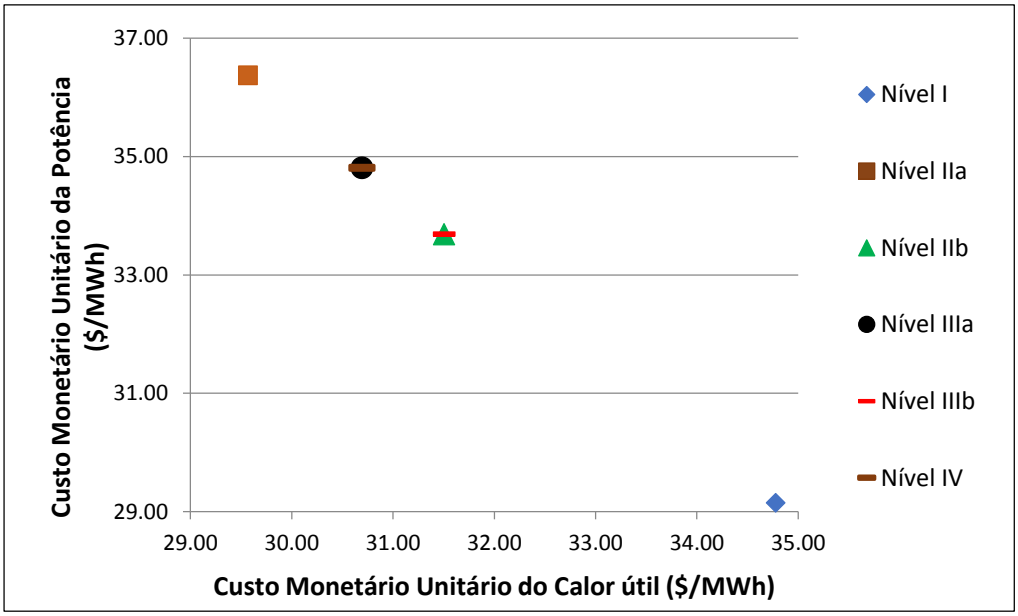

Figura 5.4: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples*

Observa-se que alguns níveis de desagregação apresentam pontos coincidentes de custo unitário. Os Níveis IIIa e IV apresentam valores coincidentes nos gráficos da Fig. 5.3 e 5.4, assim como os Níveis IIb e IIIb. Em ambos os casos, ao se passar do menor para o maior nível, desagrega-se a parcela entálpica (H) da exergia em parcelas de energia interna (U) e trabalho de fluxo (F) que são todas funções unicamente da temperatura, conforme explicado na seção 2.1.2.1 do Capítulo 2.

Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IV), o custo unitário exergético da potência teve aumento de 10,09%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 7,44%. Essa foi a maior variação de custo exergético unitário, assim como do Nível I para o Nível IIIa, que como já explicado, tem os mesmos valores do Nível IV pela desagregação da entalpia em energia interna e trabalho de fluxo.

Do Nível I para o Nível IIa, o custo unitário exergético da potência teve aumento de 8,39%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 6,00%. Do Nível I até o Nível IIb (ou IIIb) o custo unitário exergético da potência teve aumento de 8,93%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 6,45%.

Além disso, os custos exergéticos e monetários unitários dos produtos finais obtidos através dos diferentes níveis de desagregação apresentam valores coerentes pertencentes a reta solução conforme explicado na seção 5.1 deste capítulo, e com as mesmas tendências: à medida que eleva-

se o nível de desagregação sobrecarrega-se o custo unitário da potência em relação ao custo unitário do calor útil.

5.2.1.2 Turbina a Gás Regenerativa – *Caso A*

As Fig. 5.5 e 5.6 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil), obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física aplicados ao Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – *Caso A*.

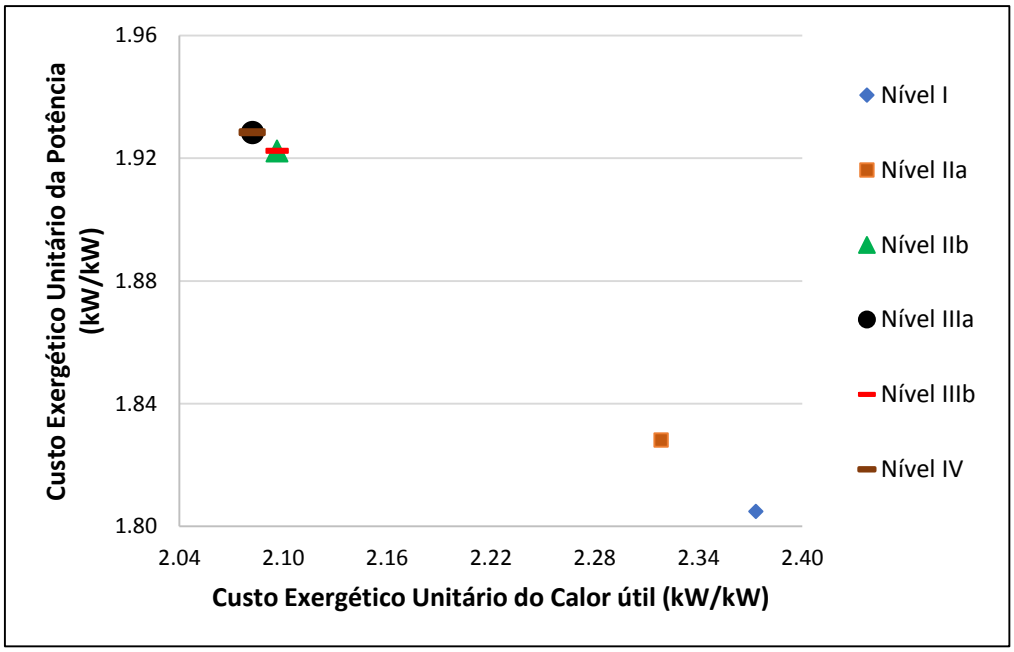

Figura 5.5: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso A*

Pelos mesmos motivos apresentados na seção 5.2.1.1 deste capítulo, os valores obtidos para os Níveis IIIa e IV, assim como para IIb e IIIb são coincidentes.

Assim como no estudo de caso anterior (Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples), a maior variação de custo exergético unitário foi do Nível I para o Nível IV (ou IIIa): o custo unitário exergético da potência teve aumento de 6,41%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 13,97%.

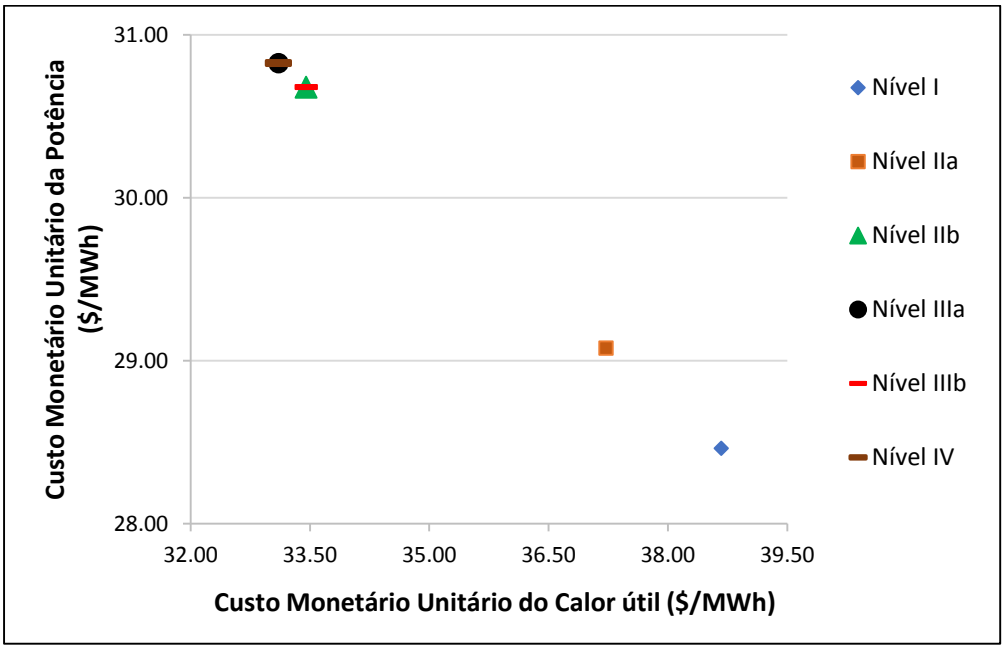

Figura 5.6: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso A*

Do Nível I para o Nível IIa, o custo unitário exergético da potência teve aumento de 1,27%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 2,36%. Do Nível I até o Nível IIb (ou IIIb) o custo unitário exergético da potência teve aumento de 6,12%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 13,21%.

Além disso, os custos exergéticos e monetários unitários dos produtos finais obtidos através dos diferentes níveis de desagregação apresentaram valores coerentes pertencentes a reta solução, e com a mesma tendência do estudo de caso anterior

5.2.1.3 Turbina a Gás Regenerativa – *Caso B*

As Fig. 5.7 e 5.8 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil), obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física aplicados ao Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa - *Caso B*.

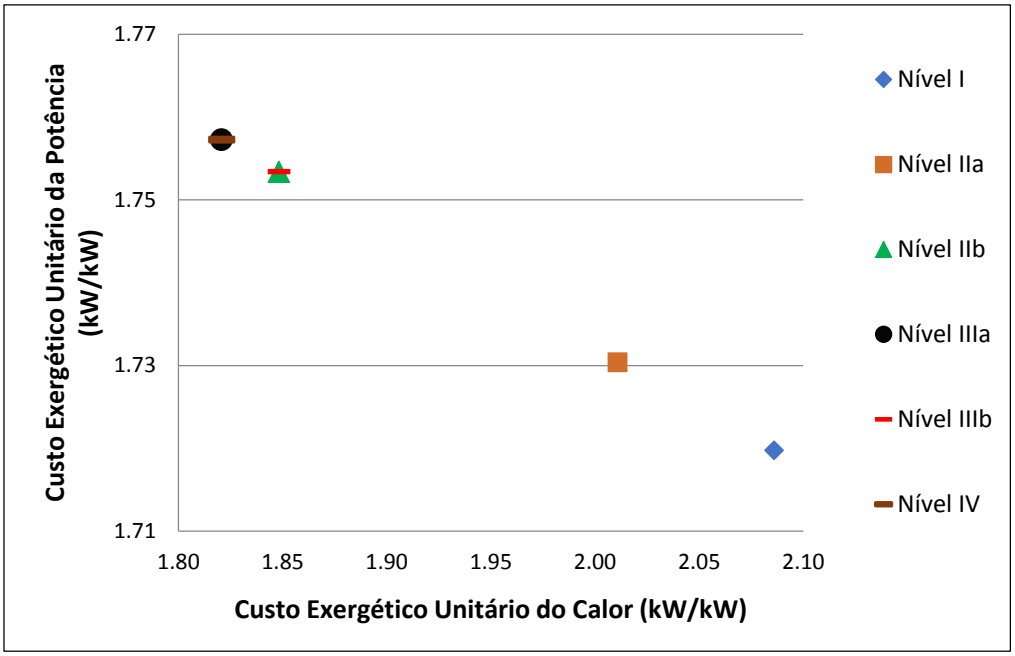

Figura 5.7: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso B*

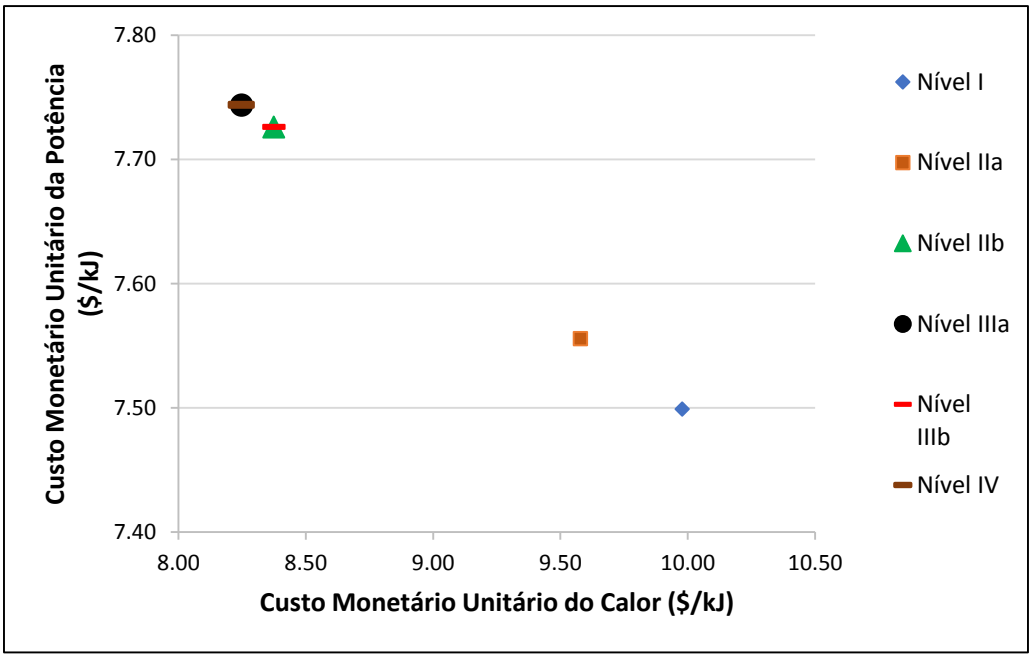

Figura 5.8: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso B*

Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IV), o custo unitário exergético da potência teve aumento de 2,13%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 14,56%. Essa foi a maior variação de custo exergético unitário, assim como do Nível I para o Nível IIIa.

Do Nível I para o Nível IIa, o custo unitário exergético da potência teve aumento de 0,61%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 3,74%. Do Nível I até o Nível IIb (ou IIIb) o custo unitário exergético da potência teve aumento de 1,92%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 12,86%.

Além disso, outros comportamentos se mantiveram semelhantes aos casos anteriores: os custos unitários dos produtos finais pertencem a reta solução e à medida que se eleva o nível de desagregação, sobrecarrega-se o custo da potência em relação ao custo do calor.

5.2.1.4 Turbina a Gás Regenerativa – *Caso C*

As Fig. 5.9 e 5.10 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil), obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física aplicados ao Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa do *Caso C*.

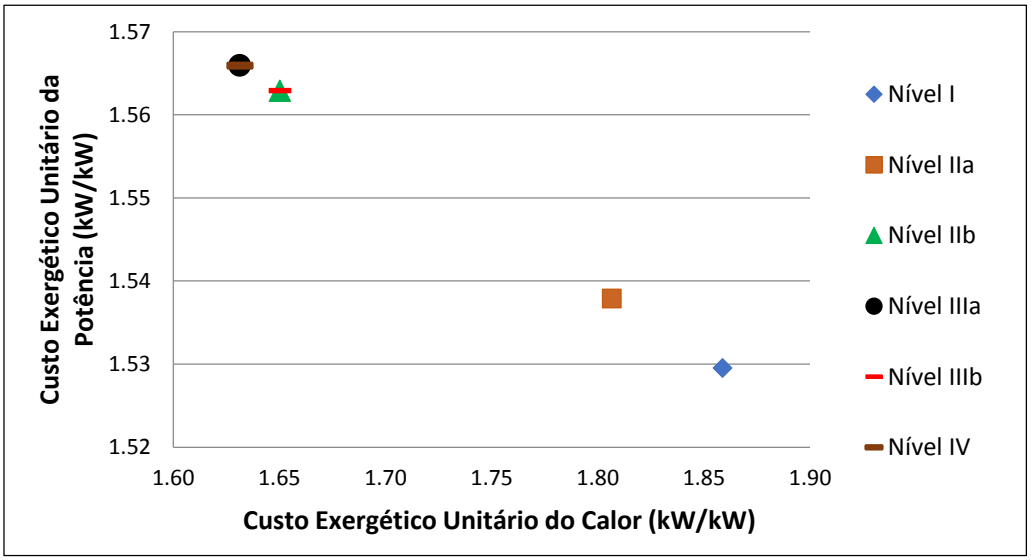

Figura 5.9: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso C*

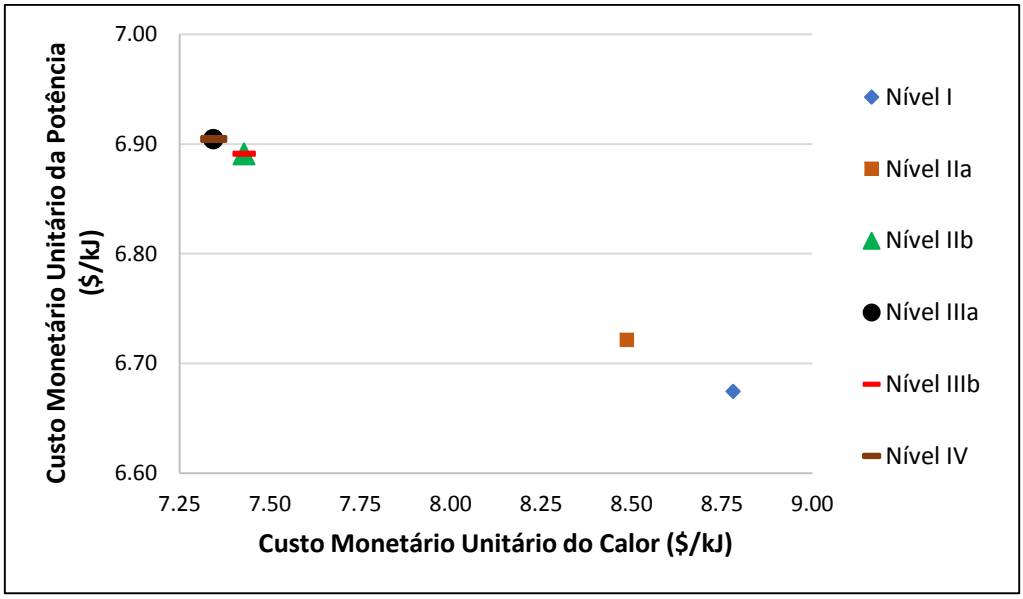

Figura 5.10: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa – Caso C*

Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IV ou IIIa), o custo unitário exergético da potência teve aumento de 2,32%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 13,94%.

Do Nível I para o Nível IIa, o custo unitário exergético da potência teve aumento de 0,54%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 2,89%. Do Nível I até o Nível IIb (ou IIIb) o custo unitário exergético da potência teve aumento de 2,14%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 12,64%.

Além disso, os custos unitários dos produtos finais pertencem a reta solução e apresentam a mesma tendência dos dois estudos de caso anteriores deste capítulo.

5.2.2 Ciclos a Vapor

Na sequência são apresentados os resultados dos três estudos de caso que envolvem sistema de cogeração em que o fluido de trabalho é a água (líquida ou vapor).

5.2.2.1 Turbina a Vapor de Contrapressão

As Fig. 5.11 e 5.12 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil), obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física apresentados.

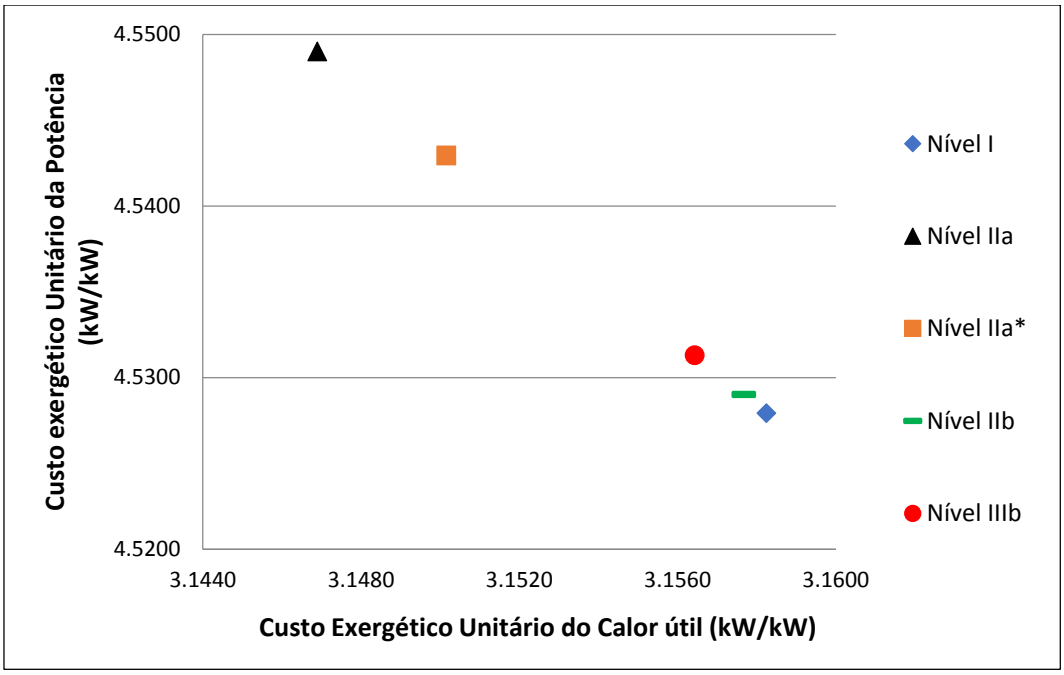

Figura 5.11: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão*

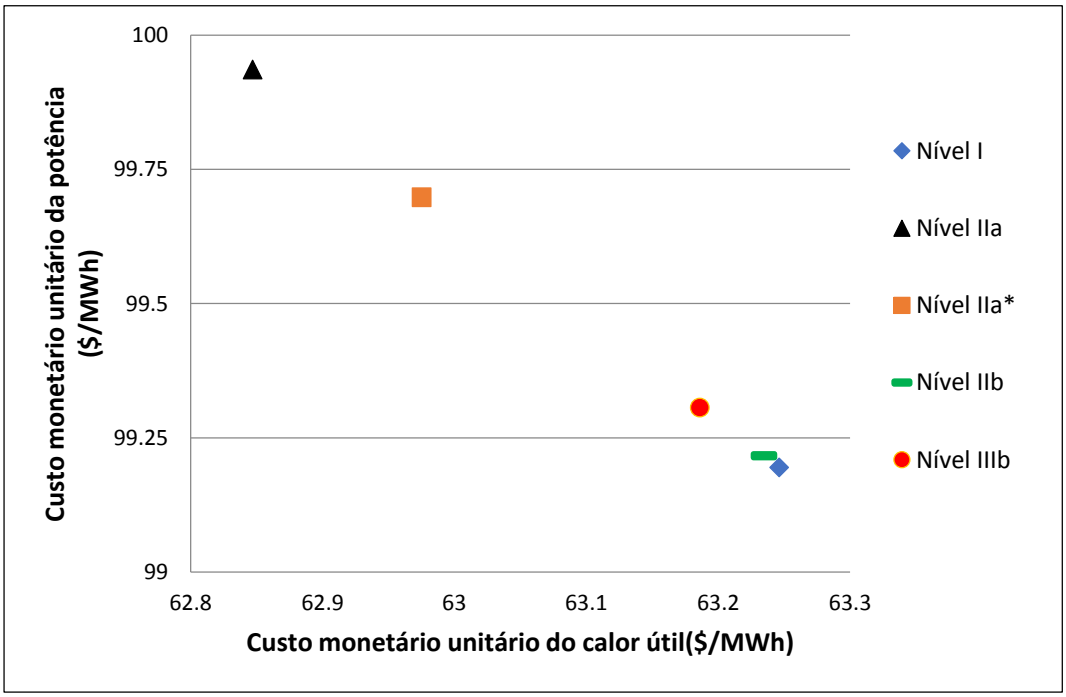

Figura 5.12: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão*

Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível utilizado neste estudo de caso (IIIb), o custo exergético unitário da potência teve um aumento de 0,07% enquanto que o custo exergético unitário do calor reduziu em 0,06%.

A maior variação de custo exergético unitário foi a do Nível IIa em relação ao Nível I: aumento de 0,46% no custo da potência e redução de 0,36% no custo do calor.

O Nível IIa*, que foi utilizado para verificação, apresentou resultados diferentes do Nível IIa. Em relação ao Nível I, a variação de custo unitário foi a seguinte: aumento de 0,33% no custo da potência e redução de 0,26% no custo do calor. Isso mostra que a desagregação da exergia física em parcelas térmica e mecânica é arbitrária para fluidos reais e depende do caminho utilizado.

A variação do custo exergético unitário do Nível IIb em relação ao Nível I foi a seguinte: aumento de 0,02% no custo da potência e redução de 0,02% no custo do calor.

Os resultados desse estudo de caso mostram que a melhoria na precisão dos resultados na alocação de custos é muito pequena em função do nível de desagregação da exergia, ou seja, neste caso, não há um ganho significativo que compense tanto esforço computacional quanto a complexidade associada à elaboração da estrutura produtiva.

Os custos obtidos pelo Nível IIa* sobrecarregaram o custo do calor útil em relação ao da potência quando comparado com o Nível IIa. Isso só confirma que essa desagregação para fluidos reais é arbitraria e depende do caminho escolhido, porque a definição da estrutura produtiva já mostra essa diferença.

Analisando os níveis utilizados que não possuem arbitrariedades na desagregação para fluidos reais (I, IIb e IIIb), nota-se que apresentam a mesma tendência dos estudos de caso do capítulo anterior: a medida que se aumenta o nível de desagregação sobrecarrega-se o custo unitário da potência em relação ao custo unitário do calor útil.

5.2.2.2 Turbina a Vapor de Condensação com Extração

As Fig. 5.13 e 5.14 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil), obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física apresentados.

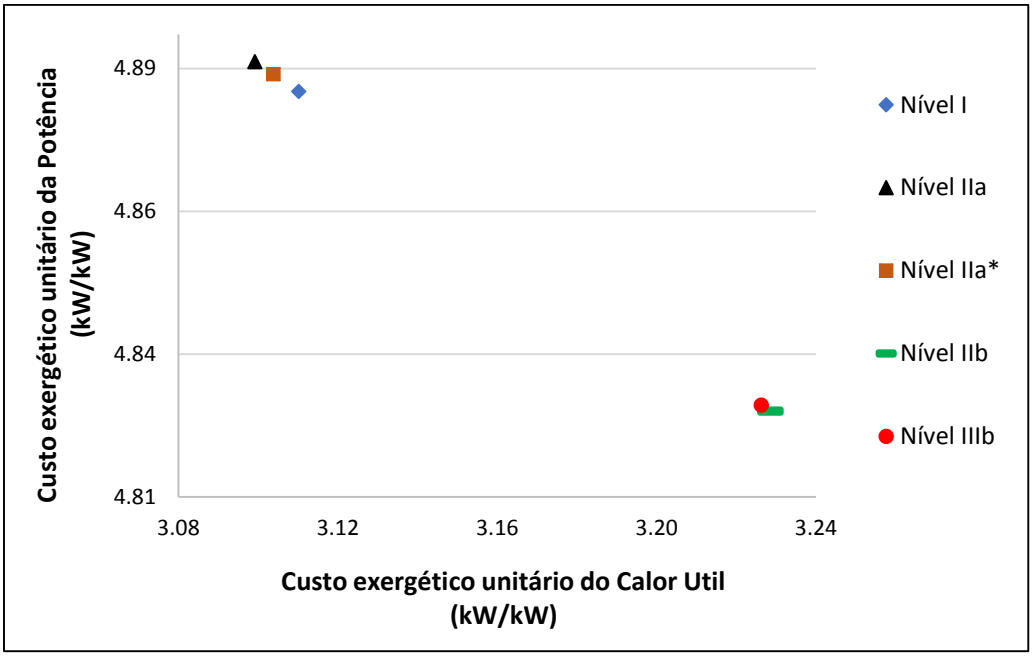

Figura 5.13: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração*

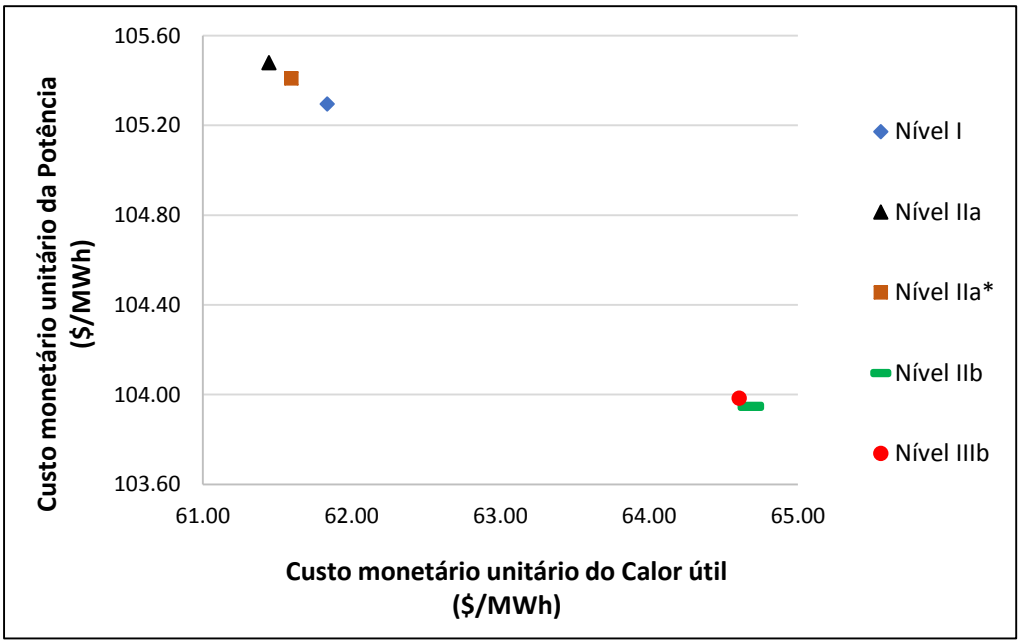

Figura 5.14: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração*

Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IIIb) utilizado neste estudo de caso, o custo unitário exergético da potência teve uma redução de 1,14% enquanto que o custo unitário exergético do calor teve um aumento de 3,60%. A maior variação de custo unitário exergético foi a do Nível IIb em relação ao Nível I: redução de 1,16% no custo da potência e aumento de 3,67% no custo do calor.

Neste estudo de caso, observa-se que há três níveis de desagregação que sobrecarregam o custo da potência. Estes níveis (I, IIa e IIa*) são os que não isolam o condensador na estrutura produtiva e o alocam juntamente com a turbina. Dessa forma, todo o custo envolvido na operação do condensador vai para a potência. Já para os níveis que são capazes de isolar o condensador, os custos envolvidos em sua operação são repartidos pela potência e pelo calor útil.

As variações dos custos unitários exergéticos dos Níveis IIa e IIa* em relação ao Nível I foram diferentes, mostrando mais uma vez que este tipo de desagregação depende do caminho escolhido. O Nível IIa em relação ao I teve a seguinte variação: aumento de 0,11% no custo da potência e redução de 0,36% no custo do calor. Já para o Nível IIa* a potência teve aumento de 0,06% e o calor redução de 0,20%.

Assim como no estudo de caso anterior (seção 5.3.1.1), o Nível IIa* sobrecarrega o custo do calor útil em relação ao custo da potência quando comparado com o Nível IIa.

Apesar das arbitrariedades envolvidas na desagregação da exergia física em suas parcelas térmica e mecânica para fluidos reais e os resultados usando esta metodologia penalizar bastante o custo unitário da potência em detrimento ao custo unitário do calor, os valores obtidos pelos Níveis II e IIa* não ultrapassam o limite estabelecido pela reta solução geral ($k_{Pmax} = 5{,}01$), e, portanto, estão de acordo com a vantagem energética da cogeração que diz que o custo da produção combinada de potência e calor útil deve ser menor do que o custo da produção separada de potência (Wang e Lior, 2007). Para estabelecer este limite considera-se que o sistema de cogeração opera como uma termelétrica (não há extração para o processo industrial) e para esta configuração de operação calcula-se o custo exergético unitário da produção da potência elétrica, que é o limite.

De forma análoga, pode-se calcular o limite inferior da reta solução. Neste caso, considera-se que o calor é produzido numa caldeira com a mesma eficiência energética. Calcula-se para esta situação hipotética o custo exergético unitário do calor e todas metodologias devem obter custo exergético unitário do calor menor do que nesta condição de produção separada de calor.

5.2.2.3 Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de *by-pass*

As Fig. 5.15 e 5.16 comparam os custos unitários exergético e monetário, respectivamente, dos produtos finais (Potência e Calor útil) do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de *by-pass*, obtidos através da aplicação dos diferentes níveis de desagregação da exergia física apresentados.

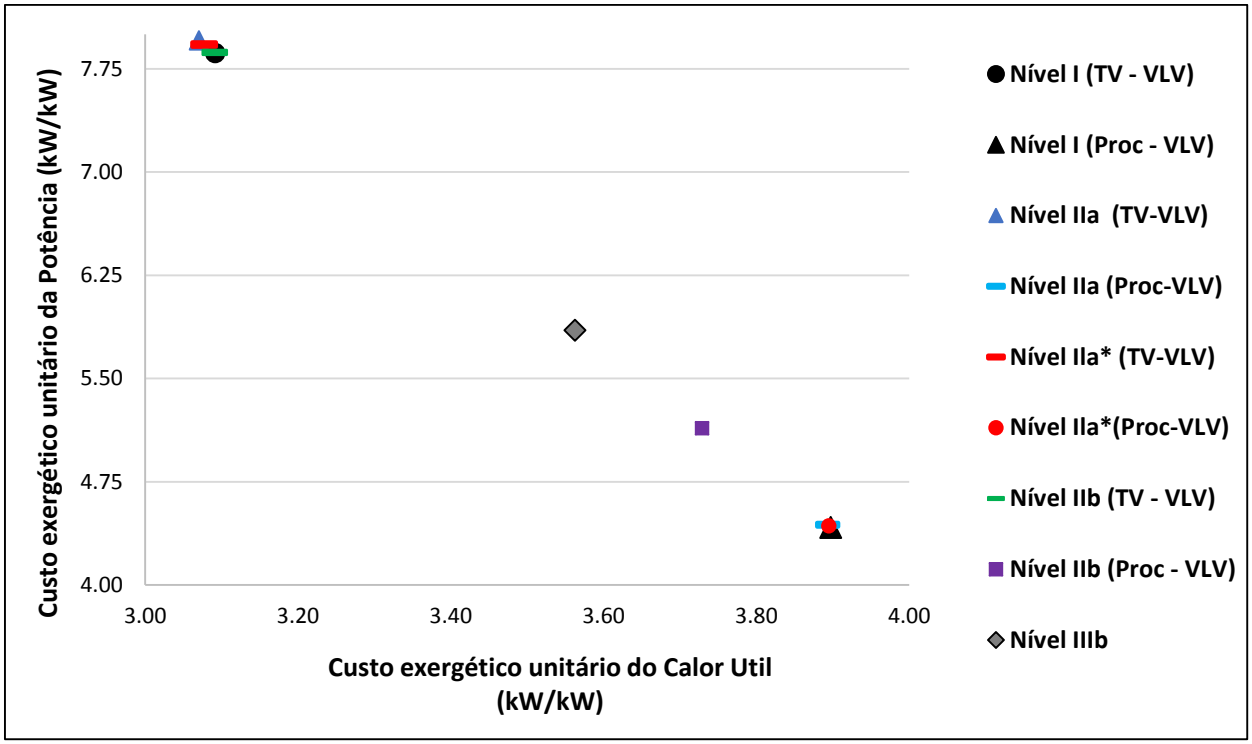

Figura 5.15: *Custo exergético unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass*

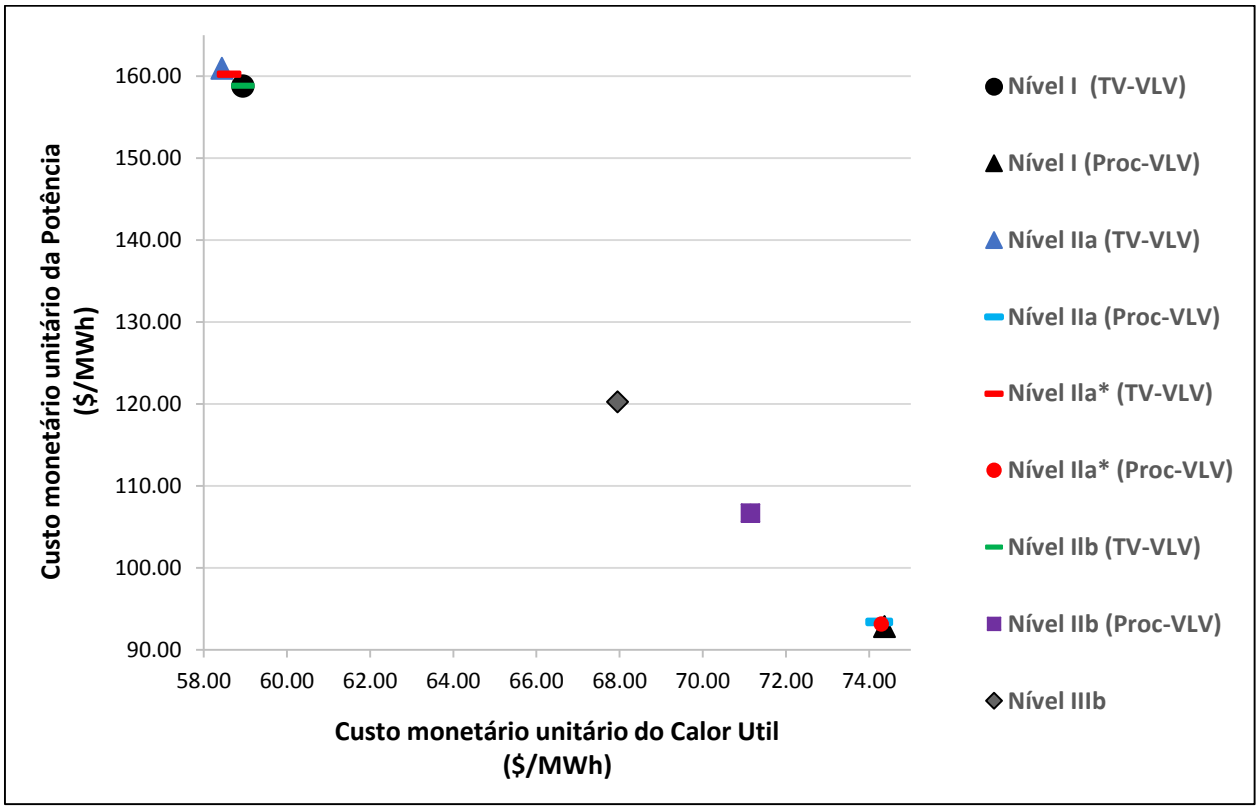

Figura 5.16: *Custo monetário unitário dos produtos finais do Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass*

Os resultados apresentam a seguinte tendência: para uma mesma metodologia o caso TV-VLV sobrecarrega o custo da potência em relação ao do calor e o caso Proc-VLV sobrecarrega o custo do calor em relação ao da potência. Quando a válvula é alocada juntamente com a turbina (produz potência) seus custos vão para potência, e quando ela é alocada junta ao processo (produz calor útil), seus custos vão para o calor.

O Nível IIIb, o único capaz de isolar a válvula neste estudo de caso, como esperado apresenta valor de custo unitário intermediário, pois os custos da válvula são repartidos pelo calor útil e pela potência. Todos os casos TV-VLV apresentam maior custo da potência e todos os casos Proc-VLV apresentam maior custo do calor em relação ao Nível IIIb.

Para todos os níveis do caso TV-VLV calcula-se a diferença de insumo e produto, que representa as irreversibilidades e perdas, do conjunto turbina-válvula. Como já esperado, todos os resultados são iguais e mostram a consistência termodinâmica das metodologias. Ainda para o conjunto turbina-válvula, calcula-se a relação insumo sobre produto e os valores obtidos são praticamente os mesmos, o que pode explicar a proximidade dos custos exergéticos unitários de todos os níveis deste caso.

Essa última análise também foi feita para os níveis do caso Proc-VLV. A diferença de insumo e produto, no conjunto processo-válvula, apresenta valores iguais para todas as metodologias. Porém, na relação insumo sobre produto os níveis I, IIa e II* apresentam valores praticamente iguais, enquanto que o Nível IIb apresenta um valor mais baixo. Isso pode explicar o fato dos custos exergéticos unitários dos níveis I, IIa e IIa* estarem bem próximos e os custos exergéticos unitário do Nível IIb está em uma posição intermediária entre esses três últimos citados e o Nível IIIb.

Além disso, analisando as estruturas produtivas percebe-se que os Níveis I, IIa e IIa* utilizam como insumo no processo, ou no conjunto processo-válvula, as parcelas da exergia (total ou térmica e mecânica) e o produto é o calor útil. Já o Nível IIb, nesta mesma análise, entra com a parcela entálpica de insumo, o produto é o calor útil e a parcela entrópica é descontada somente depois de passar pelo subsistema. Isso confirma a diferença entre as metodologias que pode ser vista através da relação (distribuição) insumo/produto.

A Tab. 5.1 compara as variações de custo exergético unitário para os diversos níveis de desagregação aplicados do caso TV-VLV em relação ao Nível I.

Tabela 5.1: *Variações de custo exergético unitário dos vários níveis de desagregação do sistema analisado para o caso TV-VLV em relação ao Nível I*

Nível de desagregação	Variação do custo exergético unitário (%) em relação ao Nível I	
	Calor	Potência
IIa	-0,68	1,12
IIa*	-0,45	0,74
IIb	0,00	0,00
IIIb	13,23	-34,44

Para os casos em que a válvula foi alocada juntamente com a turbina a gás a maior variação de custo unitário exergético foi do Nível IIIb em relação ao Nível I: aumento de 13,23% no custo do calor e redução de 34,44% no custo da potência. Essa variação merece ser destacada pois compara a variação do menor nível com o único que foi capaz de isolar todos os equipamentos na definição da estrutura produtiva deste estudo de caso.

Apesar da Tab. 5.1 mostrar que não há variação no custo do Nível IIb em relação ao Nível I, há uma pequena variação que só é vista a partir da terceira casa decimal, mesmo que por coincidência esses valores pudessem ser iguais.

A Tab. 5.2 compara as variações de custo exergético unitário para os diversos níveis de desagregação aplicados do caso Proc-VLV em relação ao Nível I.

Tabela 5.2: *Variações de custo exergético unitário dos vários níveis de desagregação do sistema analisado para o caso Proc-VLV em relação ao Nível I*

Nível de desagregação	Variação do custo exergético unitário (%) em relação ao Nível I	
	Calor	Potência
IIa	-0,10	0,38
IIa*	-0,06	0,24
IIb	-4,52	14,01
IIIb	-9,39	24,45

Para os casos em que a válvula foi alocada juntamente ao processo a maior variação do custo unitário exergético foi do Nível IIIb em relação ao Nível I: aumento de 24,45% no custo da potência e redução de 9,39% no custo do calor. Essa é a variação do menor nível de desagregação com o único dos utilizados que foi capaz de isolar todos os equipamentos na estrutura produtiva.

5.3 Interpretação do Aumento da Precisão na Alocação de Custos

Keenan em 1932 foi o primeiro a sugerir o uso da exergia como critério para a alocação de custos. Ele sugeriu utilizar o conceito de exergia para distribuir os custos à eletricidade e ao vapor que se produzia numa planta de cogeração, apontando que o valor econômico do vapor d'água está na sua exergia e não na energia (Tsatsaronis, 1993).

Dessa forma, ao utilizar o conceito de exergia, ao invés da entalpia, pode-se não sobrecarregar tanto o custo do calor útil em relação ao da potência, e assim obter resultados mais coerentes do ponto de vista termodinâmico, na alocação de custos dos produtos finais num sistema de cogeração.

Por isso, para todos os estudos de caso dessa dissertação, além dos resultados já apresentados para os custos dos produtos finais em base exergética (seja exergia total ou desagregada), também calculou-se esses custos em base entálpica (balanço de 1ª Lei da Termodinâmica). As Fig. 5.17 – 5.21 mostram esses resultados comparativos dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para os respectivos sistemas de cogeração: Turbina a Vapor de Contrapressão, Turbina a Vapor de Condensação com Extração, Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de *by-pass,* Turbina a Gás Simples e Turbina a Gás Regenerativa (*Caso B*).

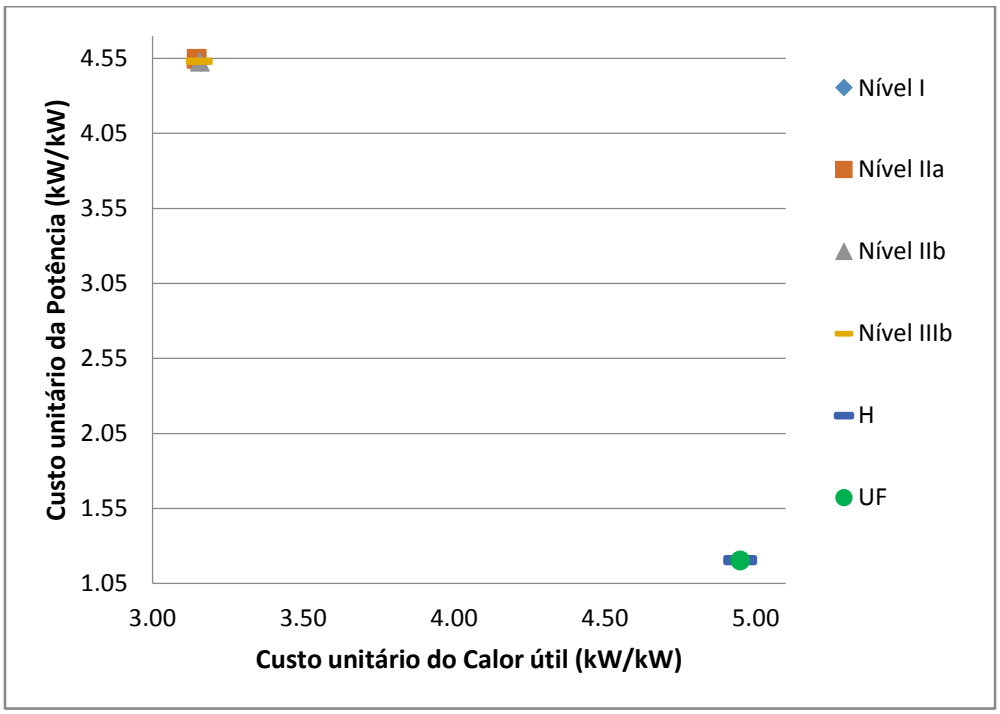

Figura 5.17: *Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão*

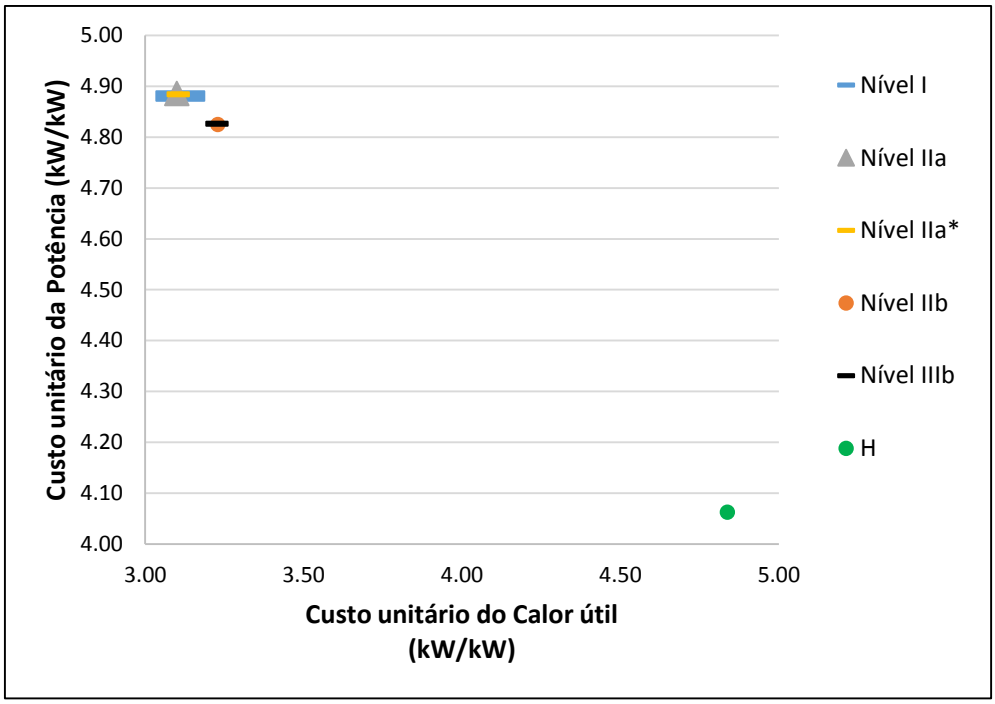

Figura 5.18: *Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Condensação com Extração*

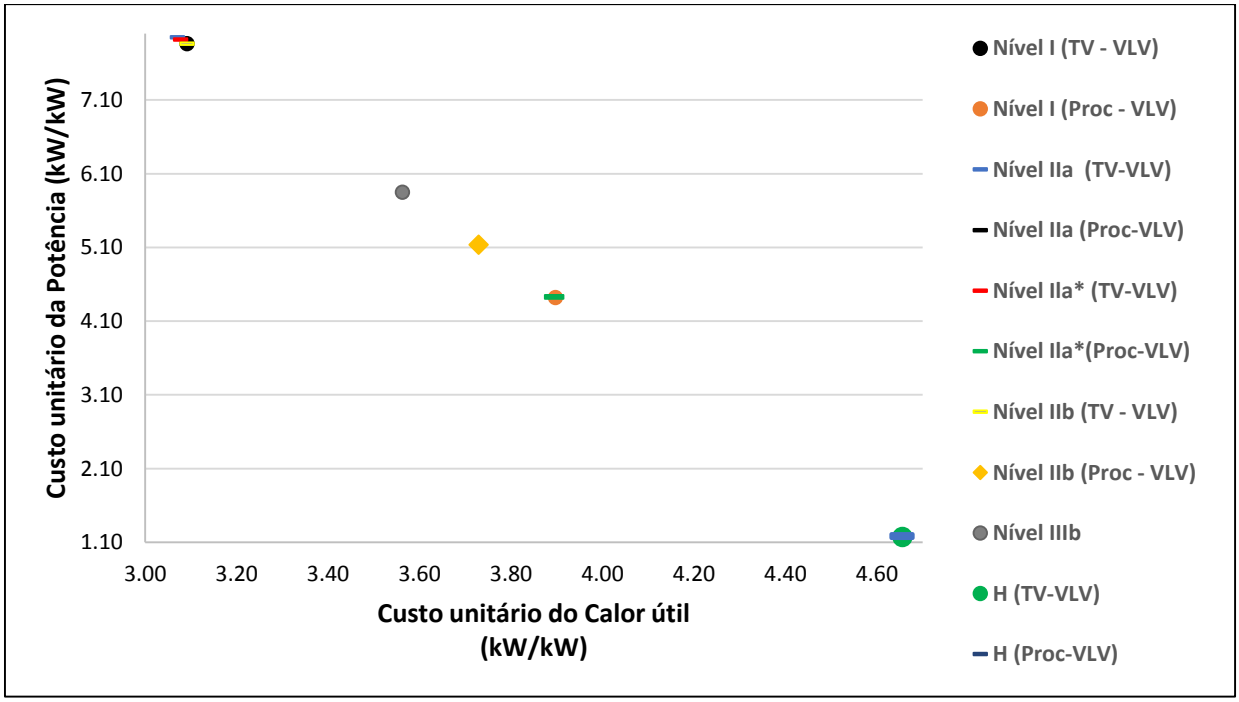

Figura 5.19: *Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão e Válvula de by-pass*

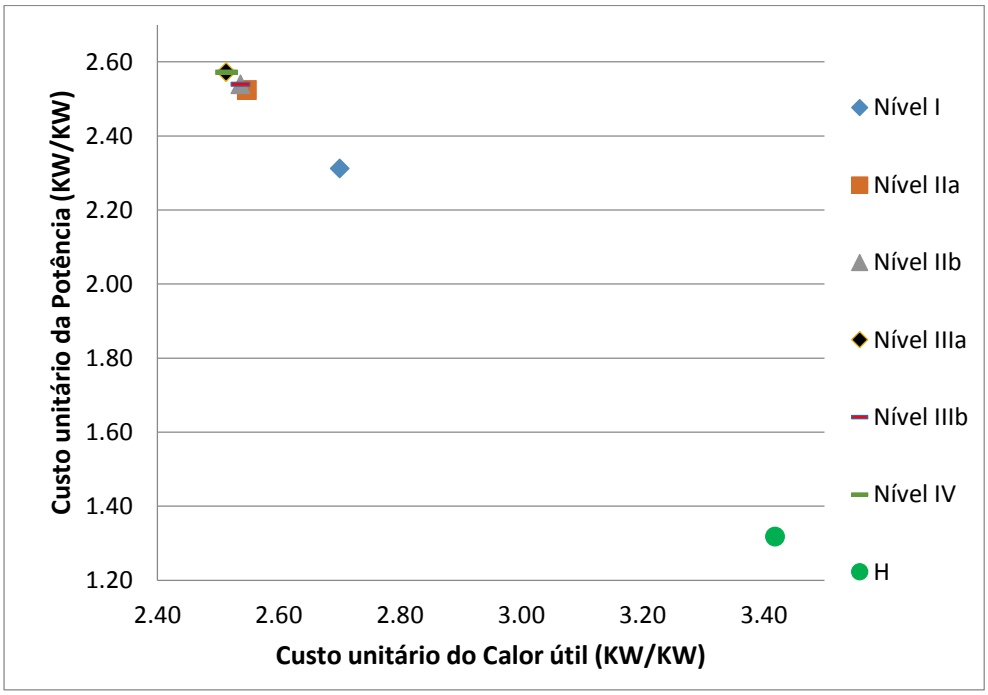

Figura 5.20: *Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples*

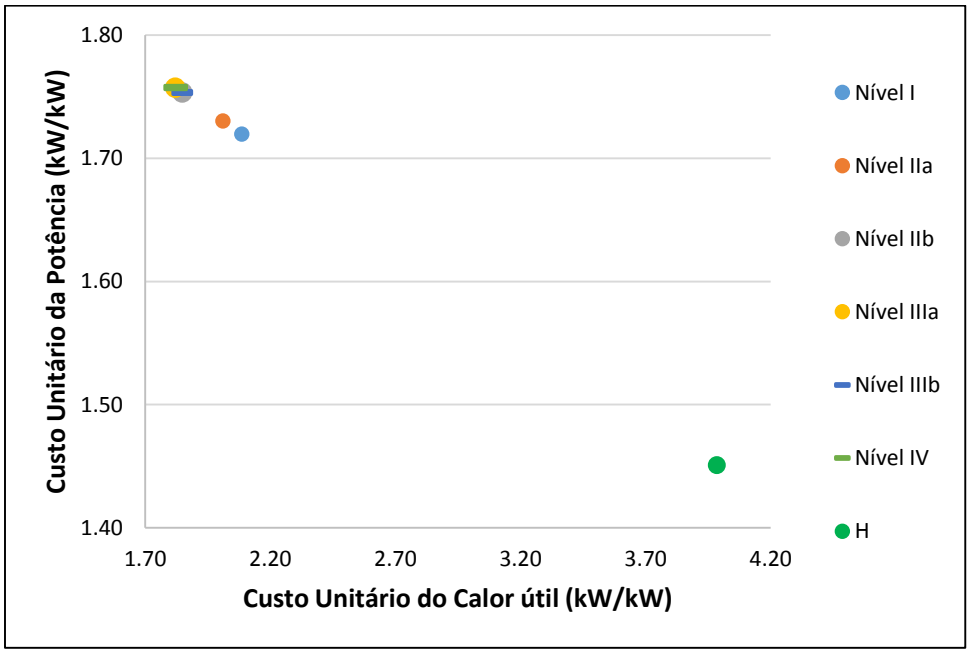

Figura 5.21: *Comparação dos custos unitários dos produtos finais em bases exergética e entálpica para o Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Regenerativa (Caso B)*

Para todos os casos mostrados nas Fig. 5.17 – 5.21 observa-se que o custo unitário do calor útil é sobrecarregado quando os cálculos são feitos em base entálpica. Esses resultados são mostrados pelo ponto H (entalpia) nos gráficos. No caso de Sistema de Cogeração com Turbina a Vapor de Contrapressão (Fig. 5.17) além de calcular com base na entalpia, também calculou-se utilizando a entalpia desagregada em termos de energia interna (U) e de trabalho de fluxo (F) como mostra o ponto UF do gráfico. Os resultados da entalpia isolada ou desagregada são praticamente os mesmos.

Em todos os casos, quando o conceito de exergia é utilizado para distribuir os custos dos produtos finais, o custo do calor útil não é tão sobrecarregado em relação ao custo da potência. Ao se passar do ponto H para o primeiro nível de desagregação (Nível I – Modelo Exergia Total), há uma grande variação dos custos unitários dos produtos finais, aumentando significativamente o custo unitário da potência em detrimento do custo unitário do calor útil. Isto já pode ser interpretado como uma melhora significativa na precisão dos resultados pela utilização da Segunda Lei da Termodinâmica. Ao se passar do Nível I para os demais níveis de desagregação da exergia física, essa variação é bem menor, o que pode ser interpretado como um ajuste fino de precisão.

Para avaliar essas variações entre os níveis de desagregação da exergia física é preciso analisar como é feita a distribuição de insumo e produto nos subsistemas, analisar as irreversibilidades e como os custos dos resíduos (quando for o caso) são alocados para os produtos finais.

Primeiramente, para comprovar a consistência termodinâmica dos modelos, é feita uma análise das irreversibilidades nos subsistemas através da Eq. 5.5.

$$Insumo - Produto = Irreversibilidades + Perdas \tag{5.5}$$

Independentemente do nível utilizado, para um mesmo subsistema os valores das irreversibilidades são os mesmos. O que diferencia os níveis é a forma como é feita a definição de insumo e produto, fazendo com que a relação insumo-produto (indicador de desempenho) seja diferente, e também como os custos dos resíduos são alocados ou internalizados.

Comparando o Modelo Exergia Total (Nível I) com o Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa), a distribuição de insumo e produto nos subsistemas e a alocação dos custos dos resíduos são feitas de forma semelhante, com base na exergia total e nas parcelas térmica e mecânica, respectivamente, como explicado nos estudos de caso da Capítulo 3.

Entretanto, o Nível IIa permite uma sobrecarga menor no custo do calor útil pelos seguintes motivos, por exemplo para o Sistema de Cogeração com Turbina a Gás Simples: o compressor é o único equipamento que produz a parcela mecânica tendo como insumo o produto final (potência) que tem um custo alto. Por isso, os custos dessa parcela são maiores que os das parcelas térmicas. Além disso, a parcela mecânica é consumida quase que na totalidade na turbina a gás (onde ocorre uma grande variação de pressão), o consumo na caldeira de recuperação é bem pequeno, pois só há uma pequena perda de carga neste equipamento. Esses fatores refletem num maior custo da potência (e consequente menor custo do calor útil) para o Nível IIa em relação ao Nível I.

Essa análise anterior também pode ser usada nos demais estudos de caso com ciclos a gás (Turbina a Gás Regenerativa) e ainda nos ciclos a vapor. Nestes últimos, basta analisar a comportamento das bombas, ao invés do compressor dos ciclos a gás. Os custos das parcelas mecânicas são mais elevados e o seu consumo é muito maior na turbina a vapor (alta queda de pressão) do que no processo industrial (pequena perda de carga).

Comparando o Modelo Exergia Total (Nível I) ou desagregada em térmica e mecânica (Nível IIa e IIa*) com os Modelos que utilizam a parcela entrópica (H&S e UFS) nota-se duas diferenças. A primeira já foi citada na seção 5.2.2.3 está relacionada com a distribuição de insumo e produto nos subsistemas. Conforme ilustrado na Fig. 5.22, o Nível I utiliza como insumo na caldeira de recuperação, por exemplo, a parcela de exergia total (que já é a diferença entre a entalpia e a entropia) e o produto é o calor útil. Já os Níveis que isolam a parcela entrópica (H&S, por exemplo) usam como insumo a parcela entálpica e a parcela entrópica como um dos produtos juntamente com o calor útil. Dessa forma, apesar da mesma irreversibilidade o indicador de desempenho é diferente. De forma análoga, esta interpretação é extensiva ao processo industrial para os estudos com ciclos a vapor.

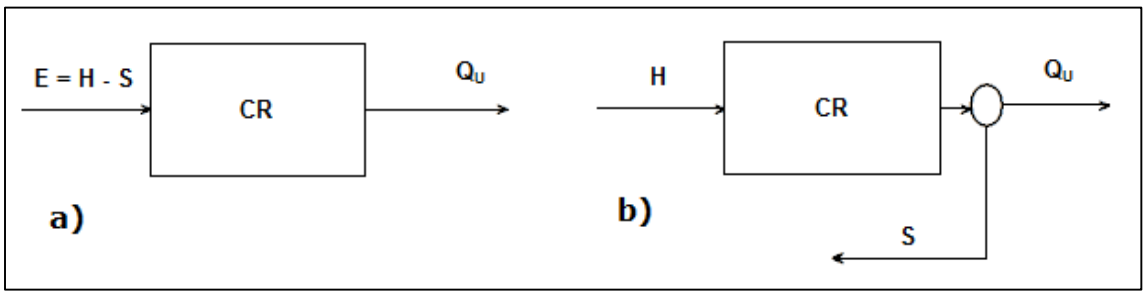

Figura 5.22: *Distribuição de insumo e produto com base nas parcelas da exergia física: a) Nível I e b) Nível IIb*

A segunda diferença está na forma como é feita a alocação dos custos dos resíduos. O Nível I aloca esses custos para os produtos finais, potência e calor, proporcionalmente aos insumos da turbina e da caldeira de recuperação, respectivamente. Já os níveis IIb e IIIb utilizam uma unidade fictícia, o ambiente, a alocam os resíduos para os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho proporcionalmente a este aumento.

A diferença apresentada dos níveis que utilizam a entropia desagregada, IIIa ($H\&S^T\&S^M$) e IV (UFS^TS^M), em relação aos níveis IIb (H&S) e IIIb (UFS) pode ser vista de forma semelhante ao já explicado para as parcelas térmica e mecânica da exergia: a entropia mecânica é produzida somente pelo compressor (ou bomba, nos ciclos a vapor), e é praticamente toda consumida pela turbina.

Capítulo 6

CONCLUSÕES

Além de apresentar de forma sintetizada e qualitativa os principais resultados obtidos (síntese), este capítulo trás as principais contribuições desta dissertação e ainda algumas sugestões que podem ser levadas em conta para trabalhos futuros que venham a contribuir para o enriquecimento do tema.

6.1 Síntese

Nesta dissertação de mestrado o propósito foi avaliar as diversas metodologias e formas de desagregação da exergia física de fluxo com relação às suas aplicações na modelagem termoeconômica de sistemas. Uma vez que a desagregação da exergia foi introduzida em Termoeconomia visando o aumento da precisão dos resultados e que recentemente esta prática vem sendo proposta como alternativa consistente para o melhor tratamento de resíduos e equipamentos dissipativos, os estudos de casos deste trabalho foram propostos tendo em conta sistemas térmicos em que estas três supostas vantagens da desagregação da exergia física pudessem ser avaliadas.

Embora a Termoeconomia tenha outras aplicações como a otimização e o diagnóstico, a alocação de custos para os produtos finais em sistemas de cogeração e poligeração foi escolhida para esta avaliação por ser o campo de aplicação que permite avaliar a sobrecarga do custo de um produto em detrimento dos outros como consequência da metodologia utilizada. Sendo assim, ciclos de cogeração a gás foram avaliados por enfrentarem o problema de alocação do custo dos resíduos (gases de exaustão) e o fluido de trabalho poder ser modelado como gás ideal. Os sistemas de cogeração a vapor permitiram a modelagem do fluido de trabalho como fluido real, além de estudar o isolamento de dois tipos de equipamentos dissipativos (condensador e válvula). Para evitar os efeitos das diferenças no tratamento de resíduos e equipamentos dissipativos, devido à aplicação das diferentes formas de desagregação da exergia, e avaliar somente o efeito da desagregação da exergia na precisão dos resultados, um sistema de cogeração com turbina a vapor

de contrapressão foi também analisado, uma vez que este não encorpara equipamentos dissipativos na sua composição e nem enfrenta o problema de alocação do custo dos resíduos.

Para o tipo de avaliação proposto neste trabalho, foram calculados tanto os custos monetários unitários como os custos exergéticos unitários dos produtos internos e finais dos sistemas de cogeração analisados. Porém, por se tratar de um estudo que leva em conta a componente da Termoeconomia que é puramente termodinâmico (desagregação da exergia), os resultados obtidos para o custo exergético são mais representativos e "limpos" para tirar as principais conclusões.

Apesar de ainda ser difícil e não ter uma metodologia geral para validar os resultados da alocação de custos, uma vez que cada metodologia apresenta um resultado diferente, pode-se afirmar que a desagregação da exergia na definição da estrutura produtiva melhora a precisão dos resultados na medida em que detalha mais o processo de formação de custos, distribuindo de forma mais racional e isolada o efeito de cada parcela da exergia no processo de formação de custos até a obtenção dos produtos finais. Isto pôde ser percebido em todos os casos estudados quando a desagregação da exergia física permitiu obter, em relação à exergia física total, maior custo unitário da potência e consequentemente menor custo unitário do calor. Esta tendência pode ser interpretada como coerente, uma vez que é sabido que ao usar a exergia, com relação ao uso da entalpia (somente), na alocação dos custos em sistemas de cogeração acontece o mesmo. A desagregação, neste caso, pode ser vista como apenas o aumento da precisão, ou seja, um "ajuste fino". Essa variação entre os diversos níveis de desagregação da exergia física pode ser interpretado com base na relação insumo-produto nos subsistemas de acordo com a metodologia utilizada e como cada uma delas trata os resíduos (quando for o caso).

Nos ciclos a gás analisados, quanto mais a exergia é desagregada em suas parcelas, maior é o custo unitário da potência e consequentemente menor é o custo unitário do calor. Ou seja, a exergia desagregada em três parcelas permite obter maior custo unitário da potência (e consequentemente menor custo unitário do calor) comparado com a exergia desagregada em apenas duas parcelas. A exceção é feita, somente para fluido de trabalho modelado como gás ideal, quando a passagem de um nível de desagregação para o outro é unicamente desagregando a entalpia, como é o caso da passagem do Modelo *H&S* (Nível IIb) para o Modelo *UFS* (Nível IIIb), e também na passagem do Modelo $H\&S^T\&S^M$ (Nível IIIa) para o Modelo UFS^TS^M (Nível IV). Nestes casos os custos unitários dos produtos finais são os mesmos (coincidentes) pois qualquer uma destas três parcelas (entalpia, ou energia interna e trabalho de fluxo) depende unicamente da temperatura.

Nos ciclos a gás onde o fluido de trabalho é modelado como gás ideal, a desagregação da exergia física nas suas parcelas entálpica e entrópica (Modelo *H&S* ou Nível IIb) permite obter

maior custo unitário da potência (e consequentemente menor custo unitário do calor) comparado com a exergia física desagregada nas suas parcelas térmica e mecânica (Modelo $E^T\&E^M$ ou Nível IIa), apesar de em ambos os casos a desagregação ser do mesmo nível (mesma quantidade de parcelas) e com o mesmo nível de complexidade. Isto é perfeitamente compreensível se levarmos em conta as diferentes maneiras de tratamento dos resíduos dos dois modelos. Porém, o Modelo *H&S* (Nível IIb) permite obter resultados mais precisos que o Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa), uma vez que são mais próximos do Nível IIIa (Modelo $H\&S^T\&S^M$) ou do Nível IV (Modelo UFS^TS^M).

Já no sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão, onde o fluido de trabalho é modelado como fluido real e não envolve o problema de tratamento dos resíduos, acontece o contrário. Ou seja, o Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa e Nível IIa*) obtém maior custo unitário da potência (e consequentemente menor custo unitário do calor) comparado com o Modelo *H&S* (Nível IIb). Não seria nada demais se o Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa e Nível IIa*) também não obtivesse maior custo unitário da potência (e consequentemente menor custo unitário do calor) comparado com o Modelo *UFS* (Nível IIIb), sabendo que este último é um nível de desagregação como maior número de parcelas e, supostamente, com resultados mais precisos. Este comportamento não esperado do Modelo $E^T\&E^M$ só pode ser justificado pelas reconhecidas arbitrariedade envolvidas no cálculo separado das parcelas térmica e mecânica da exergia física para fluidos reis.

No sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação e extração, onde também o fluido de trabalho é modelado como fluido real e também não envolve o problema de tratamento dos resíduos, aparece o problema de desagregação total do sistema em subsistemas, devido ao condensador que é um equipamento dissipativo. Neste caso também Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa e Nível IIa*) sobrecarrega custo unitário da potência em detrimento do custo unitário do calor. Porém, este comportamento não pode ser totalmente atribuído às arbitrariedades envolvidas neste tipo de desagregação, uma vez que não é possível isolar o condensador (pela impossibilidade de definir o seu produto), sendo então este equipamento dissipativo alocado à turbina, sobrecarregando assim o custo unitário da potência. Apesar dessa sobrecarga, os valores obtidos para o custo dos produtos finais ainda estão na região que garante a vantagem energética da cogeração. O isolamento do condensador só é possível no Modelo *H&S* (Nível IIb) e no Modelo *UFS* (Nível IIIb), sendo que este último permite obter resultados mais precisos.

No sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de *by-pass*, o fluido de trabalho é modelado como fluido real e não envolve o problema dos resíduos, apesar de não ter condensador, tem uma válvula que é outro tipo de equipamento dissipativo. Neste caso, o

isolamento da válvula só é possível usando o Modelo *UFS* (Nível IIb). Para a aplicação dos demais, é preciso decidir por alocar a válvula à turbina (sobrecarregando o custo unitário da potência) ou ao processo (sobrecarregando o custo unitário do calor). Se não for usar o Modelo *UFS* devido à complexidade envolvida na modelagem, resultados razoáveis podem ser obtidos usando o Modelo *H&S* com a válvula alocada ao processo.

Quando os resultados não são influenciados pelos diferentes tratamentos usados para a alocação dos resíduos e equipamentos dissipativos, os ganhos de precisão mais expressivos na alocação de custos aos produtos finais em função dos níveis (ou parcelas) de desagregação da exergia física acontecem nos ciclos a gás quando o fluido de trabalho é modelado como gás ideal. Mas, apesar do ganho menor de precisão nos resultados, não se pode negar que a desagregação da exergia aumenta a precisão dos resultados mesmo no ciclo a vapor. Porém, é inevitável e evidente o aumento da complexidade da estrutura produtiva e da modelagem e de consequentes esforços computacionais.

Os dois caminhos experimentados para o cálculo das parcelas térmica e mecânica de fluido real nos sistemas de cogeração a vapor para a aplicação do Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa e Nível IIa*, respectivamente) fornecem resultados bem próximos, ou seja, não resultaram em diferenças significativas com relação aos outros modelos e níveis. Mas o caminho alternativo proposto para este trabalho (Nível IIa*) permitiu sobrecarregar um pouco menos o custo unitário da potência (em detrimento do custo unitário do calor) com relação ao caminho mais usual (Nível IIa). Dependendo do caminho escolhido, a diferença não fica só no valor obtido para estas duas parcelas da exergia, mas também na estrutura produtiva, onde a definição do insumo e produto da caldeira muda, ou seja, no primeiro a parcela mecânica é produto e no segundo ela é insumo. É difícil entender como é que a parcela mecânica aumenta quando a pressão do fluido de trabalho diminui.

6.2 Contribuições

Outros trabalhos já usaram a desagregação da exergia física para o tratamento de resíduos e equipamentos dissipativos e apontaram esta prática como uma forma de aumentar a precisão dos resultados na alocação de custos em Termoeconomia. Outros autores já chamaram a atenção para possíveis arbitrariedades e restrições no cálculo separado das parcelas da exergia física e também da complexidade na modelagem termoeconômica que essa desagregação traz. Entretanto, estes foram estudos e conclusões em casos isolados. Era necessário um estudo comparativo para avaliar, quantificar e ponderar todos estes aspectos em diferentes estudos de casos. É isto que foi feito

neste trabalho, o que vem permitir fornecer subsídios e orientações para nortear o uso da desagregação da exergia física em Termoeconomia, tanto para alocação de custos, diagnóstico e otimização, em função da precisão requerida para os resultados e também do sistema e subsistemas termodinâmico e do fluido de trabalho a ser modelado e analisado para estudo.

Para a maior precisão dos resultados na alocação de custos em ciclos a gás (*Brayto*n) com o fluido de trabalho sendo modelado como gás ideal, a melhor opção é usar a desagregação da exergia física em três parcelas conforme o Modelo $H\&S^T\&S^M$ (Nível IIIa). É uma metodologia de desagregação sem arbitrariedades, uma vez que estas três parcelas estão explicitas na equação da exergia física total para gases ideais, e nem precisa desagregar a entalpia em energia interna e trabalho de fluxo. Porém, usando o Modelo *H&S* (Nível IIb), por serem apenas duas parcelas da exergia física, a complexidade da modelagem reduz consideravelmente e a perda na precisão dos resultados na alocação de custos para os produtos finais é mínima (cerca de 1%).

Nos ciclos a gás (*Brayton*) a vantagem da desagregação da exergia é no aumento da precisão dos resultados na alocação de custos porque mesmo sem desagregar a exergia, conforme o Modelo Exergia Total (Nível I), todos os subsistemas já podem ser isolados. Sendo assim, para a otimização e diagnóstico não é vantajoso a desagregação da exergia física. Porém, na alocação de custos para os produtos finais a perda na precisão dos resultados é significativa (podendo chegar a 15%).

Para os sistemas de cogeração com turbina a vapor de contrapressão, o aumento na precisão dos resultados na alocação de custos devido à desagregação da exergia é muito pequena (menor que 0,5%). Além disso, para otimização e diagnóstico os equipamentos (ou subsistemas) já estão totalmente isolados usando a exergia física total, conforme o Modelo Exergia total (Nível I) que a desagregação da exergia física não compensa o aumento da complexidade da modelagem.

Caso exista uma válvula de *by-pass*, no sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão, para atender a demanda do processo em caso de redução da demanda de potência, é preciso desagregar a exergia física em três parcelas, conforme o Modelo *UFS* (Nível IIIb), tanto para melhorar o diagnóstico e a otimização como para melhorar a precisão dos resultados na alocação de custos, quando o ganho de precisão pode ser significativo (podendo chegar a 35%). Para a alocação de custos, se a precisão requerida não é muito grande, para evitar a excessiva complexidade na modelagem, alternativamente pode-se desagregar a exergia em duas parcelas, alocando a válvula juntamente com o processo industrial (Proc-VLV), conforme o Modelo *H&S* (Nível IIb), quando ainda há um aumento na precisão dos resultados (menor que 15%). Porém, a

utilização deste tipo de válvula não é muito usual. Hoje, para atender a variação de demanda de potência e calor útil, os sistemas de cogeração com turbina a vapor são de condensação e extração.

Para sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação e extração, o menor nível de desagregação da exergia física que atende ao princípio de total isolamento dos equipamentos (ou subsistemas) para o diagnóstico e otimização é o que usa apenas duas parcelas, conforme o Modelo *H&S*. Porém, para alocação de custos, esta desagregação não representa um aumento na precisão dos resultados tão grande (menor que 4%). Há ainda a possibilidade de aumentar mais ainda a precisão dos resultados da alocação de custos, pela desagregação da exergia física em três parcelas, conforme o Modelo *UFS*, mas o ganho é tão pequeno (menos de 0,02%) que não compensa o aumento da complexidade envolvida na modelagem termoeconômica.

A desagregação da exergia física em suas parcelas térmica e mecânica, conforme o Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa e Nível IIa*), não é recomendável. Além das arbitrariedades envolvidas no cálculo destas parcelas, este modelo enfrenta uma forte concorrência do Modelo *H&S* (Nível IIb) que com o mesmo nível de complexidade, oferece as vantagens de maior precisão dos resultados na alocação de custos e ainda permite o isolamento do condensador das plantas a vapor.

Embora os ciclos de refrigeração não tenham sido analisados, sabe-se de outros trabalhos que nem o Modelo $E^T\&E^M$ (Nível IIa) e nem o Modelo *H&S* (Nível IIb) possibilitam a desagregação total dos componentes. Se o primeiro não consegue isolar o condensador, o segundo não consegue isolar a válvula. Neste caso, ambos perdem a concorrência para o Modelo *UFS* (Nível IIIb). Porém, o Modelo *H&S* (Nível IIb) é a alternativa direta ao Modelo *UFS* (Nível IIIb) por apresentarem resultados coincidentes ou bem próximos na alocação de custos na cogeração.

6.3 Sugestões

Apesar de ter alcançado os objetivos, respondendo às perguntas levantadas como o objetivo deste trabalho, é sabido que não estão esgotadas todas as possibilidades e níveis de desagregação da exergia física. Logicamente, isso levaria a arbitrariedades para os fluidos reais. Mas, é evidente que, ainda que de forma arbitrária, cada uma das três parcelas do Modelo *UFS* (Nível IIIb) dependem da pressão e temperatura. Isto abre a possibilidade de obter até seis parcelas da exergia física.

A desagregação da exergia física em parcelas térmica e mecânica para fluidos reais mostrou-se aberta a discussões afinal de contas depende do caminho escolhido (Nível IIa ou IIa*). Ao invés de escolher uma das parcelas para calcular o seu valor para depois obter a outra como o adicional

para alcançar o valor da exergia total, é possível calcular os valores das duas e depois corrigir ambas proporcionalmente de forma que a soma seja igual à exergia total.

Mais estudos são necessários visando superar a limitação do Modelo *UFS* (Nível IIIb) com relação ao tratamento da válvula operando com fluido de trabalho modelado como gás ideal. Isto é necessário porque mesmo para fluidos reais, dependendo do grau de superaquecimento, o comportamento aproxima do que acontece com o gás ideal, quando tanto a entalpia como a energia interna e o trabalho de fluxo só dependem da temperatura.

Neste trabalho não foram analisados sistemas de cogeração com ciclos combinados. Os ciclos a gás e a vapor foram analisados separadamente. Este tipo de análise seria interessante para verificar se o aumento na precisão dos resultados com a desagregação da exergia é tão significativo como no ciclo a gás, ou se é pequena como nos ciclos a vapor. Pode acontecer ainda que os efeitos combinados dos dois ciclos façam com que este aumento na precisão seja menor que no ciclo a vapor ou que seja potencializado ficando maior que no ciclo a gás.

Os ciclos de refrigeração também ficaram de fora deste estudo. Seria interessante analisar sistemas de cogeração para a produção de eletricidade e água gelada em sistemas de refrigeração por absorção, visando avaliar a variação dos custos unitários destes produtos finais (eletricidade e água gelada) em função da variação dos níveis de desagregação da exergia física.

Porém, dentre as sugestões aqui apresentadas, talvez as duas últimas sejam as que podem fornecer resultados que complementam as conclusões tiradas neste trabalho, uma vez que os ciclos combinados (ciclo a gás e ciclo a vapor) e também a cogeração para a produção de água gelada usando sistemas de refrigeração por absorção vêm sendo cada vez mais usados no meio industrial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Accadia, M. D. e Rossi, F. (1998). Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant. Int. J. Refrig. Vol. 21, No. 1, pp. 42-54.

Cerqueira, S. A. A. G. (1999). Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas. Tese de Doutorado. Universidade Estadual de Campinas, Brasil.

Cerqueira, S. A. A. G. e Nebra, S. A. (1999). Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems. Energy 40 (1999) 1587-1597.

Dinçer, I. e Rosen, M. A. (2007). Exergy – Energy, Environment and Sustainable Development. Elsevier.

El-Nashar, A. M. (1992). Cost Allocation of Electricity and Water in a Cogeneration Plant. Desalination 85 (1992) 197-212.

Erlach, B., Serra, L. and Valero, A., 1999, "Structural Theory as Standard for Thermoeconomics", Energy Conversion and Management, Vol. 40, pp. 1627-1649.

Frangopoulos, C. A. (1987). Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization. Energy Vol. 12, No. 7, pp. 563-571.

Frangopoulos, C.A., 1994. "Application of the Thermoeconomic Functional Approach to the CGAM Problem". Energy Vol. 19, No. 3, pp. 323-342.

Frangopoulos, C. A. (2003). Methods of Energy Systems Optimization. National Technical University of Athens. Department of Naval Architecture and Marine engineering.

Gallo, W. L. R. Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool. 1990. (PhD). Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Kotas, T. J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Florida: Krieger Publishing Company, 1995, p.328

Lazzaretto, A.; Tsatsaronis, G. SPECO: Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems. Energy 31 (2006) 1257-1289.

Lourenço, A. B.; Santos, J. J. C. S.; Donatelli, J. L. M.. Thermoeconomic Modeling of a Simple Heat Pump Cycle: An Alternative Approach for Valve Isolation. In: SIMTERM 2011 - 15th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, 2011, Sokobanja, Serbia. Proceedings of SIMTERM 2011, 2011. v. 5. p. 446-453.

Lourenço, A. B., 2012. Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o Tratamento de Equipamentos Dissipativos. Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Espírito Santo.

Lourenço, A. B., Nebra, S. A., and Santos, J. J. C. S. (2014). Another perspective on the physical exergy of a flow. In Proceedings of ECOS 2014 – The 27st International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Turku – Finland.

Lozano, M. A. e Valero, A. (1986). Determinación de la Exergia para Sustancias de Interes Industrial. Departamento de Termodinámica y Fisicoquímica. ETSII. Universidad de Zaragoza.

Lozano, M.A. and 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. Ziebik. 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, Ano 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.

Mendes, T. (2012). Diagnóstico termodinâmico aplicado a um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá – MG, Brasil.

Morosuk T., Tsatsaronis G., Graphical Models for Splitting Physical Exergy. In: Kjelstrup S., Hustad E., Gundersen T., Røsjorde A., Tsatsaronis G., editors. ECOS 2005: Proceedings of the

18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems; 2005 June 20-25; Trondheim, Norway. Tapir Academic Press:384-377.

Morosuk, T.; Tsatsaronis, G. A New Approach to the Exergy Analysis of Absorption Refrigeration Machines. Energy, Vol. 33, pp. 890–907, 2008.

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.

Ortiz, P. A. S., e Orrego, D. A. F., 2013. Exergia – Conceituação e Aplicação. Escola Politécnica – Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de São Paulo.

Paulus D., Tsatsaronis G., Morosuk T., An Overview of Methods for Splitting Physical Exergy. In: Rivero R., Monroy L., Pulido R., Tsatsaronis G., editors. ECOS 2004: Proceedings of the 17th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems; 2004 July 7-9; Guanajuato, Mexico. Instituto Mexicano del Petróleo:799-787.

Ribeiro, C. C., Faria, P. R., Santos, J. J. C. S., Donatelli, J. L. M., 2013. "Uma Avaliação da Desagregação da Exergia na Modelagem e Análise Termoeconômica de um Sistema de Cogeração." Em: 7° Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás (PDPETRO 2013), Aracaju, SE, Brasil.

Santos, J.J.C.S. Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Itajubá. Minas Gerais, 2005.

Santos, J.J.C.S., Nascimento, M.A.R. and 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.

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

Santos, J.J., Silva, J.A.M., Palacio, J.C.E., and Moreira, H.G., 2010. "On the Exergy Disaggregation for Thermoeconomic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System". In Proceedings of the 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2010. Uberlandia, MG, Brazil.

Santos, J.J.C.S., Palacio, J.C.E., Renó, M.L.G., e Lourenço, A.B., 2012a. Aplicação da Termoeconomia na Alocação de Encargos Ambientais em Sistemas Térmicos. Em: VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2012), São Luís, MA, Brasil.

Santos, J.J.C.S, Ribeiro, C.C., Faria, P.R., Donatelli, J.L.M., 2013. On the Thermoeconomic Modeling for CO2 Allocation in a Simple Back-Pressure Steam Turbine Cogereration System. In Proceedings of CIIEM 2013 – International Congress on Energy, Environment, Engineering and Management. Lisbon – Portugal.

Serra, L. and Torres, C., 2003. "Structural Theory of Thermoeconomics". Encyclopedia of Life Support systems. EOLSS Publishers, Oxford UK.

Som, S.K., Datta, A., 2007. "Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes". Progress in Energy and Combustion Science 34. 351–376

Szargut, J., Morris, D, Steward, F. Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

Torres, C., Serra, L., Valero, A. and Lozano, M.A., The Productive Structure and Thermoeconomic Theories of System Optimization. ME'96: International Mechanical Engineering Congress & Exposition 1996 (ASME WAM' 96).

Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems. Progress in Energy and Combustion Science Vol. 19, pp. 227-257.

Tsatsaronis, G. e Valero, A. (1989). Combining Thermodynamics and Economics in Energy Systems. Mechanical Engineering Vol. 111, No. 8, pp. 84-88.

Tsatsaronis, G. and Pisa, J., Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy System - Application to the CGAM Problem. Energy 1994;19(3):287-321.

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., Correas, L., Lazzaretto, A., Rangel, V., Reini, M., Taccani, R., Toffolo, A., Verda. V., Zaleta, A. Thermoeconomic Philosophy Applied to the Operating Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems. International Journal Thermodynamics, Vol.7, No.2, pp.33-39, 2004.

Valero, A. e Torres, C. (2004). Thermoeconomic Analysis, em Exergy, Energy Systems Analysis and Optimization. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS). Eolss Publishers.

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. Thermoeconomic Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems From Diagnosis to Prognosis. International Journal Thermodynamics, Vol.7, No. 2, pp. 73-83, 2004.

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.