UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO CENTRO TECNOLÓGICO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DANIEL CORONA COLOMBO

MELHORIA NA PRECISÃO DOS RESULTADOS EM TERMOECONOMIA DEVIDO À DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA E CONSTRUÇÃO RACIONAL DO DIAGRAMA PRODUTIVO

VITÓRIA

2016

DANIEL CORONA COLOMBO

MELHORIA NA PRECISÃO DOS RESULTADOS EM TERMOECONOMIA DEVIDO À DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA E CONSTRUÇÃO RACIONAL DO DIAGRAMA PRODUTIVO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

VITÓRIA

2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO CENTRO TECNOLÓGICO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Melhoria na Precisão dos Resultados em Termoeconomia Devido à Desagregação da exergia e construção Racional do Diagrama Produtivo

Daniel Corona Colombo

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. José Joaquím Conceição Soares Santos (Orientador – UFES)

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli (Co-orientador - UFES)

Am LAS munch

Prof. Dr. Atilio Barbosa Lourenço (Examinador e externo -IFES)

any anting @

Prof. Dr. Arnaldo Martín Martínez Reyes (Examinador externo – UNIFEI)

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Vitória (ES), 30 de Setembro de 2016.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente Àquele que chamo de meu Pai, meu Guia, meu Deus. Agradeço a Ti, Senhor, por tudo. Em muitas ocasiões não compreendi seus planos, mas deixei-me ser guiado por eles, e no final, nunca me decepcionou;

Ao meus orientadores e amigos – Professor Doutor José Joaquim Conceição Soares Santos e Professor Doutor João Luiz Marcon Donatelli –, pela paciência e dedicação para tornar este trabalho possível;

À minha mãe, Rosa Corona Colombo, pelo seu amor incondicional;

À CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior –, pelo suporte financeiro por meio de pagamento de bolsa de estudo nesses últimos dois anos;

A todos os meus amigos da universidade, principalmente Roger Rodrigues e Renzo Ferrarini, que estiveram comigo nesses dois anos de curso e tornaram esta caminhada agradável.

RESUMO

COLOMBO, D. C. (2016), *Melhoria na Precisão dos Resultados em Termoeconomia Devido à Desagregação da Exergia e Construção Racional do Diagrama Produtivo,* Vitória, Dissertação (*Mestrado em Engenharia Mecânica*), Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

Diante da crescente demanda energética projetada para os próximos anos e do esgotamento do petróleo, cada vez mais é necessária a aplicação de técnicas para a eficaz produção de energia elétrica e para o uso racional dos recursos naturais nos sistemas térmicos. Entre essas técnicas está a análise termoeconômica que possibilita o alcance de sistemas operando de forma mais eficiente. Na última década, os modelos que propõem a realização das análises termoeconômicas utilizando a exergia desagregada em parcelas vêm ganhado força. A aplicação da exergia desagregada em Termoeconomia tinha como objetivo inicial o aumento da precisão dos resultados por meio do modelo E^ME^T, que desagrega a exergia física nas suas parcelas térmica e mecânica. Posteriormente, a desagregação da exergia incorporou ao seu objetivo a capacidade de tratar de forma adequada os equipamentos dissipativos e resíduos. O tratamento dos equipamentos dissipativos é de grande valia, principalmente para o Diagnóstico e para a Otimização, áreas da Termoeconomia que buscam o aumento da eficiência em sistemas térmicos. Entretanto, a aplicação dos modelos que desagregam a exergia traz consigo o aumento da complexidade das análises termoeconômicas. Portanto, é de suma importância a comparação entre diversos modelos termoeconômicos aplicados a diferentes sistemas térmicos para estabelecer as vantagens e desvantagens de cada metodologia. Já existem trabalhos que fazem a comparação entre os modelos termoeconômicos, mas com o recente surgimento de mais um nível de desagregação da exergia (modelo UFS+), faz-se necessária a complementação dos mesmos com os resultados deste novo modelo. Os resultados das análises termoeconômicas são bastante influenciados pelo tipo de desagregação utilizado, mas este não é o único fator que causa impacto nos resultados. A forma como o analista descreve a relação de cada unidade produtiva com as demais também deve ser observada. Além disso, o tratamento dos resíduos tem seu peso na variação dos resultados finais das análises. Nos modelos que utilizam a entropia como parcela da exergia, o tratamento dos resíduos físicos é bem definido e não mostra inconsistência. Entretanto, os resíduos químicos foram tratados de tal forma que o balanço de exergia não é satisfeito nos queimadores dos sistemas térmicos e isto é visto como uma inconsistência termodinâmica. De forma geral, o objetivo deste trabalho é complementar e consolidar os estudos que fazem a comparação entre os modelos termoeconômicos de desagregação da exergia, mostrar como diferentes descrições do processo produtivo causam impacto nas análises e apontar a inconsistência gerada pelos modelos termoeconômicos ao tratar os resíduos químicos de formas diferentes.

Palavras-chave

Modelos termoeconômicos, Termoeconomia, resíduos químicos, UFS+, desagregação da exergia

ABSTRACT

COLOMBO, D. C. (2016), Accuracy Improvement of the Results in Thermoeconomics due to Exergy Disaggregation and Rational Construction of Productive Diagram, Vitória, M.Sc. Thesis – Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

Given the growing energy demands projected for the next years and oil depletion, it is increasingly necessary the application of techniques for the efficient production of electricity and for the rational use of natural resources in the thermal systems. Among these techniques is thermoeconomics analysis that enable the achievement of systems operating more efficiently. In the last decade, the models that propose the thermoeconomics analysis using disaggregated exergy into its components has been gaining strength. The disaggregated exergy application in Thermoeconomics had as initial aim to increase the accuracy of the results by means of the $E^{M}E^{T}$ model that disaggregates the physical exergy into its thermical and mechanic components. Subsequently, the disaggregated exergy has incorporated into its aim the ability for treating appropriately the dissipative equipment and residues. Dissipative equipments treatment is of great value, especially for Diagnosis and Optimization, the fields of Thermoeconomics that seek increased efficiency in thermal systems. However, the application of models that disaggregate the exergy brings the increase in complexity of the thermoeconomics analysis. Therefore, it is very important the comparison of many thermoeconomics models applied to different thermal systems for establishing the advantages and disadvantages of each methodology. There are studies that already made the comparison between thermoeconomics models, but with the recent emergence of one more exergy disaggregation level (UFS+ model), it is necessary to complement these studies with the results of this new model. The results of thermoeconomics analysis are strongly influenced by the type of disaggregation that is used, but this is not the only factor that affects the results. The way the analyst describes the relation of each productive unit with others must also be observed. Besides, the residues treatment is important in order to vary the final analysis's results. In models that use entropy as part of the exergy, the physical residues treatment is well-defined and show no inconsistency. However, the chemical residues were treated in such a way that the exergy balance is not satisfied in burners of thermal systems and this is seen as a thermodynamics inconsistency. Overall, the aim of this work is to complement and to consolidate studies that make the comparison between thermoeconomics models of exergy disaggregation, to show how different descriptions of the productive process can affect the analysis and to point out the inconsistency generated by thermoeconomics models when the chemical residues are treated in differents ways.

Keywords

Thermoeconomics Model, Thermoeconomics, Chemical Residues, UFS+, Exergy disaggregation.

LISTA DE FIGURAS

Figura	Título	Página
2.1	Modos de desagregação da exergia física para fluido real	37
2.2	Modos de desagregação da exergia física para fluido gás ideal	38
2.3	Diagrama representativo do processo de formação de custo	40
2.4	Estrutura física de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	44
2.5	Diagrama funcional de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	45
2.6	Estrutura produtiva de fluxo físico de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	46
2.7	Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando o modelo exergia física total de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.	50
2.8	Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando modelo H&S de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	52
2.9	Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando modelo UFS de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	53
2.10	Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando modelo UFS+ de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	54
2.11	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás simples	56
2.12	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa – Caso A	57
2.13	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa – Caso B	57
2.14	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa – Caso C	58
2.15	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	59

2.16	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	59
2.17	Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de <i>by-pass</i>	60
3.1	Estrutura física de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de <i>by</i> - <i>pass</i>	71
3.2	Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de <i>by-pass</i> (Modelo "E")	73
3.3	Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de <i>by-pass</i> (Modelo H&S)	75
3.4	Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de <i>by-pass</i> (Modelo UFS)	76
3.5	Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de <i>by-pass</i> (Modelo UFS+)	78
3.6	Representação simplificada de um sistema de cogeração	79
3.7	Reta solução na alocação de custos na cogeração	80
3.8	Ciclo Brayton aberto	83
3.9	Representação gráfica da estrutura produtiva do ciclo Brayton usando o modelo H&S sem exergia química	84
3.10	Representação gráfica da estrutura produtiva do ciclo Brayton usando o modelo H&S com exergia química	84
3.11	Balanço de exergia na câmara de combustão de um ciclo Brayton aberto	85
3.12	Representação gráfica da estrutura produtiva do ciclo Brayton usando o modelo H&S com exergia química (nova configuração)	86
3.13	Balanço de exergia na câmara de combustão de um ciclo Brayton aberto (nova configuração)	86

4.1	Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás simples	88
4.2	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS+)	90
4.3	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS ^M S ^T +)	93
4.4	Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	95
4.5	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+)	96
4.6	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS ^M S ^T +)	98
4.7	Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	101
4.8	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (modelo UFS+)	103
4.9	Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	105
4.10	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (modelo UFS+)	108
4.11	Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i>	110
4.12	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i> (modelo UFS+)	112
4.13	Estrutura física do sistema de cogeração em ciclo combinado	115
4.14	Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo E)	117
4.15	Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo H&S)	119
4.16	Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo UFS)	121

4.17	Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo UFS+)	123
5.1	Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	126
5.2	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação na potência e no calor)	129
5.3	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E ^M E ^T) (Alocação na potência e no calor)	131
5.4	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação na potência e no calor)	133
5.5	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S ^M S ^T) (Alocação na potência e no calor)	134
5.6	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação na potência e no calor)	136
5.7	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T) (Alocação na potência e no calor)	139
5.8	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação na potência e no calor)	141
5.9	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T +) (Alocação na potência e no calor)	144
5.10	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação no calor)	145
5.11	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E ^M E ^T) (Alocação no calor)	147
5.12	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação no calor)	149

5.13	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S ^M S ^T) (Alocação no calor)	151
5.14	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação no calor)	154
5.15	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T) (Alocação no calor)	156
5.16	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação no calor)	159
5.17	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T +) (Alocação no calor)	161
5.18	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Segunda configuração	165
5.19	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Terceira configuração	167
5.20	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Segunda configuração	170
5.21	Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Terceira configuração	173
6.1	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás simples	177
6.2	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	179
6.3	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	181
6.4	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação e extração	182

6.5	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i>	184
6.6	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração em ciclo combinado	185
6.7	Retas soluções dos sistemas de (a) cogeração com turbina a gás simples, (b) cogeração com turbina a vapor e (c) cogeração com ciclo combinado	186
6.8	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar quando o custo da exergia extra é alocado na potência e no calor	188
6.9	Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar quando o custo da exergia extra é alocado totalmente no calor	189
6.10	Relação de insumo e produto na turbina para os modelos UFS e UFS+	193

LISTA DE TABELAS

Tabela	Título	Página
2.1	Estrutura produtiva de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	49
3.1	Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo E	64
3.2	Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo E ^M E ^T	66
3.3	Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo H&S	67
3.4	Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo UFS	68
3.5	Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo UFS+	70
4.1	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás simples	89
4.2	Fluxos consumidos ou produzidos pelo sistema de cogeração com turbina a gás simples	89
4.3	Custo monetário externo "Z" dos equipamentos	89
4.4	Equações geradas por cada unidade do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS+)	91
4.5	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS+)	92
4.6	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS ^M S ^T +)	93
4.7	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	95
4.8	Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos	96
4.9	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+)	97

4.10	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS ^M S ^T +)	99
4.11	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	102
4.12	Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	102
4.13	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (modelo UFS+)	104
4.14	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	106
4.15	Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	107
4.16	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (modelo UFS+)	109
4.17	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i>	111
4.18	Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i>	111
4.19	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i> (modelo UFS+)	113
4.20	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração em ciclo combinado	116
4.21	Fluxos consumidos ou produzidos pelo sistema de cogeração com turbina em ciclo combinado	116
4.22	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo E)	118
4.23	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo H&S)	119

4.24	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo UFS)	122
4.25	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo UFS+)	124
5.1	Parâmetros químicos dos fluxos de trabalho do ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	127
5.2	Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	128
5.3	Grandezas de alguns fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	128
5.4	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação na potência e no calor)	130
5.5	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo $E^{M}E^{T}$) (Alocação na potência e no calor)	132
5.6	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação na potência e no calor)	133
5.7	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S ^M S ^T) (Alocação na potência e no calor)	135
5.8	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação na potência e no calor)	137
5.9	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T) (Alocação na potência e no calor)	138
5.10	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação na potência e no calor)	142
5.11	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T +) (Alocação na potência e no calor)	143

5.12	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação no calor)	146
5.13	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo $E^M E^T$) (Alocação no calor)	148
5.14	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação no calor)	150
5.15	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S ^M S ^T) (Alocação no calor)	152
5.16	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação no calor)	153
5.17	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T) (Alocação no calor)	157
5.18	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação no calor)	158
5.19	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS ^M S ^T +) (Alocação no calor)	162
5.20	Parâmetros químicos dos fluxos de trabalho do ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa	164
5.21	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Segunda configuração	166
5.22	Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Segunda configuração	166
5.23	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Terceira configuração	168
5.24	Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Terceira configuração	168

5.25	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Segunda configuração	171
5.26	Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Segunda configuração	172
5.27	Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Terceira configuração	174
5.28	Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Terceira configuração	175
6.1	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás simples	177
6.2	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	179
6.3	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	181
6.4	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	182
6.5	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i>	183
6.6	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração em ciclo combinado	185
6.7	Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar, para os dois modos de alocação do custo da exergia extra	187

6.8	Variação do custo unitário do calor útil entre as diferentes formas de alocar o custo da exergia extra para os diversos modelos Termoeconômicos	190
6.9	Comparação dos resultados dos diversos modelos termoeconômicos entre as três configurações. Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	191
6.10	Comparação dos resultados dos diversos modelos termoeconômicos entre as três configurações. Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	192
A.1	Coeficientes para o cálculo do calor específico de alguns gases ideais	203

SIMBOLOGIA

Símbolo

c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/K*kg]
C_{v}	Calor específico a volume constante	[kJ/K*kg]
\overline{k}	Custo exergético unitário médio	[kW/kW]
'n	Vazão mássica	[kg/s]
Р	Pressão	[kPa], [bar]
Pc	Potência de acionamento do compressor	[kW]
PCond	Potência de acionamento dos equipamentos auxiliares do condensador	[kW]
P CA	Potência de acionamento do compressor de alta	[kW]
Рсв	Potência de acionamento do compressor de baixa	[kW]
P _{GV}	Potência de acionamento dos equipamentos auxiliares do gerador de vapor	[kW]
P_L	Potência líquida	[kW]
P _{LTG}	Potência líquida da turbina a gás	[kW]
P _{LTV}	Potência líquida da turbina a vapor	[kW]
P_M	Potência mecânica	[kW]
P _{MB}	Potência de acionamento da motobomba	[kW]
P _{MBA}	Potência de acionamento da motobomba de alta	[kW]
P _{MBB}	Potência de acionamento da motobomba de baixa	[kW]
P _{Tot}	Potência gerada pelo turbogerador ou pela turbina a gás	[kW]
Q_c	Taxa de exergia adicionada pelo combustível	[kW]
Q_u	Calor útil	[kW]
R	Constante do gás	[kJ/K*kg]
Τ	Temperatura	[K]
Ζ	Custos de aquisição, manutenção, operação, etc.	[\$/h]

Maiúsculas e Minúsculas

C, c	Custo monetário, Custo monetário unitário	[\$], [\$/kW]
H,h	Entalpia, Entalpia específica	[kJ], [kJ/kg]
K, k	Custo exergético, Custo exergético unitário	[kW], [kW/kW]

S,s	Entropia, Entropia específica	[kJ/K] , [kJ/K*kg]
U , u	Energia interna, Energia interna específica	[kJ] , [kJ/kg]
V,v	Volume, Volume específico	[m ³], [m ³ /kg]

Subscrito e Sobrescrito

Y ₀	Propriedade "Y" no estado de referência (ambiente)
XE	Referente à exergia
XF	Referente ao trabalho de fluxo
Xfp	Referente ao trabalho de pressão
Xfv	Referente ao trabalho de volume
X _H	Referente à entalpia
X_M, X^M	Referente à componente mecânica
Xs	Referente à Entropia
X_T, X^T	Referente à componente térmica
Xu	Referente à energia interna
X ^G	Referente ao lado gás
Xs ^M	Referente à componente mecânica da entropia
Xs ^T	Referente à componente térmica da entropia
X ^V	Referente ao lado vapor

Gregas

 η Eficiência da unidade produtiva

Abreviações

Α	Ambiente
В	Bifurcação
BA	Bomba de baixa pressão
BB	Bomba de alta pressão
CA	Compressor de ar, Compressor de alta pressão
СВ	Compressor de baixa pressão
CC	Câmara de combustão
CIC	Unidade produtiva formada pelo compressor de baixa, intercooler e compressor de alta pressão

Cond, CD	Condensador
CR	Caldeira recuperativa
D	Destruição de exergia
DP	Disponibilidade para processo industrial
E, E ^{Tot}	Exergia total
EA	Parcela ambiental da exergia química
EC	Parcela cinética da exergia
E ^{Ch}	Parcela química da exergia
E^M, M	Parcela mecânica da exergia física
EP	Parcela potencial da exergia
E ^{Ph}	Parcela física da exergia
E ^R	Parcela reativa da exergia química
E ^T , T	Parcela térmica da exergia física
F	Parcela trabalho de fluxo da exergia, Insumo
FP	Parcela trabalho de pressão da exergia
FV	Parcela trabalho de volume da exergia
G	Gerador elétrico
GTG	Gerador elétrico acoplado à turbina a gás
GTV	Gerador elétrico acoplado à turbina a vapor
GV	Gerador de vapor
Н	Parcela entálpica da exergia
IC	Intercooler
Ir	Irreversibilidade
J	Junção
L	Perdas
MB	Motobomba
MBA	Motobomba de alta pressão
MBB	Motobomba de baixa pressão
Р	Bifurcação da potência, Produto
PC	Precooler
Per	Perda
Qs	Queima suplementar
R	Regenerador
RN	Reator nuclear

S	Parcela entrópica da exergia
$\mathbf{S}^{\mathbf{M}}$	Componente mecânica da parcela entrópica
ST	Componente térmica da parcela entrópica
TG	Turbina a gás
TGV	Turbogerador a vapor
TA, TVA	Turbina a vapor de alta pressão
TB, TVB	Turbina a vapor de baixa pressão
U	Parcela energia interna da exergia
VG	Válvula operando com gás
VLV, VV	Válvula operando com fluido real

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iv
RESUMO	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS	xiii
SIMBOLOGIA	xix
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	26
1.1 Motivação	28
1.2 Objetivos	30
1.3 Estrutura da dissertação	31
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	32
2.1 Exergia	32
2.2 Conceito de custo	39
2.3 Metodologias Termoeconômicas	42
2.3.1 Análise Funcional Termoeconômica	43
2.3.2 Teoria do Custo Exergético	45
2.3.3 SPECO	48
2.3.4 Teoria Estrutural da Termoeconomia	50
2.3.5 Modelo H&S	51
2.3.6 Modelo UFS	53
2.3.7 Modelo UFS+	54
2.4 Aplicação e Avaliação da Desagregação da Exergia em Termoeconomia	55
CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA DE MODELAGEM E AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA	62

3.1 Modelagem termoeconômica	62
3.1.1 Modelo E	63
3.1.2 Modelo E ^M E ^T	65
3.1.3 Modelo H&S	66
3.1.4 Modelo UFS	67
3.1.5 Modelo UFS+	69
3.1.6 Modelagem de uma planta nuclear	70
3.1.7 Equação de custo	79
3.2 Avaliação dos modelos termoeconômicos	79
3.2.1 Reta solução	79
3.2.2 Balanço de exergia	81
3.2.3 Eficiência e custo exergético unitário	81
3.3 Alocação do custo dos resíduos químicos	82
CAPÍTULO 4 – ESTUDOS DE CASOS I: INSERÇÃO DO MODELO UFS+ E ANÁLISE DO CICLO COMBINADO	87
4.1 Ciclo de cogeração com turbina a gás simples	88
4.2 Ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa (CGAM)	94
4.3 Ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	100
4.4 Ciclo de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	104
4.5 Ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de <i>by-pass</i>	110
4.6 Sistema de cogeração em ciclo combinado	113
CAPÍTULO 5 – ESTUDOS DE CASOS II: ANÁLISE EM SISTEMAS COM QUEIMA SUPLEMENTAR E ALOCAÇÃO DO CUSTO DOS RESÍDUOS QUÍMICOS	125
5.1 Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	126
5.1.1 Alocação na potência e no calor útil	129

5.1.2 Alocação no calor útil	145
5.2. Tratamento dos resíduos químicos em Termoeconomia	163
5.2.1 Alocação do custo dos resíduos químicos: sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa	164
5.2.2 Alocação do custo dos resíduos químicos: sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar	169
CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	176
6.1 Estudos de casos: Resultados e comentários	176
6.1.1 Sistemas de cogeração com turbina a gás simples	176
6.1.2 Sistemas de cogeração com turbina a gás regenerativa	178
6.1.3 Sistemas de cogeração com turbina a vapor de contrapressão	180
6.1.4 Sistemas de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração	181
6.1.5 Sistemas de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de <i>by-pass</i>	183
6.1.6 Sistemas de cogeração em ciclo combinado	185
6.1.7 Sistemas de cogeração com turbina a gás intercooler e queima suplementar	187
6.1.8 Tratamento dos resíduos químicos em Termoeconomia	191
6.2 Aumento no custo unitário do calor útil no modelo UFS+	192
CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	194
7.1 Sugestões	198
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	200
APÊNDICE A – VARIAÇÃO DO C _P COM A TEMPERATURA PARA ALGUNS GASES IDEAIS	203
APÊNDICE B – CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA	204

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Há quarenta anos, o mundo viveu uma realidade bastante diferente da realidade atual, em todos os campos, seja ele social, econômico, energético, entre outros. Tais diferenças devem-se, dentre outros fatores, ao aumento populacional e ao desenvolvimento dos países. Baseado nisso, é possível presumir que novas transformações ocorrerão nos próximos quarenta anos, principalmente no que tange à demanda energética global (BP, 2016). No Brasil, estima-se que, até 2050, a demanda energética aumente pouco mais de duas vezes, com prevalecimento do consumo de gás natural e dos derivados do petróleo (EPE, 2014). Nesse aspecto, é cada vez mais importante o desenvolvimento de sistemas térmicos eficientes para o uso racional dos recursos não renováveis e, também, por questões ambientais. Entretanto, os projetos de sistemas térmicos mais eficientes demandam maiores investimentos iniciais sendo, por isso, limitados por questões econômicas antes mesmo de alcançarem os limites termodinâmicos (Santos, 2009). Pelo fato do alto investimento inicial ser o principal fator que restringe o uso de sistemas mais modernos (eficientes), faz-se necessário o uso de técnicas que permitem aumentar a eficiência dos sistemas térmicos já existentes, como ocorre, por exemplo, na cogeração (produção combinada de potência e calor).

Além da cogeração, a análise exergética é uma técnica particularmente apropriada para maximizar o objetivo de um uso mais eficiente dos recursos, uma vez que permite a determinação de rejeitos e perdas em termos de localização, do tipo e de seus valores reais (Moran et al., 2013). Essa informação pode ser usada, por exemplo, para direcionar esforços no sentido de reduzirem as fontes de ineficiências dos sistemas existentes. A análise exergética ainda possibilita encontrar o ponto ótimo de operação que permite o sistema térmico produzir mais, utilizando menos recursos.

A análise exergética (área de estudo da Termodinâmica) é uma excelente ferramenta para alcançar sistemas mais eficientes. No entanto, muitas vezes essa análise deve ser associada à economia, pois a termodinâmica, por si só, não consegue considerar fatores como a disponibilidade e o custo dos recursos utilizados, bem como a valorização que ocorre do insumo para o produto durante o processo produtivo.

Com o objetivo de estudar a conexão entre a termodinâmica e a economia, foi criada a disciplina Termoeconomia, termo proposto por Tribus e Evans em 1962. Tal área busca critérios gerais para avaliar a eficiência e os custos de sistemas com consumo intensivo de energia. Na década de 80, a disciplina teve seu florescimento com o surgimento de várias metodologias que se utilizaram de novos conceitos, nomenclaturas, definições e aplicações (Santos, 2009).

Durante a década de 90 e no início deste milênio, houve várias tentativas de comparar e unificar as metodologias. Como resultado, concluiu-se que as diversas abordagens termoeconômicas se diferenciam pela maneira como as estruturas produtivas são representadas (Cerqueira, 1999; Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006). Consequentemente, os adeptos da Termoeconomia passaram a dar maior enfoque ao detalhamento da estrutura produtiva de sistemas térmicos visando, principalmente, o tratamento isolado dos equipamentos dissipativos e a alocação explícita dos custos dos resíduos.

Frangopoulos (1983) foi o primeiro a elaborar um método pelo qual era possível definir insumo e produto de um condensador (equipamento dissipativo) por meio da neguentropia. A neguentropia foi utilizada, juntamente com a exergia, por várias metodologias termoeconômicas como fluxo fictício até Santos (2009) constatar que essa prática trazia consigo uma série de inconsistências termodinâmicas.

Tsatsaronis (1990), citado por Torres (1996), foi quem propôs a desagregação da exergia. Em sua proposta, a exergia é desagregada nas parcelas mecânica e térmica com a finalidade de melhorar a precisão dos resultados por meio do aumento de informações do processo produtivo. Embora isso tenha sido um grande avanço para a Termoeconomia, as análises envolvendo a desagregação da exergia nas parcelas mecânica e térmica apresentam-se limitadas, uma vez que este tipo de desagregação impossibilita definir o produto dos equipamentos dissipativos (na maioria dos casos) e impossibilita incorporar informações sobre os resíduos produzidos pelo sistema.

Santos (2009), por sua vez, fez uso da neguentropia com uma perspectiva diferente da usada por Frangopoulos (1983). No contexto, a neguentropia foi nomeada como parcela entrópica e utilizada como fluxo físico juntamente com a entalpia, ambas tidas como componentes da exergia. Assim, foi possível isolar o condensador na estrutura produtiva dos ciclos a vapor e alocar explicitamente os resíduos na estrutura produtiva dos ciclos a gás. No entanto, novos obstáculos foram surgindo e novos praticantes apareceram nesse cenário.

Lourenço (2012; 2016), subsequentemente, observou que a desagregação da exergia em níveis superiores, ou seja, em várias parcelas, possibilitava definir o produto dos equipamentos dissipativos na estrutura produtiva. Além disso, a desagregação da exergia permite detalhar o produto e o insumo de cada componente do sistema térmico, promovendo uma análise do processo produtivo rica em informações e que proporciona resultados mais precisos.

Mas qual é a importância de se ter uma estrutura produtiva detalhada, ou seja, com equipamentos isolados termodinamicamente e com melhor definição de insumo e produto? Não é possível responder a essa pergunta sem antes apresentar, brevemente, os objetivos das três grandes áreas de aplicação da Termoeconomia: A *otimização* de sistemas térmicos tem a finalidade de encontrar o equilíbrio entre a eficiência e o custo de sistemas térmicos e adotar estratégias operacionais eficientes de forma a atender a demanda energética com o menor custo possível; O *diagnóstico* tem o propósito de identificar ineficiências causadas pela degradação dos equipamentos e quantificar o

impacto no consumo de recursos nos sistemas térmicos; A *alocação de custos* tem a função de distribuir racionalmente os custos do processo produtivo entre os produtos dos sistemas térmicos (potência e calor de um sistema de cogeração, por exemplo) (Santos, 2009).

Para a *otimização*, os especialistas da Termoeconomia defendem que o isolamento termodinâmico dos equipamentos na análise permite a otimização do sistema por completo pela otimização de suas unidades individuais (Accadia e Rossi, 1998). Além disso, o isolamento termodinâmico e a melhor definição de insumos e produtos dos equipamentos repercutem em resultados aprimorados.

Para o *diagnóstico*, sem o isolamento termodinâmico a análise revelará que existe fonte de ineficiência em um conjunto de equipamentos, mas sem revelar qual é o equipamento específico. Isso dificulta a atuação da equipe de manutenção. Com isolamento termodinâmico, o *diagnóstico* é capaz de identificar qual equipamento é responsável pela ineficiência do sistema térmico (Valero et al., 2004; Verda et al., 2004).

Para a *alocação de custos*, alcançar resultados mais precisos reflete em maior controle dos custos e isso é essencial para uma empresa operar adequadamente (Kwak et al. 2003).

Por fim, a Termoeconomia é uma disciplina relativamente nova. Diversas linhas de pesquisas foram desenvolvidas ao longo dos anos para contribuir com o desenvolvimento dessa disciplina. O presente trabalho dá prosseguimento à linha de pesquisa iniciada por Santos (2009), continuada por Lourenço (2012), com pré-consolidação de Faria (2014) e novos avanços de Lourenço (2016).

1.1 Motivação

Desagregar a exergia em várias parcelas, ou seja, em níveis superiores, acarreta todos os benefícios supracitados. Entretanto, o detalhamento da estrutura produtiva do sistema térmico traz consigo uma grande quantidade de informação, o que torna a análise um trabalho árduo, mesmo para plantas produtivas mais simples. Faria (2014) aplicou a desagregação da exergia, em diversos níveis, em plantas de cogeração a vapor e a gás e observou que, em alguns casos, não era viável a aplicação da desagregação da exergia em várias parcelas porque os resultados variavam pouco. Esse efeito foi observado com frequência nos sistemas de cogeração com turbina a vapor, entre os níveis de desagregação que conseguiam isolar termodinamicamente os equipamentos dissipativos. Nos sistemas de cogeração apreciável que justificava a aplicação da desagregação em níveis superiores. A maior ou menor variação dos resultados quando a exergia é desagregada em níveis maiores é chamada, nesta dissertação, de *sensibilidade à desagregação*.

Partindo das observações feitas por Faria (2014) de que o ciclo a vapor tem baixa sensibilidade enquanto o ciclo a gás tem alta sensibilidade, esta dissertação procura estudar o comportamento dos resultados relacionados à sensibilidade da união dos dois ciclos em um ciclo combinado com cogeração.

Trabalhos como o de Faria (2014) ajudam o analista a definir qual é a melhor opção de desagregação numa análise termoeconômica. Em sistemas com baixa sensibilidade à desagregação, não é interessante desagregar a exergia em um nível superior devido ao grande esforço envolvido na análise. Nesse caso, basta optar pelo modelo que consegue isolar termodinamicamente todos os equipamentos envolvidos (Faria, 2014). Assim, o estudo do ciclo combinado com cogeração tem o propósito de dar continuidade à contribuição dada por Faria.

Posteriormente à análise feita por Faria (2014), surgiu um novo nível de desagregação da exergia conhecido como modelo UFS+ (Lourenço, 2016). Até o presente conhecimento, esse modelo é tido como o primeiro capaz de isolar termodinamicamente todos os equipamentos dissipativos. Além disso, esse novo modelo apresenta de maneira mais detalhada os insumos e os produtos dos equipamentos que compõem o sistema térmico. Esse nível de detalhamento é suficiente para causar variações significativas nos resultados e, portanto, faz-se necessário avaliar o comportamento desse novo modelo em relação aos demais. Assim, aplica-se o modelo UFS+ aos estudos de casos feitos por Faria (2014) com o intuito de avaliar a resposta dessa nova abordagem e complementar o trabalho realizado pelo mesmo.

Outro ponto de destaque desta dissertação é a alocação dos custos dos resíduos químicos. Alguns trabalhos que fazem a alocação explícita desses custos partem do princípio de que os custos dos resíduos devem ser alocados nos equipamentos que os deram origem. Todavia, da maneira que a exergia química é representada na estrutura produtiva, ocorre uma inconsistência termodinâmica, pois o balanço de exergia não é satisfeito na câmara de combustão ou em qualquer outro equipamento que produza exergia química. A partir do momento em que os princípios da termodinâmica não são satisfeitos, tal prática não é recomendada. Diante disso, é estudada uma nova maneira de alocar o custo da exergia química e, posteriormente, compará-la com a maneira inadequada. Essa nova maneira foi proposta por Lourenço (2016) e neste trabalho ela é apresentada, avaliada e criticada ou louvada.

Por outro lado, a exergia química, na maioria dos sistemas térmicos, tende a ser desprezível perante a parcela física. Assim, é verificada a relevância de alocar o custo da exergia química nas análises termoeconômicas e se é valido o esforço do analista para incorporá-la nas análises.

Também é importante frisar que existem sistemas de cogeração que necessitam de adição extra de exergia em etapas intermediárias do ciclo, por meio da queima suplementar, para suprir a deficiência de recursos destinados à formação do produto secundário, que pode ser o calor útil (em sistemas de cogeração do tipo *topping*) ou a potência (em sistemas de cogeração do tipo *bottoming*). A teoria por traz das abordagens

termoeconômicas diz que todos os recursos injetados no processo produtivo devem refletir nos custos finais dos produtos. A má interpretação desse conceito conduz o analista a alocar os custos dessa adição extra de exergia no produto primário, o qual não utiliza dessa exergia. Sendo assim, esta dissertação mostra a representação mais justa (segundo o ponto de vista deste trabalho) desse recurso extra na estrutura produtiva.

Por fim, alguns modelos termoeconômicos são aplicados tanto na análise que distribui o custo da exergia extra entre o produto primário e secundário quanto na análise que aloca o custo da exergia extra totalmente no produto secundário (a forma mais "justa").

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é contribuir com o crescimento da Termoeconomia por meio da aplicação e comparação de vários modelos de desagregação da exergia em diferentes sistemas que apresentam situações adversas e por meio de uma discussão sobre as subjetividades que ainda existem na Termoeconomia:

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Adicionar o modelo UFS+ nos resultados de Faria (2014) com o propósito de observar o seu comportamento diante das demais metodologias;
- Aplicar a desagregação da exergia, em vários níveis, a um sistema de cogeração em ciclo combinado (Brayton e Rankine) para observar o comportamento das metodologias em um sistema que une dois ciclos de características opostas de sensibilidades à desagregação;
- Avaliar a alocação da exergia química em um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (problema CGAM), e em um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa com intercooler e queima suplementar, para verificar o impacto de três configurações distintas da estrutura produtiva no tratamento dos resíduos químicos;
- Comparar a alocação dos custos de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar quando o custo da exergia adicional é distribuído entre a potência e o calor, e quando o custo da exergia adicional é alocado integralmente no calor.

1.3 Estrutura da dissertação

Além da introdução, esta dissertação contém mais 6 capítulos, sendo que:

No capítulo 2 encontra-se a *Revisão Bibliográfica* onde são discutidos alguns conceitos básicos para o entendimento deste trabalho, tais como a exergia, custos, algumas metodologias termoeconômicas e apresentação de alguns resultados obtidos por Faria (2014). O ponto crucial desse capítulo é a apresentação da exergia física e como ela pode ser desagregada. A desagregação da exergia é a principal diferença entre as abordagens estudadas nesta dissertação.

No capítulo 3 encontra-se a *Metodologia* usada neste trabalho. Esse capítulo traz algumas definições e aspectos importantes da análise termoeconômica utilizada nesta dissertação. Além disso, é colocada em discussão a alocação dos custos dos resíduos químicos.

O capítulo 4 refere-se aos estudos de casos que complementam o trabalho de Faria (2014) e, portanto, cumprem os dois primeiros objetivos citados. Os casos estudados são dois sistemas de cogeração com turbina a gás, três sistemas de cogeração com turbina a vapor e um sistema de cogeração em ciclo combinado (Rankine e Brayton).

O capítulo 5 apresenta os estudos de casos que promovem a discussão da alocação do custo dos resíduos químicos e da maneira como os equipamentos se inter-relacionam para obtenção dos produtos finais dos sistemas térmicos. Na ocasião, são estudados um ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa e um ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa.

O capítulo 6 traz os resultados dos casos estudados nos capítulos 4 e 5. O propósito desse capítulo é comparar e comentar os custos exergéticos unitários dos produtos finais dos sistemas térmicos apresentados.

O capítulo 7 encerra esta dissertação com as conclusões e é também onde as principais contribuições são apresentadas e sugestões são feitas para futuros trabalhos.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é introduzido o conceito de exergia e as formas de desagregá-la, o conceito de custo, breves conceitos básicos das principais metodologias termoeconômicas e alguns dos principais resultados e conclusões encontrados na literatura referente ao impacto das aplicações dos modelos termoeconômicos que desagregam a exergia.

2.1 Exergia

Todas as metodologias termoeconômicas apresentam algo em comum: o uso da segunda lei da termodinâmica como base para o cálculo de custo. Tsatsaronis e Valero (1989) explicam que a primeira lei da termodinâmica (energia) normalmente falha na identificação das irreversibilidades e da eficácia do uso do combustível e dos recursos. Um exemplo é o que ocorre com a válvula adiabática, na qual o fluido de trabalho sofre um processo isoentálpico e a primeira lei não consegue reconhecer qualquer ineficiência.

A segunda lei da termodinâmica mostra que parte da energia contida em uma corrente de fluxo de um processo é inútil. Com base nisso, a exergia é definida como a parte útil da energia, ou seja, a parte da energia que pode ser convertida em outra forma de energia (Baehr, 1978 apud Tsatsaronis et al, 1989). Assim, a análise exergética é baseada na primeira lei e na segunda lei da termodinâmica que, respectivamente, calcula a energia útil associada a um sistema termodinâmico ou a uma corrente de fluxo de processo, e identifica e avalia as ineficiências do sistema energético. Um exemplo que pode ser citado para consolidar e demonstrar a influência do conceito de energia útil, ou exergia, é o caso de uma planta de geração a vapor. Uma análise energética (primeira lei) nessa planta irá mostrar que o condensador é responsável por rejeitar grande quantidade de energia para fora do sistema e, portanto, é o principal responsável pela ineficiência do processo, ao passo que uma análise exergética mostrará que essa energia é de baixa utilidade, ou seja, baixa exergia, e que a grande responsável pela ineficiência é a caldeira devido à imensa quantidade de exergia destruída, proveniente das irreversibilidades associadas ao processo de combustão e à transferência de calor (Moran et al., 2013).

Dessa forma, existe um consenso entre os estudiosos da área termoeconômica de que a exergia é a magnitude termodinâmica mais apropriada para associar aos custos porque também permite a contabilização das ineficiências e das perdas do sistema (Santos, 2009).

Uma vez descrita a importância da exergia nas metodologias termoeconômicas, faz-se necessária uma abordagem ampla dessa grandeza termodinâmica. A exergia, ao longo das décadas, recebeu algumas definições, tais como: *"a parte útil da energia"* (Tsatsaronis e Valero, 1989), *"parcela da energia com capacidade de produzir trabalho"*

(Lozano e Valero, 1986), "parte da energia que, em um ambiente específico, pode ser transformada em outra forma de energia" (Baehr, 1978 apud Tsatsaronis et al., 1989). Deste ponto da dissertação em diante é utilizada a definição que a exergia é a parcela da energia com capacidade de produzir trabalho. A energia elétrica, a mecânica, a potencial e a cinética são formas de energias totalmente transformadas em trabalho e, portanto, são casos em que a energia coincide com a exergia (Kotas, 1995). Em contrapartida, a energia térmica de um fluxo não pode ser totalmente transformada em trabalho.

Na citação de Baehr (1978 apud Tsatsaronis et al., 1989) apresentada anteriormente, aparece o termo *ambiente específico*. Com esse termo, Baehr declara que numa análise termodinâmica que envolva o conceito de exergia, é necessário definir um estado de referência. Esse estado de referência, normalmente, é o ambiente com suas condições ambientais típicas de temperatura (T_0), pressão (p_0) e composição química. Um sistema terá tanto maior exergia quanto mais distante estiver (ou diferente for) do estado de referência.

Kotas (1995) afirma que a exergia pode ser desagregada em suas componentes física, química, cinética e potencial quando na ausência de efeito nuclear, magnetismo, tensão superficial e eletricidade, como mostra a Eq. (2.1):

$$E^{Tot} = E^P + E^C + E^{Ch} + E^{Ph}$$
(2.1)

Na Eq. (2.1), E^P , E^C , E^{Ch} , E^{Ph} são as componentes potencial, cinética, química e física da exergia, respectivamente. As componentes potencial e cinética são chamadas por Kotas (1995) de energia de alta qualidade devido ao fato dessas energias terem a capacidade de se transformar completamente em trabalho, ao passo que as parcelas química e física são chamadas de energia de baixa qualidade por não terem essa capacidade.

As parcelas potencial e cinética são insignificantes em relação às outras parcelas nos sistemas estudados e não representam ganhos de informação na elaboração da estrutura produtiva de um sistema, sendo tais parcelas, portanto, desconsideradas. Nesse sentido, a exergia de um sistema pode ser desagregada em duas parcelas: química e física, sendo a exergia total a soma dessas parcelas, como mostra a Eq. (2.2)

$$E^{Tot} = E^{Ch} + E^{Ph} \tag{2.2}$$

Tsatsaronis et al. (1989) definiram a parcela química da exergia como sendo *o* máximo trabalho líquido teórico obtido quando um sistema, considerando que esse já se encontra na pressão atmosférica (p_0) e na temperatura ambiente (T_0) do estado de referência, é levado para um completo equilíbrio termodinâmico com o estado de referência. Assim, para calcular a exergia química, a composição do ambiente deve ser especificada em conjunto com temperatura e pressão ambiente. As substâncias químicas contidas no ambiente são chamadas de substâncias de referência. Tsatsaronis et al. (1989) afirmam que é possível dividir a parcela da exergia química de uma substância simples em duas componentes chamadas de exergia de reação e exergia ambiental como mostra a Eq. (2.3). A primeira é principalmente afetada pelas reações químicas, enquanto a segunda considera somente os efeitos físicos (separação, expansão, compressão, etc.). Segundo Tsatsaronis e colaboradores (1989), a distinção entre as duas componentes da exergia química pode tornar os resultados das análises termoeconômicas independentes do modelo usado para o estado de referência, além de definir significativamente a eficiência exergética de processos de mistura e de melhorar a alocação de custos da exergia química em uma análise.

$$E^{Ch} = E^R + E^A \tag{2.3}$$

Na Eq.(2.3), E^R é a exergia de reação e E^A é a exergia ambiental. A forma de desagregação da exergia química mostrada nesta dissertação é simplesmente de caráter informativo e tem o objetivo de tornar o texto sobre a desagregação da exergia o mais completo possível. Nos estudos apresentados posteriormente, a exergia química é utilizada na forma total, completa, ou seja, sem desagregá-la.

Para a parcela física da exergia mostrada na Eq. (2.2), Kotas (1995) apresentou-a como sendo igual à máxima quantidade de trabalho obtida quando um fluxo de substância é levado das suas condições iniciais até o estado de referência, definido por $p_0 \ e \ T_0$, por meio de processos físicos envolvendo apenas interações térmicas com o ambiente. A exergia física ainda pode ser desagregada nas parcelas térmica e mecânica conforme a Eq. (2.4). Embora essa desagregação já fosse conhecida, Kotas (1995), por meio de processos reversíveis hipotéticos, demonstrou formalmente o sentido físico das componentes térmica e mecânica como partes da exergia física. Assim, a Eq. (2.2) pode ser reescrita na forma apresentada na Eq. (2.5).

$$E^{Ph} = E^T + E^M \tag{2.4}$$

$$E^{Tot} = E^T + E^M + E^{Ch} \tag{2.5}$$

De uma forma geral, a componente térmica da exergia de um fluido, por exemplo, é o potencial de produzir trabalho devido à diferença de temperatura entre o fluido e o estado de referência; a componente mecânica da exergia é o potencial de produzir trabalho devido à diferença de pressão; e a componente química da exergia é o potencial de produzir trabalho devido à variação da composição ou da concentração (Arena e Borchiellini, 1999).

Segundo Torres (1996), a desagregação da exergia nas parcelas térmica e mecânica para definir a estrutura produtiva aumenta a precisão dos resultados nas análises e a sua utilização foi proposta por Tsatsaronis, em 1990. Porém, desagregar a exergia física nas parcelas térmica e mecânica para fluidos reais não é uma tarefa trivial e se apresenta um tanto quanto arbitrária. O cálculo da exergia física para fluidos reais é realizado em função da entalpia e da entropia, como mostra a Eq. (2.6), e tanto a entalpia quanto a entropia dependem da temperatura e da pressão, não sendo possível distinguir de forma óbvia qual é parcela térmica e qual é parcela mecânica da exergia.

Segundo Faria (2014), Tsatsaronis e, posteriormente, Tsatsaronis em um trabalho com a cooperação de Morosuk, propuseram calcular a componente mecânica da exergia de um fluido real (E^M) ao longo da linha isotérmica desde seu estado inicial [T_0 , p] até [T_0 , p_0] e a componente térmica (E^T) como a diferença entre a exergia física e a sua componente mecânica. Contudo, um dos próprios autores admitiu arbitrariedades envolvidas nos cálculos das componentes térmica e mecânica, principalmente quando o fluido de trabalho em questão sofre mudança de fase (Lazzareto e Tsatsaronis, 2006).

Fluido Real

A exergia física de um fluido real, a dada temperatura e pressão, é expressa pela Eq. (2.6) em termos de entalpia (h) e de entropia (s). Caso o fluido seja uma mistura bifásica, é necessário, também, o conhecimento da proporção vapor-líquido, ou seja, do título da mistura. Uma vez conhecida a temperatura (T_0) e a pressão (p_0) do estado de referência é possível estabelecer a entalpia (h_0) e a entropia (s_0) do estado morto restrito do sistema. A parcela entálpica e a parcela entrópica da exergia são descritas nas Eq. (2.7) e (2.8), e a maneira como elas são dispostas como termos da exergia física encontra-se descrita na Eq. (2.9).

$$E^{Ph} = \dot{m} \cdot \left[(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \right]$$
(2.6)

$$E^H = \dot{m} \cdot (h - h_0) \tag{2.7}$$

$$E^{S} = \dot{m} \cdot T_0 \cdot (s - s_0) \tag{2.8}$$

$$E^{Ph} = E^H - E^S \tag{2.9}$$

A utilização da exergia física desagregada nas parcelas entálpica e entrópica foi proposta por Santos et al. (2006) quando apresentaram o modelo termoeconômico H&S. Porém, a comunidade termoeconômica, durante algum tempo, recusou-se a aceitar ou questionou a entalpia e a entropia como parcelas da exergia física, por elas parecerem termos de energia ao invés de exergia. Entretanto, Lourenço et al. (2014) utilizaram uma metodologia semelhante à usada por Kotas (1995) para as parcelas térmica e mecânica e demonstraram, por meio de processos reversíveis hipotéticos, que a entalpia e a entropia também podiam ser vistas e interpretadas como parcelas da exergia física.

A parcela entrópica mostrada na Eq. (2.8) é função da temperatura e pressão, e também pode ser desagregada nas parcelas térmica e mecânica conforme a Eq. (2.10). Esse tipo de desagregação foi aplicado, pela primeira vez, por Santos et al. (2010) em um sistema a gás com o objetivo de melhorar a precisão dos resultados em termoeconomia. Todavia, para fluidos reais, essa desagregação levaria às mesmas arbitrariedades mencionadas anteriormente e, portanto, a desagregação da entropia nas parcelas térmica e mecânica para fluidos reais não é aplicada nesta dissertação.

$$E^S = E^{S^T} - E^{S^M} aga{2.10}$$

Por definição, a entalpia é a soma da energia interna (u) com o trabalho de fluxo (pv), como mostra a Eq. (2.11). Assim, é possível desagregar a exergia em um nível mais elevado. Substituindo a Eq. (2.11) na Eq. (2.6) obtêm-se a Eq. (2.12), onde a exergia física é descrita pelos termos de energia interna, trabalho de fluxo e entrópico. Dessa maneira, a exergia física pode ser representada conforme a Eq. (2.13)

$$h = u + p \cdot v \tag{2.11}$$

$$E^{Ph} = \dot{m} \cdot [(u - u_0) + (p \cdot v - p_0 \cdot v_0) - T_0 \cdot (s - s_0)]$$
(2.12)

$$E^{Ph} = E^{U} + E^{F} - E^{S} (2.13)$$

O sobrescrito "F" na Eq. (2.13) foi utilizado para nomear a parcela trabalho de fluxo e o sobrescrito "U" para nomear a parcela energia interna. A utilização da exergia física desagregada nas parcelas energia interna, trabalho de fluxo e entrópica foi proposta por Lourenço (2012) quando desenvolveu o modelo termoeconômico UFS.

A parcela trabalho de fluxo é um produto da pressão pelo volume específico e, assim, essa parcela permite a desagregação em duas componentes: trabalho de volume e trabalho de pressão. Essas duas componentes originam-se da forma diferencial da entalpia, onde o trabalho de fluxo, também na forma diferencial, é derivado pela regra do produto e depois integrado, resultando nas duas componentes. As Eqs. (2.14) e (2.15) mostram o início e o resultado dessas operações. Integrando a Eq. (2.14) e substituindo na Eq. (2.6) obtém-se a Eq. (2.16) e, assim, a exergia física pode ser representada conforme a Eq. (2.17).

$$dh = du + d(p \cdot v) \tag{2.14}$$

$$\int d(p \cdot v) = p_0 \cdot \int dv + v \cdot \int dp = p_0 \cdot (v - v_0) + v \cdot (p - p_0)$$
(2.15)

$$E^{Ph} = \dot{m} \cdot \left[(u - u_0) + p_0 \cdot (v - v_0) + v \cdot (p - p_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \right]$$
(2.16)

$$E^{Ph} = E^{U} + E^{FV} + E^{FP} - E^{S}$$
(2.17)

O primeiro termo do lado direito da Eq. (2.15) é o trabalho de volume e o segundo termo é o trabalho de pressão. A integração do lado esquerdo da Eq. (2.15) é realizada mantendo-se a pressão constante (p_0) para o trabalho de volume e o volume constante (v)para o trabalho de pressão. Essa forma de desagregação foi proposta por Lourenço (2016) no modelo termoeconômico UFS+.

A Fig. 2.1 apresenta um quadro esquemático que relaciona as formas de desagregação da exergia física para fluido real desde o modelo exergia física total (E) até a forma de desagregação apresentada pelo modelo UFS+.
$E^{Ph} =$	$\dot{m} \cdot (u - u_0) + \dot{m} \cdot p_0 \cdot (v - v_0) + \dot{m} \cdot v \cdot (p - p_0) - \dot{m} \cdot T_0 \cdot (s - s_0)$					
	E ^U	E^{FV}	E^{FP}	ES		
	E^U E^F		E ^S			
	E^H			E ^S		
	$E^{T} + E^{M} = ??$					
			E			

Figura 2.1 – Modos de desagregação da exergia física para fluido real

Fluido Gás Ideal

A Eq. (2.18) mostra a equação da exergia física para gases ideais.

$$E^{Ph} = \dot{m} \cdot \left[\int_{T_0}^T c_v \cdot dT + \int_{T_0}^T R \cdot dT - T_0 \cdot \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} \cdot dT + R \cdot T_0 \cdot \ln(\frac{P}{P_0}) \right]$$
(2.18)

Na Eq. (2.18), c_v é o calor específico a volume constante, c_p é o calor específico a pressão constante e *R* é a constante do gás.

Na exergia física do gás ideal, Eq. (2.18), a parcela térmica (primeiro, segundo e terceiro termos) e a parcela mecânica (quarto termo) são bem definidas. Apesar dos termos entálpico e entrópico não estarem explícitos, a definição de entalpia e entropia diz que os dois primeiros termos da Eq. (2.18) são a parcela entálpica da exergia e os dois últimos termos são a parcela entrópica. O primeiro termo, individualmente, é a energia interna e, o segundo, é o trabalho de fluxo.

A desagregação para gás ideal segue a mesma ideia para fluidos reais. Assim, é possível criar um quadro esquemático dessa desagregação para fluido gás ideal, apresentado na Fig. 2.2. Neste quadro equemático, é possível notar que o segundo termo da Eq. (2.18) foi desagregado nas parcelas trabalho de volume (E^{FV}) e trabalho de pressão (E^{FP}).

$E^{Ph} =$	$\dot{m} \cdot \int_{T_0}^T c_v \cdot dT +$	$-\dot{m}\cdot\int_{v_0}^v p\cdot dv +$	$\dot{m} \cdot \int_{p_0}^p v \cdot dp -$	$-\dot{m}\cdot T_0\cdot\int_{T_0}^Trac{c_p}{T}\cdot dT+\dot{m}$	$k \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln(\frac{P}{P_0})$
	E ^U	E^{FV}	E^{FP}	E^{S^T}	E^{S^M}
	E^U E^{FV} E^{FP}		E ^S		
	E ^U	E^F		E^{S^T}	E^{S^M}
	E^U E^F		E ^S		
		E^{H}		E^{S^T}	E^{S^M}
	E ^H			E ^S	
	E^{T}				E^M
	·		Е		

Figura 2.2 – Modos de desagregação da exergia física para fluido gás ideal

O diagrama mostrado na Fig. 2.2 parece apresentar uma pequena inconsistência. As parcelas trabalho de volume (E^{FV}) e trabalho de pressão (E^{FP}) não aparentam ser componentes térmicas como mostra o diagrama, mas sim parcelas mecânicas, principalmente a componente trabalho de pressão (E^{FP}) que envolve variação de pressão. Porém, não é comum definir a natureza de um termo (térmico ou mecânico) quando esse está em função de duas variáveis como, por exemplo, o produto "pv" que aparece nos termos em questão. Como se trata de gás ideal, as propriedades intensivas pressão, temperatura e volume específico estão interligadas por meio da equação dos gases ideais, pv=RT. Nesse sentido, é possível colocar qualquer uma das componentes da exergia física em termos da pressão e, assim, todos os termos seriam parcelas mecânicas da exergia, algo que seria incoerente. A componente térmica ou mecânica é caracterizada pela presença de apenas uma variável (exclusivamente temperatura ou pressão). Portanto, para estabelecer a natureza térmica ou mecânica das componentes trabalho de volume (E^{FV}) e trabalho de pressão (E^{FP}) é necessário colocar os seus respectivos termos em função somente da variável temperatura ou somente da variável pressão.

Sendo assim, é necessário demonstrar brevemente como essas parcelas $(E^{FV} e E^{FP})$ são apenas função da temperatura, pois isso pode gerar uma discussão intrigante.

Lourenço (2016) afirma que o trabalho de volume realizado por um fluido pode ser calculado como um processo isobárico a pressão ambiente (p_0) onde o fluido é expandido (ou comprimido) do seu volume inicial (v) até o estado morto (v_0), e o trabalho de pressão ocorre sobre um processo isovolumétrico a volume inicial do fluido (v) e o fluido tem sua pressão reduzida (ou aumentada) da sua pressão inicial (p) até o estado morto (p_0). Com essas informações e com a equação dos gases ideais é possível descrever o trabalho de volume (E^{FV}) e o trabalho de pressão (E^{FP}) em função somente da temperatura, como mostram as Eqs. (2.19) e (2.20), comprovando, assim, que essas duas parcelas são de natureza térmica.

$$E^{FV} = \int_{T_0}^{T_i} R \cdot dT \tag{2.19}$$

$$E^{FP} = \int_{T_i}^T R \cdot dT \tag{2.20}$$

Nas Eqs. (2.19) e (2.20), R é a constante dos gases perfeitos, T é a temperatura inicial do fluido de trabalho, T_0 é a temperatura no estado de referência e T_i é a temperatura no estado em que o fluido se encontra sob pressão de referência (p_0) e volume inicial (v).

Nesse sentido, é possível supor as razões pelas quais são mantidas as parcelas trabalho de volume (E^{FV}) e trabalho de pressão (E^{FP}) como função do produto "pv" ao invés de se utilizar as expressões apresentadas nas Eqs. (2.19) e (2.20). A primeira delas é que o produto "pv" talvez seja mais adequado para lidar com a proposta do modelo UFS+. Além disso, as Eqs. (2.19) e (2.20) são quase idênticas e isso poderia levar a alguns questionamentos, tais como: de que maneira equações semelhantes representam coisas diferentes? Ainda, da maneira como foi proposto o cálculo das parcelas trabalho de volume (E^{FV}) e trabalho de pressão (E^{FP}) por Lourenço (2016), nota-se nas Eqs. (2.19) e (2.20) uma conexão entre os termos que são expressos pelos limites de integração T_i . Em outras palavras, essas duas parcelas ocorreriam de forma sequencial onde o final de uma representaria o início da outra. Isso não ocorre quando essas parcelas estão em função do produto "pv", sendo, portanto, analisadas de forma independente.

Para finalizar, é necessário ressaltar que dividir a exergia em parcelas, ou seja, desagregá-la, pode parecer mero formalismo matemático. Porém, isso torna-se uma ferramenta crucial para as metodologias termoeconômicas, principalmente na definição da estrutura produtiva, como é visto posteriormente, além de permitir lidar com resíduos e equipamentos dissipativos, um gargalo da termoeconomia.

2.2 Conceito de Custo

Todo equipamento ou componente é responsável por executar uma função e, para realizar tal função, é necessário algum tipo de recurso. A função executada por tal equipamento define o seu produto e o recurso utilizado é definido como insumo. De maneira geral, o conjunto de equipamentos e procedimentos que se destinam a gerar produtos funcionais (combustível, energia elétrica, etc.) é chamado processo industrial ou processo produtivo. Um processo produtivo é totalmente eficiente se não existem perdas ou resíduos. Porém, sabe-se que na maioria dos casos esses processos obtêm não somente os produtos funcionais, mas também resíduos, que são algo indesejado. Portanto, é necessário fazer uma contabilização sistemática das ineficiências e dos resíduos para encontrar o custo do processo produtivo. O custo, em sentido geral, é a quantidade de recurso utilizada para produzir algo e o procedimento de contabilizar o custo do processo produtivo é baseado no chamado processo de formação de custo (Torres e Valero, 2000).

Para um melhor entendimento, a Fig. 2.3 esquematiza duas situações diferentes para um mesmo processo produtivo composto por dois equipamentos. Na figura, o custo unitário k_i é um parâmetro utilizado para designar a quantidade de insumo utilizada para obter a unidade de produto. O custo unitário é abordado com mais detalhes posteriormente.



Figura 2.3 – Diagrama representativo do processo de formação de custo. (a) processo sem perdas, η =100%. (b) processo com perdas, η <100%. O custo unitário de cada fluxo é representado por k_i.

No diagrama mostrado na Fig. 2.3 e nos que são apresentados posteriormente, a seta entrando em um componente significa insumo e a seta saindo significa produto. É evidente na Fig. 2.3 que o produto de um componente é utilizado como insumo do componente seguinte. A Fig. 2.3a mostra um processo perfeito, onde não existem resíduos ou perdas. Nesse caso, desprezando os custos externos (operação, manutenção, etc.) dos componentes, o insumo utilizado seria completamente convertido em produto e, assim, o custo para se obter o produto seria relativo ao custo de aquisição do insumo. A Fig. 2.3b já considera a existência de perdas e, assim, é contabilizado no produto tanto o custo do insumo quanto das perdas.

Nesta dissertação, o fluxo produtivo é a exergia e os processos produtivos são os sistemas térmicos. É a exergia que valoriza ou agrega valor. Esse fluxo entra no sistema térmico por meio do combustível e, depois da primeira transformação, a exergia passa a circular no sistema por meio dos fluxos internos e sai do mesmo por meio dos produtos (Arena e Borchiellini, 1999).

A valorização do fluxo após cada etapa do processo produtivo é um dos pontos de estudo da Termoeconomia. Por exemplo, do ponto de vista da termodinâmica, a unidade de exergia destruída em qualquer componente do processo produtivo tem o mesmo valor. Mas, ao se aplicar o conceito de custo, isso não é verdade, pois a cada etapa produtiva, o fluxo do processo agrega valor e, assim, o custo da unidade de exergia destruída em etapas sucessivas é cada vez maior.

Os custos podem ser quantificados em unidades exergéticas ou monetárias, dependendo do objetivo da análise. O custo em unidade exergética (*Ki*) de um fluxo é a quantidade de recurso exergético externo (geralmente exergia do combustível) fornecida à planta para produzir esse fluxo. Nas análises envolvendo custo exergético, custos externos como água de reposição, investimento, operação e manutenção não são inclusos. É possível também estabelecer o custo exergético unitário (k_i) que é definido como a quantidade de recurso exergético externo utilizada para produzir cada unidade de fluxo.

Na avaliação do custo exergético unitário, é estabelecido que o custo exergético do combustível consumido pela planta é igual à unidade (Santos, 2009). Isso é decorrente da seguinte interpretação: o custo exergético unitário de um fluxo é a quantidade de exergia necessária para obter a unidade de exergia de tal fluxo. Assume-se que não há destruição de exergia antes do processo produtivo e, assim, a quantidade de exergia utilizada para obter o combustível é igual à própria exergia do combustível e, portanto, o custo unitário é igual a um (Valero et al., 2006; Torres et al., 2008).

As equações de custos são estabelecidas por meio do balanço de custos: o custo total dos insumos de um componente deve ser igual ao custo total dos produtos, ou seja, a subtração dos custos dos produtos pelos custos dos insumos deve ser igual a zero (Eq. 2.21). A Eq. (2.21) pode ser compreendida pelo seguinte exemplo: se é gasto "x" reais para obter "n" produtos, então esses "n" produtos devem ser vendidos por "x" reais (no mínimo) para cobrir os gastos. O custo exergético de um fluxo é definido como sendo igual à multiplicação do seu custo exergético unitário pela exergia (E_i) desse fluxo (Eq. 2.22). Substituindo a Eq. (2.22) na Eq. (2.21), obtém-se o balanço de custo em função do custo unitário como mostra a Eq. (2.23).

$$\sum_{P} K_i - \sum_{I} K_i = 0 \tag{2.21}$$

$$K_i = k_i \cdot E_i \tag{2.22}$$

$$\sum_{P} k_i \cdot E_i - \sum_{I} k_i \cdot E_i = 0 \tag{2.23}$$

A quantificação do custo em unidades monetárias procede-se da mesma forma que a do custo em unidade exergética. Porém, o combustível possui um custo unitário que pode ser diferente de 1 (um) e é expresso na base monetária (\$/unidade de exergia). Nessa quantificação, custos de fluxos externos como água de reposição, investimento, operação e manutenção devem ser inseridos na análise (Santos, 2009) conforme a Eq. (2.24).

$$\sum_{P} K_i - \sum_{I} K_i = Z_i \tag{2.24}$$

Na Eq. (2.24), Z_i são os custos relativos à aquisição, operação, manutenção, etc.

Nesta seção, são apresentados, brevemente, o conceito de custo e o processo de formação de custos. São nesses fundamentos da economia, juntamente com o conceito da

exergia apresentado na seção anterior, que se assenta a base da termoeconomia e, portanto, são nesses fundamentos que se baseiam as metodologias apresentadas a seguir.

2.3 Metodologias Termoeconômicas

últimas décadas, diversos trabalhos vêm sendo incessantemente Nas desenvolvidos na busca de metodologias que utilizam os custos dos fluxos internos e dos produtos finais para síntese, otimização, diagnóstico e análise termoeconômica de equipamentos e instalações térmicas industriais. As referências mais antigas dizem que as áreas de aplicações dessas metodologias termoeconômicas podem seguir duas vertentes e, portanto, elas são classificadas em dois grupos: a primeira área é a de alocação de custos que faz a partição racional dos custos externos entre os produtos das plantas térmicas multiprodutos (potência e calor, por exemplo). Essa foi desenvolvida por Valero e Tsatsaronis, juntamente com os seus colaboradores, dando continuidade aos trabalhos anteriores de Gaggioli e seus colaboradores. A segunda área é a de otimização, que emprega o custo marginal com o objetivo de minimizar os custos dos produtos da planta ou dos componentes. Essa foi desenvolvida por Frangopoulos e von Spakovsky baseados em trabalhos anteriores de Tribus, Evans e El-Sayed (Valero et al., 1989 apud Santos, 2009). A otimização pode ser de projeto, que busca a melhor decisão sobre a escolha do sistema mais eficiente correlacionada com o menor investimento inicial, ou de operação, que busca definir estratégias operacionais mais eficientes de forma a atender a demanda energética com menor custo possível.

Porém, é possível utilizar as análises termoeconômicas para realização de diagnósticos nas plantas térmicas e essa seria a terceira vertente da termoeconomia. Verda (2004) define diagnóstico como sendo a arte de descobrir, quantificar e localizar as anomalias responsáveis por reduzir a eficiência do sistema térmico. Essas anomalias são provocadas pela degradação dos componentes.

Embora o diagnóstico e a otimização sejam importantes áreas da termoeconomia, a alocação de custo é a melhor área para se comparar as metodologias por requerer a definição das principais bases da disciplina: processo de formação de custo, produtos, resíduos, eficiência, equipamentos dissipativos, etc (Santos, 2009). Nesse sentido, esta dissertação dá ênfase na alocação de custo, uma vez que um dos objetivos principais é a avaliação e comparação da robustez das metodologias termoeconômicas.

O problema CGAM foi uma das primeiras tentativas de comparar as metodologias termoeconômicas (Valero et al., 1994b). Tais metodologias foram: Exergoeconomia (Tsatsaronis e Pisa, 1994), Teoria do Custo Exergético (Valero et al., 1994a), Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1994) e Análise Funcional de Engenharia (von Spakovsky, 1994). O objetivo do problema CGAM era mostrar como as metodologias seriam aplicadas, quais conceitos seriam usados e que valores seriam obtidos num problema simples. Mas essa tentativa de comparação falhou porque o problema CGAM tratava-se de um caso meramente matemático de otimização onde a

função objetivo e as restrições termoeconômicas já haviam sido previamente estabelecidas e, para solução, não era necessário nenhum conhecimento da segunda lei da termodinâmica, nem da exergia (Santos, 2009). Mesmo assim, o problema CGAM abriu o cenário da termoeconomia para novas ideias e comparações.

Outra comparação entre as metodologias, e esta sim bem-sucedida, foi apresentada posteriormente por Cerqueira (1999) na sua tese de doutorado. Ele concluiu que as diferenças dos resultados das metodologias foram devidas ao tratamento dado às irreversibilidades externas (resíduos) e pelas funções atribuídas aos equipamentos do sistema. Posteriormente, Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) também admitiram que as diferenças entre as várias abordagens termoeconômicas são principalmente limitadas pela forma como é representada a estrutura produtiva. Os autores ainda dizem que, desde que as definições de produto e insumo sejam as mesmas (estrutura produtiva), os resultados das diversas abordagens são os mesmos.

Além dessas comparações, houve tentativas de padronizar o uso de uma única metodologia termoeconômica. Erlach (1999) propôs o uso da Teoria Estrutural da Termoeconomia relatando, naquela ocasião, que a mais desenvolvida otimização e a mais desenvolvida abordagem de alocação de custo podem ser tratadas com a matemática da Teoria Estrutural da Termoeconomia. Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) propuseram o uso da metodologia SPECO (Specific Exergy Costing) acreditando que os critérios utilizados nesse método conseguem avaliar, da melhor maneira, o consumo e o fornecimento de exergia ao longo dos fluxos e, assim, aproximar o conceito de custo do desenvolvimento físico do processo. Santos (2009), em sua tese de doutorado, propõe o uso do modelo H&S que, diferente dos métodos anteriores, consegue isolar o condensador (equipamento dissipativo) e tratar os resíduos, assuntos, até então, muito debatidos e que eram examinados de forma subjetiva. Essas metodologias são aqui apresentadas resumidamente.

2.3.1 Análise Funcional Termoeconômica

A Análise Funcional Termoeconômica foi proposta por Frangopoulos na sua tese de doutorado em 1983. Inicialmente, essa metodologia era aplicada em problemas de otimização, mas, posteriormente, ela foi adaptada para também resolver problemas de alocação de custos.

A utilização desse método para alocação de custos se procede da seguinte forma: define-se a "função", a "unidade" e o "sistema". A função é o propósito de um conjunto de equipamentos. Unidade é o conjunto de equipamentos responsável por uma função. Sistema é o conjunto de unidades que se inter-relacionam. Posteriormente, desenvolve-se um diagrama do sistema composto pelas unidades, sendo essas conectadas entre si por linhas que representam a relação entre uma unidade e outra. Essas linhas não representam necessariamente um fluxo de matéria ou energia, mas sim qualquer custo associado ao equipamento. Esse diagrama é chamado de "diagrama funcional" (Lourenço, 2016).

Depois de desenhado o diagrama, é estabelecido a equação de custos para cada unidade conforme a Eq. (2.25).

$$C_i = c_i^{out} \cdot y_i^{out} = Z_i + \sum_i c_i^{in} \cdot y_i^{in}$$
(2.25)

Onde c_i^{out} é o custo unitário médio da função da unidade "*i*"; c_i^{in} é o custo unitário médio das funções de outras unidades utilizadas pela unidade "*i*"; Z_i , é o custo com manutenção, aquisição, etc; y_i , é a descrição quantitativa da função.

Na Eq. (2.25), é calculado o custo monetário, onde os custos externos como manutenção, aquisição, operação são contabilizados. Nessa metodologia não se utiliza a definição de insumo e produto, mas sim a definição de função, apresentada anteriormente.

Ao aplicar a Eq. (2.25) a todas as unidades, obtém-se um conjunto de equações com solução única onde as incógnitas são os custos unitários monetários (c_i) dos fluxos, inclusive dos produtos finais do sistema.

As Figuras 2.4 e 2.5 representam, respectivamente, a estrutura física de um sistema térmico e o diagrama funcional desse mesmo sistema.



Figura 2.4 – Estrutura física de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Frangopoulos, 2003)



Figura 2.5 – Diagrama funcional de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Frangopoulos, 2003)

A Fig. 2.4 apresenta a mesma estrutura física proposta no problema CGAM e ela é usada como referência para essa e para as próximas metodologias. É possível notar, na Fig. 2.5, uma estrutura incomum representada pelo número "6". Essa é uma unidade fictícia chamada de junção que combina duas ou mais funções em uma única. Na mesma figura, observa-se outra estrutura não nomeada, posicionada à direita do fluxo " y_6 ". Tratase de outra unidade fictícia chamada de bifurcação que distribui uma função para várias unidades. Porém, Frangopoulos (2003) ressalta que essas unidades podem ser reais caso correspondam a uma unidade real da planta.

Há casos onde uma unidade não tem uma função definida como, por exemplo, o condensador. Nessa situação, a Análise Funcional Termoeconômica utiliza o conceito de neguentropia como fluxo fictício para definir a função do condensador. Porém, Santos (2009) criticou o uso da neguentropia por ocasionar inconsistências na análise como, por exemplo, produto maior que insumo.

2.3.2 Teoria do Custo Exergético

A Teoria do Custo Exergético é uma metodologia para alocação de custos e foi proposta por Lozano e Valero (1993). Nessa abordagem, a exergia física não é desagregada, usando assim, o modelo exergia física total.

Essa metodologia é baseada nos conceitos de produto (P) e insumo (F) apresentados anteriormente, além dos conceitos de "perdas" (L) como sendo os fluxos que deixam o sistema sem serem utilizados, e de "eficiência" como sendo a razão produto por insumo. Essa eficiência está diretamente ligada ao custo unitário exergético, como é mostrado na Fig. 2.3. Equipamentos com alta eficiência têm baixa variação do custo exergético entre insumo e produto.

Torres e Valero (2000) explicam que cada componente ou subsistema possui uma função produtiva particular que contribui para alcançar o objetivo final da produção. Para definir essas funções, é preciso definir quem é o recurso (F), o produto (P) e a perda (L) de cada subsistema e esses devem seguir as seguintes regras:

- Todos os fluxos que entram ou saem de um subsistema são apresentados na definição F-P-L apenas uma vez;
- Todos os valores de F, P e L possuem exergia maior ou igual a zero;
- É possível especificar o balanço de exergia correspondente ao subsistema em termos de F, P e L, a saber, F P L = D, onde D é a destruição de exergia devido à irreversibilidade interna do processo.

Nessa metodologia, também é possível elaborar a estrutura produtiva, similar ao diagrama funcional apresentado na metodologia anterior, como mostra a Fig. 2.6.



Figura 2.6 – Estrutura produtiva de fluxo físico de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa

A estrutura produtiva mostrada na Fig. 2.6 é referente à estrutura física da Fig. 2.4. Os números que nomeiam as setas referem-se à exergia de cada fluxo. Por exemplo, o insumo da turbina é a diferença entre a exergia dos fluxos (4) e (5). A seta (1) é a exergia adicionada à planta por meio do combustível e as setas (10) e (8) são os produtos dessa planta de cogeração, ou seja, potência líquida e calor útil, respectivamente. O fluxo (7) é o resíduo do sistema. A caldeira de recuperação não é detalhada da mesma forma como apresentada na Fig. 2.4, com evaporador e economizador, mas como uma unidade única representada por um único bloco.

Uma vez definida a estrutura produtiva, é possível fazer o estudo do processo de formação dos custos. Para determinação dos custos exergéticos unitários dos fluxos, Torres e Valero (2000) utilizaram quatro proposições:

 O custo exergético de um fluxo de exergia (*B**), recurso (*F**) ou produto (*P**) é a quantidade necessária de exergia para produzi-lo. Portanto, o custo exergético é uma grandeza conservativa. Dessa forma, pode-se escrever uma equação de balanço de custo exergético para cada subsistema;

- Na ausência de informações, os custos exergéticos dos fluxos que entram na planta são iguais às suas respectivas exergias. Isso permite escrever uma equação para cada fluxo que entra na planta;
- Todos os custos gerados pelo processo produtivo devem ser incluídos nos custos dos respectivos produtos finais da planta. Desse modo, e na ausência de informações, atribui-se custo exergético igual a zero para as perdas. Isso permite escrever uma equação para cada perda da planta;
- (a) Se um fluxo de exergia que deixa um subsistema compõe o recurso desse mesmo subsistema, então seu custo exergético unitário (k*) é igual ao do respectivo fluxo de exergia que entra no subsistema;
- 4) (b) Se o produto de um subsistema é composto de mais de um fluxo de exergia, então o mesmo custo exergético unitário é atribuído a todos esses fluxos. A razão para essa proposição está no fato de que o processo de formação desses fluxos não é distinguível no nível de agregação considerado e, assim, são atribuídos custos proporcionais às suas respectivas exergias.

Combinando as proposições 1 e 3, o balanço de custo exergético para cada subsistema é dado pela Eq. 2.26.

$$F^* = P^* + L^* \to L^* = 0$$
 (2.26)

A aplicação das quatro proposições gera um sistema linear de equações cuja solução é única e cujas incógnitas são os custos exergéticos unitários de cada fluxo de exergia, inclusive dos produtos da planta. É possível calcular os custos na base monetária e, para isso, os custos externos (manutenção, operação, etc.) devem ser inclusos conforme a Eq. (2.24).

Igualmente à metodologia anterior, equipamentos dissipativos não tem produtoinsumo definidos. No caso do condensador de um ciclo a vapor, por exemplo, Torres e Valero (2000) dizem que a função do condensador é reduzir a entropia por meio da rejeição de calor. Então, é definido que o produto do condensador é a exergia dissipada e o insumo é a energia consumida por uma bomba auxiliar do conjunto de arrefecimento. Como a exergia residual do condensador não tem nenhuma finalidade, o custo dela é distribuído entre os equipamentos que aumentam a entropia do fluido (bomba, caldeira e turbina) proporcionalmente a esse aumento de entropia. A água que sai do condensador é considerada um subproduto de custo unitário igual à unidade. No caso dos resíduos, Torres e Valero (2000) dizem que os custos devem ser alocados nos equipamentos que os geraram, como por exemplo, o custo dos gases de exaustão que saem da caldeira de recuperação deve ser alocado na câmara de combustão de um sistema de cogeração com turbina a gás.

2.3.3 SPECO

O *Specific Exergy Costing* ou SPECO foi desenvolvido para resolver problemas de alocação de custo. Mas, como no caso anterior, pode ser adaptado para resolver problemas de otimização. Esse método surgiu da unificação de dois outros: AVCO (*Average Cost Approach*) e LIFO (*Last-in-First-Out*). Ambos foram aplicados no problema CGAM (Tsatsaronis e Pisa, 1994). A metodologia SPECO ainda sofreu várias melhorias até chegar à sua forma atual, apresentada por Lazzaretto e Tsarsaronis (2006).

A metodologia SPECO permite a desagregação da exergia nas suas parcelas física e química e, por sua vez, a desagregação da parcela física nas parcelas térmica e mecânica. A utilização da componente química é justificada quando há variações significativas dessa componente na planta.

Essa metodologia apresenta características parecidas com as da Teoria do Custo Exergético, como por exemplo, a definição de insumo e produto. A análise se resume basicamente em três passos: análise exergética do sistema, definição de insumo e produto de cada componente e a aplicação das equações de custos.

Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) apresentam como deve ser definido o insumo e o produto na metodologia SPECO.

Produto é definido como sendo igual à soma de

- Toda a exergia que sai de um componente mais
- Toda a exergia aumentada entre a entrada e a saída que esteja de acordo com o propósito do equipamento.

Similarmente, o insumo pode ser definido como sendo igual à soma de

- Toda a exergia que entra em um componente mais
- Toda a exergia reduzida entre a entrada e a saída menos
- Toda a exergia aumentada entre a entrada e a saída e que não esteja de acordo com o propósito do equipamento.

As equações de custos seguem, basicamente, a mesma ideia apresentada na seção 2.2. Porém, é necessário estabelecer equações auxiliares para formar um sistema de equações com solução única (número de incógnitas igual ao número de equações). Para isso, utiliza-se os princípios F-P.

O princípio F diz que o custo unitário (exergético ou monetário) do insumo utilizado por um equipamento que retira exergia do fluido de trabalho é igual à média dos custos unitários dos fluxos de exergia que fornecem exergia para o fluido de trabalho à montante do equipamento em questão. Desse modo, são obtidos "*N*" equações, uma para cada "*N*" equipamentos que utilizam a exergia do fluido de trabalho como insumo.

O princípio P refere-se aos equipamentos que injetam exergia no fluido de trabalho e esse princípio afirma que cada unidade de exergia é fornecida para qualquer fluxo associado ao produto, ao mesmo custo médio.

Com as equações auxiliares geradas pelos princípios F e P, é possível formar um sistema linear de equações cuja solução é única e cujas incógnitas são os custos exergéticos unitários de cada fluxo de exergia, inclusive dos produtos da planta.

Nessa metodologia não é possível analisar os equipamentos dissipativos isoladamente devido à ausência de um produto. Dessa maneira, Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) dizem que esses equipamentos devem ser analisados juntamente com os componentes aos quais eles auxiliam, como se fossem um só. Por exemplo, num sistema de geração a vapor, é dito que a função do condensador é auxiliar a turbina a condensar totalmente o vapor que sai dela, daí o condensador é um componente auxiliar da turbina e, por isso, ambos devem ser analisados como se fossem um só. No caso dos resíduos, igualmente à metodologia anterior, os custos devem ser alocados nos equipamentos que os geraram.

Tanto a abordagem SPECO quanto a Teoria do Custo Exergético definem a estrutura produtiva por meio de tabelas, evidenciando claramente os produtos e insumos de cada subsistema (Santos, 2009), como mostra a Tabela 2.1, mas isso não impede que ela seja representada também por meio de diagramas, como mostrado na Fig. 2.6. A Tabela 2.1 é a estrutura produtiva do sistema térmico e cuja estrutura física é apresentada na Fig 2.4.

Tabela 2.1	Estrutura produtiva de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.			
	Unidade Produtiva	Insumo	Produto	
	Câmara de Combustão	<i>E</i> ₁₀	$E_{4} - E_{3}$	
	Turbina a Gás	$E_{4} - E_{5}$	Ŵ	
	Compressor de Ar	\dot{W}_c	$E_{2} - E_{1}$	
	Caldeira de Recuperação	$E_{6} - E_{7}$	$E_{9} - E_{8}$	
	Pré-aquecedor de Ar	$E_{5} - E_{6}$	$E_{3} - E_{2}$	
Sistem	a de Cogeração com Turbina a Gás	E_{10}	$\dot{W} + (E_9 - E_8)$	

A vantagem de se utilizar o diagrama produtivo em relação à tabela é que o diagrama mostra claramente como o produto de um determinado subsistema é distribuído para ser usado como insumo de outro subsistema ou como produto final da planta (Santos, 2009).

2.3.4 Teoria Estrutural da Termoeconomia

A Teoria Estrutural foi desenvolvida por Valero et al. (1993) e, posteriormente, proposta por Erlach (1999) como formulação matemática comum e padrão para todas as metodologias termoeconômicas, tanto para alocação de custos quanto para otimização, empregando modelos que podem ser expressos por equações lineares. Erlach (1999) diz que todas as metodologias termoeconômicas desenvolvidas podem ser linearizadas e por isso, podem ser tratadas usando a Teoria Estrutural.

Na Teoria Estrutural faz-se necessário o uso de um diagrama produtivo. A Fig. 2.7 exibe o diagrama produtivo do sistema térmico cuja estrutura física está mostrada na Fig. 2.4. A diferença entre o diagrama da Fig. 2.6 e o diagrama da Fig. 2.7 está no tipo de fluxo usado: a primeira descreve o diagrama utilizando fluxos físicos enquanto a segunda utiliza fluxos produtivos. A Teoria do custo exergético e a metodologia SPECO utilizam os fluxos físicos para descrever o processo de formação dos custos enquanto as demais, apresentadas nesta dissertação, utilizam o fluxo produtivo.



Figura 2.7 – Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando o modelo exergia total de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Faria, 2014)

O diagrama mostrado na Fig. 2.7 utiliza o modelo exergia total, porém a forma desagregada da exergia nas parcelas térmica e mecânica pode ser aplicada. No diagrama, os quadrados representam unidades reais do sistema, sendo elas o compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), caldeira de recuperação (CR), turbina a gás (TG) e regenerador (R); o losango e o círculo representam unidades fictícias, sendo elas a junção e a bifurcação, respectivamente, conceitos já apresentados na subseção 2.3.1. A exergia (Q_C) é adicionada à planta por meio do combustível e os produtos da planta são a potência (P_L) e o calor útil (Q_U) . Parte da potência gerada na turbina (P_C) é utilizada na própria planta para alimentar o compressor.

Nessa metodologia, de maneira semelhante às anteriores, a análise se resume basicamente em três passos: análise exergética do sistema, definição de insumo e produto de cada componente e a aplicação das equações de custos. As equações de custos seguem, basicamente, a mesma ideia apresentada na seção 2.2.

O conceito de neguentropia também é uma ferramenta da Teoria Estrutural e é tida como uma solução para contabilização de custos dos equipamentos dissipativos. Para alocação do custo dos resíduos de um sistema de geração a gás, a metodologia utiliza uma unidade auxiliar chamada de "chaminé" (Lourenço, 2016), cujo insumo é a exergia contida nos gases que deixam o sistema e o produto é a neguentropia obtida. Em outras palavras, a função da chaminé é resfriar os gases quentes e, portanto, reduzir a entropia destes. O custo do produto da unidade "chaminé" é distribuído entre os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho, proporcionalmente ao aumento de entropia que os equipamentos proporcionam ao fluido. Na Fig. 2.7 não está representada a unidade "chaminé", pois ela só faz sentido quando o diagrama é expresso em termos da exergia física total e do fluxo fictício neguentrópico.

2.3.5 Modelo H&S

O modelo H&S foi proposto por Santos et al. (2006) como uma tentativa de superar as limitações impostas pelo uso da neguentropia e do conceito de subproduto na Teoria Estrutural. A neguentropia (negativa da entropia) é uma função ou magnitude que quantifica a redução da entropia do fluido de trabalho. Porém, o uso da neguentropia para alocar custo no condensador, resulta em produto maior do que insumo para este componente, o que é uma inconsistência do ponto de vista da termodinâmica. Além disso, a neguentropia sobrecarrega o custo da potência em detrimento do custo do calor útil. Essa sobrecarga, em muitos casos, contradiz as comprovadas e estabelecidas vantagens da cogeração relativamente à produção separada de potência e calor. Na tentativa de resolver isso, foi introduzido o conceito de subproduto. Porém, esse conceito contradiz a ideia de isolamento termodinâmico e de autonomia dos subsistemas no processo de formação de custo, o qual defende que o custo de cada produto depende unicamente dos insumos e do processo usado na sua produção. Todos esses conceitos e demonstrações estão na tese de doutorado de Santos (2009).

Essa metodologia utiliza a desagregação da exergia física nas parcelas entálpica (H) e entrópica (S), como mostrado na Eq. (2.9). Porém, alguns cuidados devem ser tomados na definição de insumo e produto. A parcela entálpica segue as mesmas definições de insumo e produto descritas nas metodologias anteriores, mas a entrópica não. Essa parcela se comporta de maneira inversa, tal como: se a entropia do fluido de trabalho tem um aumento ao passar por um componente, então o fluxo entrópico é insumo do componente; se a entropia do fluido de trabalho sofre uma redução ao passar por um componente, então o fluxo entrópico é produto. O sinal de subtração na Eq. (2.9) pode ser interpretado como essa inversão conceitual.

Em sistemas onde há grandes variações da exergia química, a parcela química pode ser inclusa juntamente com as parcelas entálpica e entrópica.

A análise desse modelo, da mesma forma que na Teoria Estrutural, se resume basicamente em três passos: análise exergética do sistema, definição de insumo e produto de cada componente e a aplicação das equações de custos. Faz-se necessário o uso de uma estrutura produtiva e esta é representada por um diagrama produtivo de fluxos produtivos. A Fig. 2.8 mostra a estrutura produtiva do modelo H&S aplicado ao sistema apresentado na Fig. 2.4.



Figura 2.8 – Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando modelo H&S de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Faria, 2014)

As unidades " J_H " e " B_H " representam as unidades fictícias de junção e bifurcação, respectivamente, do fluxo entálpico enquanto " J_S " e " B_S " representam as unidades fictícias de junção e bifurcação, respectivamente, do fluxo entrópico. A unidade "A" é uma unidade auxiliar chamada de "ambiente" e que tem a mesma função da "chaminé", descrita no modelo anterior. Os demais fluxos e unidades são os mesmos apresentados anteriormente. Na Fig. 2.8 existe a presença de losangos e círculos sem nomenclatura, que representam unidades fictícias de junção e bifurcação, respectivamente, para união ou distribuição de fluxos de naturezas distintas.

O modelo H&S foi o primeiro método a conseguir contabilizar os custos do condensador de maneira isolada, sem arbitrariedades e sem inconsistências. Nas metodologias apresentadas anteriormente, o condensador é tido como limitação ou entrave, que somente é "resolvido" com o uso da neguentropia ou de suposições, como por exemplo, tê-lo como equipamento auxiliar da turbina e, assim, analisá-los conjuntamente (condensador e turbina).

Porém, o modelo H&S não consegue isolar componentes como a válvula de um ciclo de refrigeração, por exemplo, uma vez que esses componentes são isoentálpicos. Desse modo, o modelo H&S consegue definir o insumo da válvula (aumento de entropia), mas não consegue definir o produto. Nesse caso, o modelo recorre à suposição de "equipamento auxiliar" adotada por outras metodologias.

Para os gases quentes lançados no ambiente (resíduos), a solução é a utilização da unidade auxiliar e imaginária "ambiente" que, assim como a unidade "chaminé", distribui os custos dos resíduos entre os equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho, proporcionalmente ao aumento de entropia que os equipamentos proporcionam ao fluido.

2.3.6 Modelo UFS

O modelo UFS foi proposto por Lourenço (2012) como uma tentativa de superar as limitações do modelo H&S quanto às válvulas. O próprio autor do modelo UFS se refere ao método como uma expansão do modelo H&S que acrescenta a possibilidade de tratar, isoladamente, componentes dissipativos como a válvula de expansão dos sistemas de refrigeração a vapor. Para isso, o modelo UFS desagrega a exergia física nas componentes energia interna (U), trabalho de fluxo (F) e entrópica (S) como mostra a Eq. (2.12). Os mesmos cuidados do modelo H&S devem ser tomados quanto à definição de insumo e produto da parcela entrópica. Em sistemas onde há grandes variações da exergia química, essa parcela pode ser inclusa juntamente com as demais parcelas.

Da mesma maneira que o modelo H&S, a análise se resume basicamente em três passos: análise exergética do sistema, definição de insumo e produto de cada componente e a aplicação das equações de custos. Faz-se necessário o uso de uma estrutura produtiva e essa é representada por um diagrama produtivo de fluxos produtivos. A Fig. 2.9 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS aplicado ao sistema apresentado na Fig. 2.4.

As unidades " J_U ", " J_F " e " J_S " representam as unidades fictícias de junção da energia interna, do trabalho de fluxo e do fluxo de entropia, respectivamente, enquanto " B_U ", " B_F " e " B_S " representam as unidades fictícias de bifurcação da energia interna, do trabalho de fluxo e do fluxo entrópico, respectivamente. Os demais fluxos e unidades são os mesmos apresentados anteriormente.



Figura 2.9 – Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando modelo UFS de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Faria, 2014)

Entretanto, quando o fluido de trabalho é gás ideal e é expandido em uma válvula, a análise utilizando o modelo UFS apresenta limitações na definição produto-insumo. A entropia de um gás ideal aumenta quando expandido na válvula, logo a parcela entrópica é insumo. Para um gás ideal, o trabalho de fluxo, a energia interna e a entalpia dependem somente da temperatura. Uma vez que as válvulas são termodinamicamente modeladas como isoentálpicas, não há variação de temperatura durante a expansão de um gás ideal e, portanto, não há variação do trabalho de fluxo (F) e da energia interna (U), o que impossibilita definir o produto das válvulas. Nesse caso, as válvulas operando com gás ideal devem ser modeladas como equipamento auxiliar de um outro equipamento. No modelo UFS, os resíduos são tratados da mesma forma que no modelo H&S.

2.3.7 Modelo UFS+

O modelo UFS+ foi proposto por Lourenço (2016) como uma tentativa de superar as limitações do modelo UFS que não consegue definir o insumo e o produto da válvula quando o fluido de trabalho é gás ideal. Essa metodologia segue todas as características do modelo UFS. Contudo, no modelo UFS+, a exergia é desagregada nas componentes energia interna (U), trabalho de volume (FV), trabalho de pressão (FP) e fluxo entrópico (S).

A Fig. 2.10 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema apresentado na Fig. 2.4.



Figura 2.10 – Estrutura produtiva de fluxo produtivo utilizando modelo UFS+ de um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa

As unidades " J_U ", " J_{FV} ", " J_{FP} " e " J_S " representam as unidades fictícias de junção da energia interna, do trabalho de volume, do trabalho de pressão e do fluxo de entropia, respectivamente, enquanto " B_U ", " B_{FV} ", " B_{FP} " e " B_S " representam as unidades fictícias de bifurcação da energia interna, do trabalho de volume, do trabalho de pressão e do fluxo entrópico, respectivamente. A bifurcação "P" distribui a potência gerada na turbina a gás entre a potência consumida pelo compressor de ar e o produto final da planta. Os demais fluxos e unidades são os mesmos apresentados anteriormente.

O modelo UFS+, até o presente conhecimento, não apresenta limitações quanto à definição insumo-produto de qualquer equipamento de sistemas térmicos, seja utilizando modelo fluido real ou gás ideal. Assim, pode-se dizer, do ponto de vista da Termoeconomia, que essa metodologia é a mais completa devido à sua abrangência situacional. Porém, como o objetivo do modelo UFS+ é superar a deficiência do modelo UFS quanto ao uso do gás ideal como fluido de trabalho na presença de válvulas, o modelo UFS+ torna-se limitado pela sua baixíssima necessidade de aplicação, uma vez que os fluidos de trabalho dos sistemas térmicos, em quase sua totalidade, ou são modelados como fluido real ou como gás ideal sem a presença de válvulas no sistema, sendo, portanto, o modelo UFS suficiente para análise termoeconômica.

Entretanto, Faria (2014) mostrou que quanto maior o nível de desagregação da exergia, ou seja, quanto mais a exergia é desagregada em parcelas, maior é a precisão dos resultados na alocação de custos. Isso é um ponto positivo para o modelo UFS+, já que o mesmo consegue desagregar a exergia em quatro parcelas. Os resíduos, no modelo UFS+, são tratados da mesma forma que no modelo H&S e UFS.

Nesta seção, os modelos termoeconômicos são apresentados com o auxílio de um sistema a gás. Não se faz necessário repetir todo esse procedimento para um sistema a vapor devido às similaridades com o sistema a gás. Ambos são ciclos de potência que possuem adição de calor (câmara de combustão ou gerador de vapor), expansão (turbina a gás ou turbina a vapor), compressão (compressor ou bomba) e rejeição de calor (ambiente atmosférico ou condensador). Para os equipamentos específicos de cada sistema (gás ou vapor), como é o caso dos equipamentos dissipativos, são apresentados comentários sobre como cada metodologia tratam tais dispositivos.

2.4 Aplicação e Avaliação da Desagregação da Exergia em Termoeconomia

Faria (2014), em sua dissertação de mestrado, realizou uma exaustiva análise sobre o impacto da desagregação da exergia na alocação de custos de alguns sistemas de cogeração a gás e em alguns sistemas de cogeração a vapor. Os estudos de caso desses sistemas são apresentados no Capítulo 4. Nesta seção, são expostos alguns dos resultados obtidos por Faria (2014) até o modelo UFS, que é o ponto de partida desta dissertação, os quais são utilizados como base de comparação com os novos resultados obtidos pelo uso do modelo UFS+.

Faria (2014) fez análise de um ciclo de cogeração com turbina a gás simples (estrutura física apresentada na Fig. 4.1). Os custos da potência e do calor são apresentados na Fig. 2.11 para vários níveis de desagregação da exergia. Faria (2014) classifica os modelos de desagregação em níveis, tais como sendo: "Nível I" o modelo exergia total "E"; "Nível IIa" o modelo de desagregação nas parcelas térmica e mecânica;

"Nível IIb" o modelo de desagregação nas parcelas entálpica e entrópica; "Nível IIIa" o modelo de desagregação nas parcelas entálpica e entrópica que, por sua vez, são desagregadas nas parcelas térmica e mecânica ($S^T e S^M$); "Nível IIIb" o modelo de desagregação nas parcelas energia interna, trabalho de fluxo e entrópica; "Nível IV" o modelo de desagregação nas parcelas energia interna, trabalho de fluxo e entrópica, sendo a entrópica desagregada nas suas parcelas térmica e mecânica.



Figura 2.11 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás simples (Faria, 2014).

Nesse caso, os resultados encontrados demonstram que, à medida que a exergia é desagregada, o custo da potência é elevado enquanto o custo do calor é reduzido, com exceção para os modelos UFS e H&S nos quais os resultados coincidem. A exceção também é aplicada aos dois modelos que desagregam a entropia nas parcelas térmica e mecânica (UFS^MS^T e H&S^MS^T). Isso mostra que para ciclos com fluido de trabalho modelado com gás ideal, não havendo válvula, a desagregação da entalpia em energia interna e trabalho de fluxo não surte efeito benéfico. Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IV), o custo exergético unitário da potência teve aumento de 10,09%, enquanto que o do calor teve uma redução de 7,44%.

Outro caso de sistema a gás analisado por Faria (2014) foi um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Fig. 4.4). A Fig. 2.12 mostra os resultados para os diferentes níveis de desagregação para esse sistema de cogeração.



Figura 2.12 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa – Caso A (Faria, 2014).

Do ponto de vista qualitativo, as observações do caso anterior também se aplicam neste último. Mas, quantitativamente, partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IV), o custo exergético unitário da potência teve aumento de 2,32%, enquanto que o custo unitário exergético do calor teve uma redução de 13,94%.

Faria (2014) denominou o sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa supracitado de "caso A", pois além dele, o autor estudou mais dois casos de turbina a gás regenerativa, denominados por ele de "caso B" e "caso C". A diferença entre esses três casos está nas condições iniciais (temperatura e pressão em cada ponto) e nos modelos termodinâmicos usados (ar padrão, combustão completa, etc.). A estrutura produtiva nos três casos é exatamente a mesma para todos os modelos. As Figs. 2.13 e 2.14 mostram os resultados de Faria para os casos B e C, respectivamente. Percebe-se que o perfil da reta solução para os três casos é o mesmo, ou seja, a disposição dos resultados de cada modelo e a grande variação dos resultados de um modelo para o outro são semelhantes para as três retas soluções.



Figura 2.13 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa – Caso B (Faria, 2014).



Figura 2.14 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa – Caso C (Faria, 2014).

Embora Faria (2014) tenha estudado três casos de turbina a gás regenerativa, apenas o caso A é discutido nesta dissertação. Este trabalho propõe avaliar os fatores que influenciam a estrutura produtiva e estudar, por meio das mudanças da estrutura produtiva, as variações dos resultados finais das análises. Como os casos B e C consistem apenas em variações das condições iniciais e dos modelos termodinâmicos, sem alterações na estrutura produtiva, eles não são interessantes para este estudo.

Faria (2014) também estudou ciclos a vapor onde o fluido de trabalho é modelado como fluido real. Nesses casos, a aplicação do modelo de desagregação nas parcelas térmica e mecânica envolve arbitrariedades nos cálculos, de modo que os resultados finais dependem de escolhas (do caminho arbitrário) feitas durante a análise. Faria (2014) aplicou o modelo de desagregação nas parcelas térmica e mecânica em um ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (Fig. 4.7) seguindo dois caminhos diferentes, nomeados por ele como "Nível IIa" e "Nível IIa*". Na Fig. 2.15, é observada a diferença entre os resultados encontrados nesses níveis e que representam o mesmo modelo de desagregação (térmica e mecânica), porém usando arbitrariedades diferentes. Essa mesma figura mostra, ainda, os resultados dos outros modelos de desagregação que não são arbitrários. Os níveis em que a entropia é desagregada nas parcelas térmica e mecânica (Nível IIIa e Nível IV) não foram estudados porque levariam a mais arbitrariedades.

Desconsiderando os resultados dos modelos que levam às arbitrariedades (Nível IIa e Nível IIa*), qualitativamente, os mesmos comentários feitos para cogeração com turbina a gás em relação aos custos da potência e do calor se aplicam neste caso. Partindo do menor nível de desagregação (I) até o maior nível utilizado nesse 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%. Essas variações são extremamente baixas e caracterizam a chamada baixa sensibilidade à desagregação.



Figura 2.15 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (Faria, 2014).

Ao comparar os modelos não arbitrários com os modelos arbitrários, nota-se que há uma supervalorização no custo da potência. Do Nível IIa para o Nível I há um aumento de 0,46% no custo da potência e redução de 0,36% no custo do calor. Comparando o Nível IIa* com o Nível I, o aumento do custo da potência é de 0,33% e a redução do custo do calor é de 0,26%.

Outro caso de sistema a vapor analisado por Faria (2014) foi um sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (Fig. 4.9). A Fig. 2.16 exibe os resultados para os diferentes níveis de desagregação encontrados para este sistema.



Figura 2.16 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (Faria, 2014).

Esse caso apresenta uma novidade em relação aos outros, que é a presença de um equipamento dissipativo: o condensador. Do menor nível de desagregação (I) até o maior nível (IIIb) utilizado nesse 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.

É possível notar na Fig. 2.16 dois grupos de resultados: o grupo que está à esquerda do gráfico, formado pelos resultados dos modelos que não conseguem isolar termodinamicamente o condensador, e o grupo que está à direita do gráfico, formado pelos modelos que conseguem tal isolamento. Os modelos que não isolam o condensador utilizam de arbitrariedades para analisar este equipamento dissipativo juntamente com a turbina, penalizando o custo da potência com as ineficiências existentes no processo de condensação. Isso explica o elevado custo da potência quando comparado aos dos modelos que isolam o condensador. O grupo de resultados da direita é considerado o mais preciso por não utilizar quaisquer arbitrariedades nas análises.

Finalmente, foi estudado por Faria (2014) um ciclo a vapor de contrapressão e válvula de *by-pass* (Fig. 4.11). Esse caso apresenta outra novidade em relação aos outros casos, ou seja, um outro tipo de equipamento dissipativo: a presença da válvula. Com exceção do modelo UFS, nenhum dos outros modelos conseguem definir o que é insumo e produto da válvula e, por isso, a válvula deve ser analisada como equipamento auxiliar de outro equipamento. Essa decisão é arbitrária. Por isso, Faria (2014) estudou para todos os modelos (exceto para o modelo UFS) a válvula como equipamento auxiliar da turbina (TV-VLV) e fez outras análises mantendo a válvula como equipamento auxiliar do processo que utiliza o calor útil (proc-VLV). Os resultados são apresentados na Fig. 2.17.



Figura 2.17 – Custo exergético unitário dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de *by-pass* (Faria, 2014).

O grupo de resultados à esquerda na reta solução da Fig. 2.17 é referente às análises em que a válvula é disposta juntamente com a turbina. As análises nessa configuração penalizam demasiadamente o custo da potência por atribuir as ineficiências da válvula ao processo que produz a potência. O grupo de resultados que está à direita na reta solução é referente às análises que arbitram a disposição da válvula juntamente com o processo. Esses resultados penalizam demasiadamente o custo do calor por atribuir as

ineficiências da válvula ao processo que obtém o calor útil. O modelo ao centro da reta solução (Nível IIIb) é o único modelo que não usa arbitrariedades para avaliar a válvula que é analisada separadamente de qualquer outro dispositivo. Por essa razão, esse modelo é considerado o mais consistente.

Para os casos em que a válvula foi alocada juntamente com a turbina a vapor, a maior variação de custo unitário exergético foi a do Nível IIIb em relação ao Nível IIa: aumento de 13,91% no custo do calor e redução de 35,56% 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 desse estudo de caso.

Para os casos em que a válvula foi alocada juntamente ao processo, a maior variação do custo unitário exergético foi a 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.

Por fim, comparando os modelos que levam às mesmas arbitrariedades (válvula junto com processo ou válvula junto com turbina), ou seja, levando em consideração apenas o efeito da desagregação, observa-se que nos sistemas a vapor (fluido real) a variação dos resultados é inexpressível, com exceção do Nível IIb (Proc-Vlv). A mesma afirmação pode ser feita para os sistemas a vapor de condensação e contrapressão estudados por Faria (2014). Por outro lado, os sistemas a gás têm altas variações dos resultados entre a aplicação de um modelo ou outro.

Com base nos resultados de Faria (2014), esta dissertação faz uma indagação sobre os efeitos da desagregação da exergia nos sistemas em ciclos combinados, nos quais os sistemas a vapor e a gás coexistem. Responder essa indagação é o que se pretende nos próximos capítulos.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA DE MODELAGEM E AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA

Este capítulo tem como objetivo mostrar, didaticamente, como são feitas a modelagem e a avaliação termoeconômica das metodologias, ou seja, apresentar a metodologia deste trabalho com a explicação detalhada, rigorosa e exata de toda ação aqui desenvolvida. Especificamente, é mostrada a definição do processo de formação de custos dos sistemas térmicos por meio da definição do produto e insumo dos subsistemas, suas interconexões, bem como o tratamento dos equipamentos dissipativos e resíduos (térmicos e químicos). Também são apresentados os quesitos usados para avaliação de robustez e consistência de uma metodologia termoeconômica.

3.1 Modelagem termoeconômica

Alguns dos pontos de interesse da Termoeconomia diz respeito à compreensão de como um insumo é utilizado por uma unidade produtiva para fornecer um produto funcional e como o custo referente à obtenção desse insumo é repassado, pela unidade, para o produto.

Toma-se como exemplo um compressor que é normalmente encontrado em sistemas de geração de potência a gás. O compressor de ar, de tais sistemas, utiliza potência mecânica para elevar a pressão do fluido de trabalho. Como consequência do processo de compressão, a temperatura do fluido também é elevada. Em outras palavras, o compressor utiliza como recurso a energia mecânica (do eixo girante do compressor) para adicionar energia termomecânica ao fluido de trabalho (por meio do aumento da temperatura e da pressão do fluido).

Pelos motivos apresentados no capítulo 2, não é interessante utilizar a energia para definir o insumo e o produto de uma unidade produtiva, mas sim utilizar a exergia. A exergia não somente identifica as ineficiências de uma unidade, mas também coloca todos os tipos de energia na mesma base de medida que é a capacidade de produzir trabalho. Assim, todos insumos e produtos de uma unidade produtiva são definidos em termos de exergia ou das parcelas que a compõe.

Toda unidade produtiva obrigatoriamente deve possuir, no mínimo, um insumo e um produto. Todo insumo que chega a uma unidade produtiva possui um custo referente à sua obtenção. A unidade produtiva, por sua vez, utiliza o insumo para obter o produto e, consequentemente, há um custo para obtenção de tal produto. O custo do produto leva em consideração o custo do insumo usado e as ineficiências do processo produtivo da unidade. Nesse ponto, a Termoeconomia utiliza as equações de custos para atribuir custos aos produtos da unidade produtiva tendo como base o custo dos insumos utilizados e as ineficiências presentes no processo.

Esta seção apresenta a definição de insumo e produto de cada metodologia termoeconômica estudada nesta dissertação, com o foco nos equipamentos dissipativos. Ainda é apresentado, como exemplo, um sistema nuclear fictício para consolidar o entendimento da modelagem termoeconômica de sistemas térmicos. Esse sistema nuclear contém todos os equipamentos dissipativos existentes e é usado para mostrar como cada modelo se comporta diante de tais componentes.

3.1.1 Modelo E

O modelo exergia total ou modelo "E" é a metodologia termoeconômica que utiliza, nas análises, a exergia na forma total (sem desagregá-la) para definição de insumo e produto. A exergia total para fluidos reais é calculada pela equação da exergia apresentada na Fig. 2.1. Para gás ideal, a exergia física é calculada pela Eq. (2.18).

Os fluxos de exergia presentes em um sistema térmico podem ser divididos em dois grupos: os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho e os não associados.

Para os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho, a definição de insumo e produto segue a seguinte forma: se o fluido de trabalho, ao atravessar uma unidade produtiva, tem sua exergia aumentada, então a variação de exergia do fluido de trabalho entre a entrada e a saída da unidade é produto dela. Por outro lado, se o fluido de trabalho tem sua exergia reduzida, então a variação de exergia é insumo da unidade.

Para os fluxos de exergia não associados ao fluido de trabalho, a definição de insumo e produto se faz simplesmente pela observância do papel desempenhado pela exergia na unidade produtiva. Compressores de sistemas de geração de potência, por exemplo, são acionados com energia mecânica proveniente de um eixo girando e, assim, a energia mecânica do eixo é insumo do compressor. A câmara de combustão necessita de combustível para seu funcionamento e, portanto, a exergia do combustível é o insumo da câmara. Por outro lado, exergia que se origina em uma unidade produtora é produto dela, como ocorre com a produção de exergia mecânica em uma turbina quando este equipamento tem seu eixo girado pelo escoamento de um fluido, ou como ocorre na caldeira recuperativa quando a mesma transfere exergia associada à transferência de calor para um processo industrial, por exemplo.

Embora a definição de insumo e produto parece uma tarefa simples, existem situações em que essa definição pode ser um tanto quanto conturbada, pois há equipamentos que não tem uma função produtiva. Tais equipamentos são chamados de dissipativos porque consomem insumo e não produzem nada em termos de exergia. Esses equipamentos podem ser trocadores de calor com função de dissipar energia (arrefecer) ou válvulas em geral.

Os trocadores de calor com função de arrefecimento em sistemas operando com fluido real – juntamente com outros equipamentos auxiliares, tais como bombas e torre de arrefecimento - são normalmente chamados de condensadores. Precooler e intercooler são exemplos de trocadores de calor com função de arrefecer sistemas operando com gás. As válvulas também podem operar em sistemas com fluido real e a gás.

A Tabela 3.1 mostra a definição de insumo e produto no modelo E para os principais equipamentos dissipativos existentes. Nas situações em que existem equipamentos dissipativos no sistema térmico, artifícios devem ser adotados de forma subjetiva para tornar possível a análise termoeconômica. Tais artifícios são descritos em seções posteriores. Na tabela, são apresentados o condensador (CD), o intercooler (IC), válvula operando com gás ideal (VG) e válvula operando com fluido real (VV). O modelo "E" não consegue definir o produto de nenhum equipamento dissipativo.

Tabela 3.1 – Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo E						
	Fluid	o real	Gás ideal			
	Condensador	Válvula	Intercooler	Válvula		
Unidade Física		14 VV 18		↓10 VG 6		
Unidade Produtiva	E20:21 CD ?►	E14:18 VV►	E2:3 IC ►	E6:10 VG►		

Na Tabela 3.1, a simbologia " $E_{20:21}$ ", por exemplo, apresentada na unidade produtiva do condensador, significa a diferença entre a exergia do fluxo (20) e a do fluxo (21). Isso se aplica às demais unidades. A exceção está nos modelos que utilizam a desagregação em parcelas térmica e mecânica (da exergia ou da entropia) nos sistemas modelados com fluido gás ideal. Frangopoulos (1994) diz que o compressor é responsável pelo aumento da parcela mecânica ao elevar a pressão do ar, sendo tal parcela consumida entre as demais unidades do sistema. Assim, todas as parcelas mecânicas (produzidas e consumidas) devem ser calculadas com base nos parâmetros do ar e da queda ou aumento de pressão do equipamento em análise, conforme a Eq. (3.1)

$$E_{i:j}^{M} = S_{i:j}^{M} = \dot{m}_{ar} \cdot T_0 \cdot R_{ar} \cdot \ln \frac{P_i}{P_j}$$

$$(3.1)$$

Onde, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar que atravessa o compressor, T_0 é a temperatura de referência e R_{ar} é a constante universal do ar.

3.1.2 Modelo E^ME^T

O modelo $E^M E^T$ é a metodologia termoeconômica que utiliza, nas análises, a exergia na forma desagregada nas parcelas mecânica (E^M) e térmica (E^T) para definição de insumo e produto. A Eq. (2.4) descreve como a exergia é desagregada nas parcelas mecânica e térmica. O cálculo das parcelas mecânica e térmica para gás ideal é feito conforme as Eqs. (3.2) e (3.3), respectivamente.

$$E^{M} = \dot{m} \cdot R \cdot T_{0} \cdot \ln(\frac{P}{P_{0}})$$
(3.2)

$$E^{T} = \dot{m} \cdot \left[\int_{T_{0}}^{T} c_{v} \cdot dT + \int_{T_{0}}^{T} R \cdot dT - T_{0} \cdot \int_{T_{0}}^{T} \frac{c_{p}}{T} \cdot dT \right]$$
(3.3)

Nas Eqs. (3.2) e (3.3), \dot{m} é a vazão mássica do gás, T é a temperatura do gás, T_0 é a temperatura do ambiente de referência, p é a pressão do gás, p_o é a pressão do ambiente de referência, c_v é o calor específico a volume constante, c_p é o calor específico a pressão constante e R é a constante do gás.

Para os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho, a definição de insumo e produto segue a seguinte forma: tanto a parcela mecânica quanto a parcela térmica contribuem positivamente para o aumento da capacidade de produzir trabalho. Sendo assim, a definição de insumo e produto segue o mesmo raciocínio do modelo "E". Se a parcela mecânica ou térmica aumentar ao atravessar uma unidade, então tal parcela é produto da unidade. Caso a parcela reduza, então ela é insumo da unidade produtiva.

A definição de insumo e produto dos fluxos de exergia não associados ao fluido de trabalho é a mesma do modelo "E".

A Tabela 3.2 mostra a definição de insumo e produto do modelo $E^M E^T$ para os equipamentos dissipativos existentes. Na tabela, são apresentados o condensador (CD), o intercooler (IC), válvula operando com gás ideal (VG) e válvula operando com fluido real (VV). É possível notar que, igualmente ao modelo "E", o modelo $E^M E^T$ não consegue definir o produto de nenhum equipamento dissipativo.

A Tabela 3.2 mostra que não é possível definir um produto para a válvula operando com fluido real. Essa condição foi observada por Faria (2014) para sistemas de geração de potência. Entretanto, Accadia e Rossi (1998) mostrou que, sob algumas condições em que a temperatura do fluido de trabalho está abaixo da temperatura do ambiente de referência, é possível definir o insumo e o produto da válvula. Na ocasião, os autores estudavam um sistema de refrigeração e definiram a parcela mecânica da exergia como insumo e a térmica como produto. Mas é ressaltado que o cálculo das parcelas mecânica e térmica para fluidos reais leva a arbitrariedades que podem influenciar nas análises. No capítulo 2 é abordado sobre como é feito o cálculo das parcelas térmica e mecânica para fluidos reais.

	Fluid	lo real	Gás ideal		
	Condensador	Válvula	Intercooler	Válvula	
Unidade Física				↓10 ↓VG 6	
Unidade Produtiva	E20:21 CD→ E20:21	E14:18 VV E14:18 E14:18	$E_{2:3}^{T} \rightarrow C \xrightarrow{?} F_{2:3}^{T}$	E6:10 VG►	

Tabela 3.2 - Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo E^ME^T

3.1.3 Modelo H&S

O modelo H&S é a metodologia termoeconômica que utiliza nas análises a exergia na forma desagregada nas parcelas entálpica (H) e entrópica (S) para a definição de insumo e produto. A Eq. (2.9) descreve como a exergia é desagregada nas parcelas entálpica e entrópica. O cálculo das parcelas entálpica e entrópica para fluido real é feito conforme as Eqs. (2.7) e (2.8), respectivamente.

O cálculo das parcelas entálpica e entrópica para gás ideal é realizado conforme as Eqs. (3.4) e (3.5), respectivamente.

$$H = \dot{m} \cdot \left[\int_{T_0}^T c_{\nu} \cdot dT + \int_{T_0}^T R \cdot dT \right]$$
(3.4)

$$S = \dot{m} \cdot \left[T_0 \cdot \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} \cdot dT - R \cdot T_0 \cdot \ln(\frac{P}{P_0}) \right]$$
(3.5)

Todos os termos da Eqs. (3.4) e (3.5) são os mesmos das Eqs. (3.2) e (3.3).

Para os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho, a definição de insumo e produto segue a seguinte forma: a parcela entálpica contribui positivamente para o aumento da capacidade de produzir trabalho. Se a parcela entálpica aumentar ao atravessar uma unidade, então tal parcela é produto da unidade. Caso a parcela reduza, então ela é insumo da unidade produtiva. Já a parcela entrópica contribui negativamente, ou seja, o aumento da parcela entrópica reduz a capacidade de produzir trabalho do fluido de trabalho. Assim, se a parcela entrópica aumentar ao atravessar uma unidade, então a parcela entrópica é insumo da unidade. Por outro lado, se a parcela entrópica reduzir, então essa parcela é produto da unidade produtiva.

A definição de insumo e produto dos fluxos de exergia não associados ao fluido de trabalho é a mesma do modelo "E".

	Fluid	o real	Gás ideal		
	Condensador	Válvula	Intercooler	Válvula	
Unidade Física	20	14 VV 18		↓10 VG	
Unidade Produtiva	H20:21 CD S20:21	S <u>18:14</u> VV - ?-►		S10:6 VG►	

Tabela 3.3 - Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo H&S

A Tabela 3.3 mostra a definição de insumo e produto do modelo H&S para os equipamentos dissipativos existentes. Na tabela, são apresentados o condensador (CD), o intercooler (IC), válvula operando com gás ideal (VG) e válvula operando com fluido real (VV). O modelo H&S consegue definir o insumo e o produto dos trocadores de calor (condensador e intercooler), mas não consegue definir o produto das válvulas. Os processos que ocorrem nas válvulas são vistos termodinamicamente como isoentálpicos, ou seja, a parcela entálpica do fluido de trabalho não reduz e nem aumenta ao atravessar as válvulas.

3.1.4 Modelo UFS

O modelo UFS é a metodologia termoeconômica que utiliza, nas análises, a exergia na forma desagregada nas parcelas energia interna (U), trabalho de fluxo (F) e entrópica (S) na definição de insumo e produto. A Eq. (2.13) descreve como a exergia é desagregada em tais parcelas. O cálculo da parcela entrópica para fluidos reais é realizado por meio da Eq. (2.8). As parcelas energia interna e trabalho de fluxo são calculadas pelas Eqs. (3.6) e (3.7), respectivamente.

$$U = \dot{m} \cdot (u - u_0) \tag{3.6}$$

$$F = \dot{m} \cdot (p \cdot v - p_0 \cdot v_0) \tag{3.7}$$

Nas Eqs. (3.6) e (3.7), \dot{m} é a vazão mássica do fluido de trabalho, $u \in u_0$ são a energia interna do fluido e do estado morto restrito, respectivamente, $p \in p_0$ são a pressão do fluido de trabalho e do ambiente de referência, respectivamente, e $v \in v_0$ são o volume específico do fluido de trabalho e do estado morto restrito, respectivamente.

Para gás ideal, a parcela entrópica é calculada por meio da Eq. (3.5). A parcela energia interna é calculada pelo produto da vazão mássica do gás com o primeiro termo da Eq. (3.4) e o trabalho de fluxo é calculado pelo produto da mesma vazão mássica com o segundo termo desta mesma equação.

Para os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho, as parcelas energia interna e trabalho de fluxo contribuem positivamente para o aumento da capacidade de produzir trabalho e, portanto, a definição de insumo e produto tem a mesma interpretação da parcela entálpica do modelo H&S. A parcela entrópica é definida da mesma maneira apresentada no modelo H&S.

A definição de insumo e produto dos fluxos de exergia não associados ao fluido de trabalho é a mesma do modelo "E".

A Tabela 3.4 mostra a definição de insumo e produto do modelo UFS para os equipamentos dissipativos existentes. Na tabela, são apresentados o condensador (CD), o intercooler (IC), válvula operando com gás ideal (VG) e válvula operando com fluido real (VV). O modelo UFS consegue definir o insumo e o produto dos trocadores de calor (condensador e intercooler) e da válvula operando com fluido real, mas não consegue definir o produto das válvulas operando com gás. A entalpia, a energia interna e o trabalho de fluxo de um gás ideal são dependentes apenas da temperatura do gás. Dizer que o processo é isoentálpico em uma válvula operando com gás significa dizer também que o processo é isotérmico. Como a temperatura do gás não varia em uma válvula operando com gás ideal, consequentemente, a energia interna e o trabalho de fluxo também não variam.

	Fluid	o real	Gás ideal		
	Condensador	Válvula	Intercooler	Válvula	
Unidade Física	20 € € 21	14 VV		↓ VG 6	
Unidade Produtiva	$ \begin{array}{c} U_{20:21} \\ \downarrow \\ F_{20:21} \end{array} \xrightarrow{CD} \xrightarrow{S_{20:21}} $	S18:14 ↓ VV F18:14 U14:18	$F_{2:3}$	S10:6 VG►	

Tabela 3.4 – Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo UFS

3.1.5 Modelo UFS+

O modelo UFS+ é a metodologia termoeconômica que utiliza, nas análises, a exergia na forma desagregada nas parcelas energia interna (U), trabalho de volume (FV), trabalho de pressão (FP) e entrópica (S) na definição de insumo e produto. A Eq. (2.1) descreve como a exergia é desagregada em tais parcelas. O cálculo da parcela entrópica para fluidos reais é realizado por meio da Eq. (2.8) e o cálculo da parcela energia interna é feito por meio da Eq. (3.6). As parcelas trabalho de volume e trabalho de pressão são calculadas por meio das Eqs. (3.8) e (3.9), respectivamente.

$$FV = \dot{m} \cdot p_0 \cdot (v - v_0) \tag{3.8}$$

$$FP = \dot{m} \cdot v \cdot (p - p_0) \tag{3.9}$$

Os termos que aparecem nas Eqs. (3.8) e (3.9) são os mesmos que aparecem na Eq. (3.7).

Para gás ideal, a parcela entrópica é calculada pela Eq. (3.5) e a parcela energia interna é calculada da mesma forma apresentada no modelo UFS. O trabalho de volume é calculado pelo produto da vazão mássica do gás com o primeiro termo da Eq. (2.15) e o trabalho de fluxo é calculado pelo produto da mesma vazão mássica com o segundo termo desta mesma equação, como pode ser observado na Fig. 2.1.

Para os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho, as parcelas energia interna, trabalho de volume e trabalho de pressão contribuem positivamente para o aumento da capacidade de produzir trabalho e, portanto, a definição de insumo e produto tem a mesma interpretação da parcela entálpica do modelo H&S. A parcela entrópica é definida da mesma maneira apresentada no modelo H&S.

A definição de insumo e produto dos fluxos de exergia não associados ao fluido de trabalho é a mesma do modelo "E".

A Tabela 3.5 mostra a definição de insumo e produto do modelo UFS+ para os equipamentos dissipativos existentes. Na tabela, são apresentados o condensador (CD), o intercooler (IC), válvula operando com gás ideal (VG) e válvula operando com fluido real (VV). O modelo UFS+ consegue definir o insumo e o produto de todos os equipamentos dissipativos conhecidos.

	Fluido 1	real	Gás ideal		
	Condensador	Válvula	Intercooler	Válvula	
Unidade Física		14 VV 18		↓10 VG 6	
Unidade Produtiv	U20:21 CD FV20:21 FV20:21 FV20:21	S10:6 VV FP6:10 VV	U2:3 FV <u>2:3</u> FV <u>2:3</u> FP2:3	U14:18 S18:14 FP14:18	

Tabela 3.5 - Definição de insumo e produto dos equipamentos dissipativos pelo modelo UFS+

3.1.6 Modelagem de uma planta nuclear

O objetivo desta seção é mostrar que, para cada equipamento dissipativo, há um modelo termoeconômico adequado o qual permite definir seus insumos e produtos. Sendo assim, não é de interesse desta seção a vantagem relativa ao aumento na precisão dos resultados ao se desagregar a exergia, mas sim a vantagem do isolamento termodinâmico que os modelos termoeconômicos propiciam, a saber, "E", H&S, UFS e UFS+.

Planta nuclear

A Fig. 3.1 mostra a estrutura física de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass*. A planta mostrada não existe, mas todos os equipamentos mostrados na planta existem e têm suas devidas aplicações. Esse sistema foi criado apenas para apresentar todos os equipamentos dissipativos em um estudo singular. Portanto, não há necessidade de uma avaliação criteriosa sobre o funcionamento ou incoerências que possam estar presentes no mesmo.

Os dispositivos mostrados na Fig. 3.1 são: Compressor de baixa pressão (CB), compressor de alta pressão (CA), intercooler (IC), reator nuclear (RN), turbina a gás (TG), gerador elétrico acoplado a turbina a gás (GTG), caldeira recuperativa (CR), precooler (PC), válvula operando no ciclo a gás (VG), turbina a vapor de alta pressão (TVA), turbina a vapor de baixa pressão (TVB), gerador elétrico acoplado a turbina a vapor (GTV), condensador (CD), bomba de baixa pressão (BB), bomba de alta pressão (BA), válvula operando no ciclo a vapor (VV).

Os fluxos de 1 a 11 mostram os caminhos percorridos pelo fluido de trabalho (hélio) no lado gás do sistema, enquanto os fluxos de 12 a 25 mostram os caminhos percorridos pelo fluido de trabalho no lado que opera com água e vapor. Os fluxos P_{CB}, P_{CA}, P_{TG} e P_{EG}, são, respectivamente, a potência mecânica de acionamento do compressor de baixa pressão (CB), a potência mecânica de acionamento do compressor de alta

pressão (CA), a potência mecânica fornecida ao gerador acoplado na turbina a gás (GTG) e a potência elétrica gerada por tal gerador. No lado vapor, os fluxos P_{TV} , P_{EV} , P_{BB} e P_{BA} representam, respectivamente, a potência mecânica produzida por ambos os estágios da turbina a vapor (TVA e TVB), a potência elétrica produzida pelo gerador acoplado à turbina a vapor (GTV), a potência elétrica de acionamento da bomba de baixa pressão (BB) e a potência de acionamento da bomba de alta pressão (BA). Nesse contexto, Q_C e Q_U representam, respectivamente, a exergia adicionada no ciclo por meio do combustível e o calor útil fornecido pelo sistema.



Figura 3.1 - Estrutura física de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass*

Os fluxos nomeados com letras minúsculas (a, b, c, d, e, f) são as representações de fluidos utilizados para o arrefecimento do fluido de trabalho que ocorre no condensador (CD), no precooler (PC) e no intercooler (IC).

A unidade DP representa a exergia disponível para o processo industrial, ou seja, o calor útil da planta de cogeração. Nessa situação, o calor útil (Q_U) é igual à variação de exergia do fluxo "19" para o fluxo "23". No capítulo 4 é descrito o motivo pelo qual a unidade DP está tracejada.

Modelo E

Para aplicação do modelo "E", os equipamentos dissipativos são analisados em conjunto com outros equipamentos, por causa da sua limitação. Assim, deve-se escolher com quais unidades tais equipamentos estarão agrupados na estrutura produtiva. A seguir, encontram-se cinco hipóteses que auxiliam na agrupação dos equipamentos dissipativos nas análises termoeconômica. Tais hipóteses são subjetivas e, portanto, não se trata de uma unanimidade aceita pela comunidade científica.

1) Alguns autores dizem que o condensador é um equipamento auxiliar da turbina, com a justificativa de que o condensador ajuda a turbina a condensar o vapor para as etapas posteriores do processo. Assim, o condensador (CD) forma uma única unidade com a turbina de baixa pressão (TVB) numa unidade chamada de "TVB-CD", onde os insumos são a variação de exergia na turbina de baixa pressão e a variação de exergia no condensador, enquanto o produto é a potência produzida pela turbina de baixa pressão.

2) Quanto à válvula que opera no lado do ciclo a vapor (VV), Faria (2014) mostrou que analisar esse equipamento dissipativo, juntamente com o processo industrial, resulta em dados razoáveis. Assim, a válvula (VV) é agrupada com a "disponibilidade para o processo industrial" (DP) formando uma única unidade. Os insumos dessa unidade são a exergia disponível para o processo industrial e a variação de exergia na válvula, enquanto o produto é o calor útil entregue pelo sistema de cogeração.

3) Quanto ao intercooler disposto entre os dois estágios de compressão, não foram encontradas referências que dizem como proceder nessa ocasião. Porém, é possível fazer uma reflexão sobre esse caso. O intercooler retira energia do fluido de trabalho para reduzir o consumo de potência mecânica na seção de alta pressão do compressor. Partindo-se da premissa dos equipamentos auxiliares, utilizada por alguns autores para justificar o condensador e a turbina, pode-se dizer que o intercooler é um equipamento auxiliar da seção de alta pressão do compressor. Assim, o intercooler (IC) é agrupado juntamente com o compressor de alta pressão (CA) formando uma única unidade (CA-IC). Os insumos dessa unidade são a potência de acionamento do compressor de alta pressão e a variação de exergia no intercooler, enquanto o produto é a variação de exergia do fluido de trabalho ao passar pelo compressor de alta pressão.

4) O precooler segue a mesma ideologia do intercooler. O precooler (PC) retira energia do fluido de trabalho para reduzir o consumo de potência mecânica do compressor de baixa pressão (CB) e, por isso, um pode ser visto como equipamento auxiliar do outro. Assim, o precooler (PC) e o compressor de baixa pressão são agrupados em uma mesma unidade (CB-PC).

5) A válvula que opera no lado gás (VG) é utilizada para reduzir o valor da pressão do fluido extraído na região posterior ao compressor de alta (CA) à pressão de operação do precooler (PC). Em outras palavras, a válvula (VG) destrói exergia do fluido para atender a necessidade do precooler (PC). Logo, a válvula (VG) é agrupada com o precooler (PC), que já estava em um agrupamento com o compressor de baixa (CB-PC)
formando, assim, a unidade "CB-PC-VG". Os insumos dessa unidade são a potência mecânica de acionamento do compressor de baixa pressão, a variação de exergia no precooler e a variação de exergia na válvula do lado gás, enquanto o produto é a variação de exergia do fluido de trabalho ao passar pelo compressor de baixa pressão.

Uma vez estabelecidas as condições de análise dos equipamentos dissipativos, é possível elaborar a estrutura produtiva do modelo "E". A Fig. 3.2 mostra a estrutura produtiva do modelo "E" aplicado ao sistema nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass*.

Por motivos citados no capítulo 4, faz-se necessário a diferenciação dos fluxos produzidos no lado vapor e no lado gás. Tal diferenciação é feita por meio das junções e bifurcações com subscritos "V" para o vapor e "G" para gás.

Os fluxos em azul são os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho e os em preto são os não associados.



Figura 3.2 – Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass* (Modelo "E")

Observa-se uma estrutura produtiva bastante simplificada devido às várias unidades de agrupamentos estabelecidas por causa dos equipamentos dissipativos.

Modelo H&S

O diferencial do modelo H&S em relação ao modelo "E" é a possibilidade do isolamento termodinâmico de equipamentos dissipativos que desempenham a função de trocadores de calor, como é o caso do condensador, do precooler e do intercooler presentes no sistema estudado.

Assim, não há a necessidade da aplicação das hipóteses "1", "3" e "4". Ainda assim, o modelo H&S não consegue definir os insumos e os produtos das válvulas, sendo necessária a aplicação das hipóteses "2" e "5".

A hipótese "5" diz respeito à válvula que opera no ciclo a gás (VG). Na ocasião do modelo "E", o precooler está agrupado com o compressor de baixa pressão (CB). No modelo H&S esse agrupamento é desnecessário. Assim, a válvula (VG) é agrupada somente com o precooler (PC) formando a unidade "PC-VG".

A Fig. 3.3 mostra a estrutura produtiva do modelo H&S aplicado ao sistema nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass*.

Os fluxos em vermelho e amarelo são os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho e os em preto são os não associados. O fluxo vermelho é a parcela entrópica da exergia e o amarelo é o fluxo entálpico.

Modelo UFS

O modelo UFS, quanto à questão do isolamento termodinâmico, é completo para sistemas que utilizam fluido real, mas falha no que diz respeito à válvula, quando essa opera com fluidos que tenham o comportamento semelhante aos gases ideais. No sistema nuclear apresentado, os equipamentos do lado água/vapor do ciclo combinado são totalmente isolados, mas a válvula do lado gás continua com a necessidade de ser avaliada com outro equipamento. Então, aplica-se somente a hipótese "5" mencionada no modelo "E" e com as devidas mudanças citadas no modelo H&S.

A Fig. 3.4 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS aplicado ao sistema nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass*.

Os fluxos em vermelho, azul e amarelo são os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho e os em preto são os não associados. Os fluxos vermelho, azul e amarelo representam as parcelas entrópica, energia interna e trabalho de fluxo, respectivamente.



Figura 3.3 – Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de by-pass (Modelo H&S)



Figura 3.4 – Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de by-pass (Modelo UFS)

Modelo UFS+

O modelo UFS+ é a abordagem que surgiu como ferramenta completa para o tratamento dos equipamentos dissipativos. No sistema nuclear apresentado, todas as unidades são analisadas isoladamente e, portanto, não há a necessidade de hipóteses que, de alguma forma, possam influenciar a análise termoeconômica.

Embora o modelo UFS+ seja completo (até aonde se tem conhecimento), é possível notar na estrutura produtiva que o preço a se pagar por esse método é o aumento considerável da complexidade exigida por essa ferramenta de análise.

A Fig. 3.5 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de *by-pass*.

Os fluxos em vermelho, azul, verde e amarelo são os fluxos de exergia associados ao fluido de trabalho e os em preto são os não associados. Os fluxos vermelho, azul, verde e amarelo representam as parcelas entrópica, energia interna, trabalho de pressão e trabalho de volume, respectivamente.



Figura 3.5 – Estrutura produtiva de uma planta nuclear de cogeração em ciclo combinado com turbina a gás hélio, intercooler e válvula de by-pass (Modelo UFS+)

3.1.7 Equação de custo

Após definir os insumos e produtos de cada unidade, é aplicada a equação de custo apresentada no Capítulo 2 pela Eq. (2.23). A aplicação da Eq. (2.23) em cada unidade presente na estrutura produtiva gera um sistema linear de equações com solução única que pode ser resolvida por qualquer método matemático. Nesta Dissertação é utilizada o método da Matriz Inversa.

O primeiro estudo de caso do Capítulo 4 exemplifica como são aplicadas as equações de custos em cada equipamento.

3.2 Avaliação dos modelos termoeconômicos

Toda metodologia deve passar por uma série de testes para provar sua coerência. Esta seção mostra algumas ferramentas e conceitos utilizados para avaliar a robustez das metodologias termoeconômicas. Algumas dessas ferramentas e conceitos são: a reta solução, balanço de exergia e o custo unitário dos fluxos produtivos.

3.2.1 Reta solução

É comum, ao se comparar as metodologias termoeconômicas, a representação dos resultados das diferentes metodologias em um gráfico conhecido, na literatura, como reta solução.

Todo sistema de cogeração pode ser representado, simplificadamente, pelos fluxos externos, ou seja, pela injeção de insumo e pelos produtos finais do sistema, como mostra a Fig. 3.6.



Figura 3.6 – Representação simplificada de um sistema de cogeração

O balanço de custos apresentado na Eq. (2.23) quando aplicado ao sistema representado na Fig. 3.6, gera a Eq. (3.10), que se assemelha à equação de uma reta (y=mx+n), como mostrado na Eq. (3.11), onde k_p e k_u são as variáveis em estudo.

$$k_{comb} \cdot Q_c = k_p \cdot P_{Liq} + k_u \cdot Q_u \tag{3.10}$$

$$k_p = -\frac{Q_u}{P_{Liq}}k_u + \frac{Q_c}{P_{Liq}} \quad \leftrightarrow \quad k_{comb} = 1$$
(3.11)

Onde, k_{comb} , Q_c , k_p , P_{liq} , k_u e Q_u , representam respectivamente o custo exergético unitário do combustível, a exergia adicionada no sistema por meio do combustível, o custo exergético unitário da potência, a potência líquida do sistema, o custo exergético unitário do calor útil, em base exergética, produzido pelo sistema.

A unidade da Fig. 3.6, "sistema de cogeração", normalmente é detalhada, expondo todos os subsistemas pertencentes à tal unidade (turbina, bomba, compressor, etc.) com o propósito de mostrar o caminho percorrido pelo fluxo de exergia que entra no sistema para obtenção dos produtos finais da planta (potência e calor). Mas, independentemente do nível de detalhamento da unidade ou qual modelo termoeconômico é utilizado na estrutura produtiva, os valores de Q_c , P_{liq} ou Q_u permanecem inalterados. Assim, o detalhamento da unidade e os modelos termoeconômicos tendem a variar os valores de k_p e k_u . Com a Eq. (3.10), é possível montar uma reta onde os valores de k_p e k_u são as variáveis da ordenada e da abcissa, respectivamente, como mostra a Fig. 3.7.



Figura 3.7 - Reta solução na alocação de custos na cogeração

As partes tracejadas nos extremos da reta são as regiões que contradizem a já comprovada e estabelecida vantagem termodinâmica da prática da cogeração sobre a produção separada de potência e calor. Caso o resultado de uma metodologia caia sobre essas regiões tracejadas, tal metodologia torna-se inaplicável. O custo exergético unitário máximo para o calor útil (k_{umax}) é definido como sendo de um sistema que produz somente o calor útil num gerador de vapor (Wang e Lior, 2007; Santos, 2009). O custo exergético unitário máximo da potência (k_{pmax}) é definido como sendo o de uma unidade termelétrica com uma tecnologia termodinamicamente equivalente e que produz apenas potência (Wang e Lior, 2007; Santos, 2009).

3.2.2 Balanço de exergia

O balanço de exergia é um conceito da termodinâmica que estabelece a relação dos fenômenos que ocorrem com a exergia em um volume de controle. A variação da exergia em um volume de controle durante um processo, diferentemente da energia, não se faz apenas pelas taxas de exergia que entra e sai, pois a exergia é destruída devido à presença de irreversibilidades durante o processo.

O balanço de exergia diz que a diferença entre a exergia que entra e a exergia que sai de um subsistema deve ser igual às irreversibilidades. Esse enunciado pode e convém ser colocado em termos de insumo e produto. Assim, o balanço de exergia diz que a diferença entre a soma dos insumos e a soma dos produtos de um subsistema deve ser igual à soma das irreversibilidades com as perdas. A perda de uma unidade é a exergia que deixa o componente sem ser utilizada, como ocorre, por exemplo, com a exergia que acompanha a transferência de calor na fronteira (superfície) do componente. Outros exemplos de perdas são a queima incompleta do combustível e os gases de combustão que sai do gerador de vapor, em sistemas de geração de potência a vapor. Assim, esse novo enunciado pode ser expresso pela Eq. (3.12):

$$\sum I - \sum P = Ir + Per \tag{3.12}$$

Na Eq. (3.12), $I \neq 0$ insumo, $P \neq 0$ produto, Ir são as irreversibilidades e Per são as perdas. Esse balanço \neq um conceito da Termodinâmica e deve ser satisfeito em qualquer hipótese.

Todos os equipamentos nas análises termoeconômicas devem satisfazer o balanço de exergia. Em seção posterior é mostrada uma situação envolvendo a exergia química, na qual o balanço de exergia não é satisfeito na câmara de combustão.

3.2.3 Eficiência e custo exergético unitário

Eficiência

Torres e Valero (2000) definiu a eficiência de uma unidade produtiva como sendo a razão entre o produto pelo insumo, conforme a Eq. (3.13).

$$\eta = \frac{\Sigma P}{\Sigma I} < 1 \tag{3.13}$$

A irreversibilidade e as perdas descritas na Eq. (3.12) assumem apenas valores positivos e, portanto, o produto é sempre menor do que o insumo. Assim, a eficiência de qualquer unidade produtiva deve ser sempre menor do que a unidade (ou menor que 100%, em escala percentual).

Custo exergético unitário

A valorização do custo unitário que ocorre do insumo para o produto pode também ser interpretada como uma medida da eficiência da unidade produtiva. Tanto maior é o aumento do custo unitário do insumo para o produto quanto menor é a eficiência da unidade. É possível notar que, em todos os casos, há sempre a valorização do custo unitário do insumo para o produto. Nos casos em que a unidade tenha mais de um insumo, essa verificação se faz pelo custo exergético unitário médio que pode ser obtido pela Eq. (3.14).

$$\bar{c} = \frac{\sum_{i} c_i \cdot E_i}{\sum_{i} E_i}$$
(3.14)

Na Eq. (3.14), E_i é o insumo "i", em base exergética, e c_i é o custo unitário do insumo "i".

O combustível de um sistema de cogeração é o insumo que inicia o processo produtivo e que dá origem, diretamente ou indiretamente, a todos os fluxos produtivos internos e produtos finais do sistema. Com o pressuposto supracitado, é possível estabelecer que nenhum fluxo produtivo pode ter custo exergético unitário menor do que o do combustível, ou seja, menor do que a unidade.

3.3 Alocação dos custos dos resíduos químicos

Muitas discussões já foram formadas em torno da alocação dos custos dos resíduos. Todas as metodologias estão de acordo com o fato de que os custos dos resíduos devem ser alocados nos equipamentos que os originam. Entretanto, umas defendem que os resíduos são formados nos queimadores, enquanto outras defendem que os resíduos são atribuídos ao aumento da entropia.

Os modelos que utilizam a entropia como parcela da exergia (H&S, H&S^TS^M, UFS, etc.) têm como base ideológica a segregação dos resíduos, concordando parcialmente com as duas correntes supracitadas. Segundo esses modelos, os custos dos resíduos físicos devem ser alocados nos equipamentos que aumentam a entropia do sistema, enquanto que os custos dos resíduos químicos devem ser alocados nos queimadores.

Uma característica dos modelos que utilizam a entropia como parcela da exergia é a possibilidade de representar na estrutura produtiva a maneira como os custos dos resíduos (físico e químico) são alocados nos equipamentos. Para isso, é utilizada uma unidade fictícia chamada de "ambiente". Porém, foi observado que, da maneira como é representado o resíduo químico, ocorre uma inconsistência termodinâmica. Para explicar essa inconsistência, alguns pontos devem ser abordados. A Fig. 3.8 mostra um ciclo Brayton que é usado como exemplo. Na figura são representados o compressor de ar (CA), a câmara de combustão (CC) e a turbina a gás (TG), além da exergia adicionada ao ciclo por meio do combustível (Q_C), da potência de acionamento do compressor (P_C) e da potência líquida do ciclo (P_{Liq}). Os fluxos (1) e (2) são o ar de combustão e os fluxos (3) e (4) são os gases de combustão.



Figura 3.8 - Ciclo Brayton aberto

Independentemente do modelo de desagregação, os resíduos químicos são sempre contabilizados nos cálculos, sejam eles representados na estrutura produtiva ou não. A Fig. 3.9 mostra um diagrama produtivo do modelo H&S aplicado ao ciclo Brayton da Fig. 3.8. Primeiramente, a exergia química não é representada no diagrama e seu custo é alocado *implicitamente* nos custos dos produtos da câmara de combustão. Isso acontece porque a exergia química, quando não representada, é vista como perda da câmara e, como regra geral, toda perda de um equipamento penaliza os custos dos produtos do mesmo.

A Fig. 3.10 mostra o modelo H&S aplicado ao ciclo Brayton da Fig. 3.8 com a representação da exergia química no diagrama. O custo é calculado *explicitamente* e a exergia química é tida como produto da câmara de combustão. A Fig. 3.10 exibe a maneira como a exergia química é comumente representada em algumas publicações acadêmicas.



Figura 3.9 – Representação gráfica da estrutura produtiva do ciclo Brayton usando o modelo H&S sem exergia química



Figura 3.10 – Representação gráfica da estrutura produtiva do ciclo Brayton usando o modelo H&S com exergia química

A Fig. 3.11 mostra a Eq. (3.12) aplicada à câmara de combustão quando a exergia química não é descrita no diagrama (Fig. 3.9), representada pela equação "a)" e quando ela é evidenciada (Fig 3.10), representada pela equação "b)".

a)
$$(Q_c + S_{3:2}) - H_{3:2} = Ir + (perdas + E_{3:2}^{Ch})$$

Insumo Produto Perdas
b) $(Q_c + S_{3:2} + E_{4:1}^{Ch}) - (H_{3:2} + E_{3:2}^{Ch}) = Ir + perdas$
Insumo Produto

Figura 3.11 – Balanço de exergia na câmara de combustão de um ciclo Brayton aberto quando: a) a exergia química não é representada na estrutura produtiva; b) a exergia química é representada na estrutura produtiva

Pela Fig. 3.11, é possível observar que o balanço de exergia não é satisfeito em uma das duas equações. Tendo em vista que nenhum dos termos tem seu valor alterado pela aplicação de um modelo ou outro e que <u>os resíduos químicos devem ser alocados na câmara de combustão</u>, tem-se:

$$E_{3:2}^{Ch} = E_{4:1}^{Ch} \tag{3.15}$$

então, fica evidente que a diferença entre insumo e produto (lado esquerdo) da equação "a)" é igual a da equação "b)". Assim, o lado direito também deveria se igualar, mas percebe-se que a soma das irreversibilidades com as perdas da equação "a)" assume um valor de $E_{3:2}^{Ch}$ maior que o da equação "b)".

A frase em itálico foi retirada da tese de Santos (2009) quando ele se refere à alocação dos custos dos resíduos:

"O ambiente (A) tem a entalpia residual e a exergia química como insumos. Essas duas parcelas da exergia definem o conteúdo exergético dos resíduos. Os resíduos precisam ser alocados para os equipamentos que os originaram. Sendo assim, a parte química é alocada na câmara de combustão e a parte entálpica nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho."

A má interpretação do texto leva o analista a cometer equívocos na representação gráfica da estrutura produtiva, como é o caso da Fig. 3.10. A estrutura produtiva representa graficamente fluxos de exergia e o que deve ser alocado na câmara de combustão são os <u>custos dos resíduos químicos</u>. Então, jamais poderia ser representado um fluxo de custo num gráfico de fluxo exergético. Da maneira como é exibida na estrutura produtiva (Fig 3.10), ou seja, a exergia química voltando para a câmara de combustão ($E_{4:1}^{Ch}$), dá a impressão de que a unidade "*ambiente*" fornece exergia para o sistema. Uma vez que a unidade "*ambiente*" representa o ambiente atmosférico, é um tanto quanto controverso dizer que o ambiente fornece exergia para o sistema.

À luz do exposto, é avaliada uma outra maneira de representar a exergia química na estrutura produtiva e que se resume, basicamente, em eliminar o fluxo $E_{4:1}^{Ch}$ do fluxograma. A Fig. 3.12 mostra a estrutura produtiva do ciclo Brayton na nova configuração e a Fig. 3.13 mostra que o balanço exergético dessa nova configuração está de acordo com o balanço exergético quando o resíduo químico é contabilizado implicitamente.



Figura 3.12 – Representação gráfica da estrutura produtiva do ciclo Brayton usando o modelo H&S com exergia química (nova configuração)



Figura 3.13 – Balanço de exergia na câmara de combustão de um ciclo Brayton aberto quando: a) a exergia química não é representada na estrutura produtiva; c) a exergia química é representada na estrutura produtiva (nova configuração)

Com simples manipulação matemática da equação "a)" apresentada na Fig. 3.13, observa-se que a igualdade da equação "c" é atingida e, portanto, o balanço de exergia é satisfeito.

CAPÍTULO 4

ESTUDOS DE CASOS I: INSERÇÃO DO MODELO UFS+ E ANÁLISE DO CICLO COMBINADO COM COGERAÇÃO

Este capítulo dedica-se a complementar o trabalho realizado por Faria (2014) que analisou os efeitos da desagregação da exergia em diversos níveis e em diversos ciclos. Após seu trabalho, surgiu o modelo UFS+ que é capaz de isolar termodinamicamente a válvula (equipamento dissipativo) de um ciclo que trabalha com fluido gás ideal, sendo esse modelo o único capaz de dar tratamento adequado a todos os equipamentos dissipativos, até onde se tem conhecimento. Apesar de nenhum dos casos estudados nesta dissertação conter uma válvula em um ciclo modelado com fluido gás ideal, a avaliação do modelo UFS+ faz-se necessária, pois o interesse maior deste documento é comparar os resultados dessa nova abordagem com os resultados dos demais modelos. Portanto, não é de interesse deste trabalho fazer alusão sobre a aplicação específica do modelo UFS+. Nesse sentido, é aplicado o modelo UFS+ e o modelo UFS+ com a parcela entrópica desagregada nas partes mecânica e térmica (UFS^MS^T+) nos casos estudados por Faria (2014). Uma ressalva é necessária, pois Faria analisou três casos diferenciados de ciclos de cogeração com turbina a gás regenerativa. Nesta dissertação, apenas é estudado o ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa referente ao problema CGAM, pelos motivos apresentados no Capítulo 2.

Um dos objetivos de Faria (2014) foi mostrar a *sensibilidade* à desagregação da exergia dos ciclos estudados por ele. A conclusão obtida por Faria foi que os ciclos a vapor apresentam baixa sensibilidade enquanto os ciclos a gás apresentam alta sensibilidade. Partindo dessa informação, a mesma análise feita por Faria é aplicada a um sistema de cogeração em ciclo combinado (Rankine e Brayton) com a finalidade de descobrir o quanto é sensível à desagregação um ciclo que une as características do ciclo a vapor com as do ciclo a gás.

Como citado no capítulo 1, descobrir essa sensibilidade ajuda o analista a evitar a aplicação de modelos de desagregação de alta complexidade em plantas de baixa sensibilidade. Nesta dissertação, a complexidade de cada modelo é expressa em termos de quantidade de incógnitas envolvidas na solução do sistema linear de equações e pela quantidade de fluxos de exergia envolvidos na análise.

Faria (2014), em suas análises, somente utilizou a parcela física da exergia. Como o propósito deste capítulo é comparar o modelo UFS+ com os resultados de Faria, é mantido o mesmo critério utilizado por ele e, por isso, os resíduos químicos não são discutidos aqui.

Em todas as análises, a temperatura e a pressão de referência (estado morto) é de 25°C e 101,32 kPa, respectivamente.

4.1 Ciclo de cogeração com turbina a gás simples

Os sistemas de cogeração com turbina a gás são utilizados para produção simultânea de potência e calor a partir dos gases de combustão provenientes de um queimador (câmara de combustão). O processo, quando o sistema está em regime permanente, pode ser descrito da seguinte maneira: o ar ambiente é aspirado pelo compressor de ar (CA); no compressor, o ar tem sua pressão e temperatura aumentadas, e segue para a câmara de combustão (CC); na câmara, o ar é utilizado para oxidar o combustível; o produto dessa oxidação é os gases de combustão em alta temperatura. Esses gases seguem para a turbina a gás (TG); na turbina, os gases são expandidos tendo seus parâmetros de pressão e temperatura reduzidos; com a expansão dos gases, a turbina produz a potência de eixo, sendo que parte dessa potência é utilizada para manter em funcionamento o compressor de ar e o restante é tido como um dos produtos finais do sistema de cogeração; os gases de combustão que deixam a turbina seguem para a caldeira recuperativa (CR); na caldeira, parte da exergia contida nos gases é utilizada por um processo produtivo (calor útil) em detrimento da redução da temperatura dos gases de combustão. A pressão dos gases é reduzida um pouco devido à perda de carga do subsistema e o calor útil é tido como o outro produto final do sistema de cogeração; os gases que deixam a caldeira recuperativa seguem para o ambiente carregando consigo uma pequena quantidade de exergia que é dissipada pelo próprio ambiente.

Por ter os equipamentos mínimos necessários para a produção de potência e calor, essa é a forma mais simplificada de um sistema de cogeração com turbina a gás. A Fig. 4.1 mostra a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás simples. Na figura são representados os quatro equipamentos – compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG) e caldeira recuperativa (CR) – e o caminho percorrido pelo fluido de trabalho, indicado pelas setas (1), (2), (3), (4) e (5). Na Fig. 4.1, os fluxos Q_C, P_C, P_{Liq} e Q_u significam, respectivamente, a exergia cedida pelo combustível, a potência de acionamento do compressor, potência líquida e o calor útil.



Figura 4.1 – Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás simples

Foi descrito anteriormente, de uma forma geral, o sistema de cogeração com turbina a gás simples. Porém, para esse estudo de caso, é utilizado o modelo termodinâmico Ar-Padrão Frio. Nesse modelo, não existe a combustão e, portanto, não existem os gases de combustão. O ar é o único fluido de trabalho e o processo de combustão na câmara é representado por uma adição de exergia. Além disso, o calor específico do ar permanece inalterado em qualquer parte do ciclo com valor igual a 1 kJ/(kg.K). Outro modelo termodinâmico utilizado é o do Gás Ideal e, portanto, o ar é tido como fluido gás ideal com constante universal dos gases igual 0,287 kJ/(kg.K).

A Tabela 4.1 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos em cada ponto do sistema de cogeração com turbina a gás mostrado na Fig. 4.1.

Fluxos Físicos		Vazão mássica	Temperatura	Pressão
Número	Descrição	<i>т</i> і [kg/s]	T [° C]	p [kPa]
1	Ar	15,00	25,00	101,320
2	Ar	15,00	230,20	510,400
3	Ar	15,00	850,00	484,800
4	Ar	15,00	537,30	102,070
5	Ar	15,00	151,10	101,320

Tabela 4.1 – Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás simples (Faria 2014)

A Tabela 4.2 mostra, em base exergética, a taxa de consumo de exergia da câmara de combustão (Q_C), a potência mecânica produzida pela turbina (P_{Tot}), a taxa de calor útil entregue ao processo pela caldeira recuperativa (Q_U) e a taxa de consumo de exergia do compressor de ar (P_C).

Tabela 4.2 – Fluxos consumidos ou produzidos pelo sistema de cogeração com turbina a gás simples (Faria, 2014).

Equipamento	Fluxo	Grandeza [kW]
Câmara de combustão (CC)	Qc	9.761,85
Turbina a gás (TG)	$P_{Tot} (P_{Liq} + P_c)$	4.690,50
Caldeira recuperativa (CR)	\mathbf{Q}_{U}	2.233,59
Compressor de ar (CA)	P _C	3.078,00

A Tabela 4.3 apresenta os fluxos monetários externos de cada equipamento. O combustível (Q_C) tem custo monetário unitário de 6,91 \$/MWh.

1 abela + 3 = Custo monetario externo L dos equipamentos (1 ana, 2014)
--

Equipamentos	Custo [\$/h]
Câmara de combustão (CC)	5,72
Turbina a gás (TG)	21,75
Caldeira recuperativa (CR)	13,74
Compressor de ar (CA)	16,03

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás simples é mostrada na Fig.4.2. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde) e entrópico (em vermelho) que caracterizam o modelo UFS+. Todas as demais simbologias são apresentadas no Capítulo 2. A forma de calcular cada fluxo e as equações utilizadas para o cálculo são apresentadas no Capítulo 3 e no Capítulo 2, respectivamente.



Figura 4.2 - Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS+)

Essa estrutura produtiva apresenta quatro unidades reais (CA, CC, TG, CR) e dez unidades imaginárias, sendo quatro grupos de Junção-Bifurcação (U, FV, FP, S), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

A Tabela 4.4 mostra as equações formadas por cada unidade produtiva. O propósito dessa tabela é complementar o entendimento da metodologia apresentada no Capítulo 3, ao mostrar o sistema de equações de uma estrutura produtiva mais complexa. Assim, para as demais análises, o sistema de equações não é apresentado.

Unid. Prod.	Simb.	Equação	
CA	<i>k</i> _{ca}	$k_{ca} \bullet (U_{2:1} + FP_{2:1}) - k_{p} \bullet P_{c} - k_{fv} \bullet FV_{1:2} - k_{s} \bullet S_{2:1} = 0$	
CC	k_{cc}	$k_{cc} \cdot (U_{32} + FP_{32} + FV_{32}) - k_s \cdot S_{32} = k_{comb}^* \cdot Q_c$	
TG	<i>k</i> _{tg}	$k_{tg} \cdot (P_{Tot} + FV_{4:3}) - k_u \cdot U_{3:4} - k_{fp} \cdot FP_{3:4} - k_s \cdot S_{4:3} = 0$	
CR	<i>k</i> _{cr}	$k_{cr} \cdot (Q_u + S_{4:5}) - k_u \cdot U_{4:5} - k_{fp} \cdot FP_{4:5} - k_{fv} \cdot FV_{4:5} = 0$	
А	<i>k</i> _a	$k_a \bullet S_{5:1} - k_u \bullet U_{5:1} - k_{fv} \bullet FV_{5:1} = 0$	
Р	k_p	$k_p = k_{tg}$	
J_U - B_U	k _u	$k_{u} \bullet (U_{3:4} + U_{4:5} + U_{5:1}) - k_{ca} \bullet U_{2:1} - k_{cc} \bullet U_{3:2} = 0$	
$J_{FV}\text{-}B_{FV}$	k_{fv}	$k_{fv} \cdot (FV_{1:2} + FV_{4:5} + FV_{5:1}) - k_{tg} \cdot FV_{4:3} - k_{cc} \cdot FV_{3:2} = 0$	
J_{FP} - B_{FP}	k_{fp}	$k_{fp} \bullet (FP_{3:4} + FP_{4:5} + FP_{5:1}) - k_{ca} \bullet FP_{2:1} - k_{cc} \bullet FP_{3:2} = 0$	
J _S -B _S	k_s	$k_{s} \cdot (S_{2:1} + S_{4:3} + S_{3:2}) - k_{cr} \cdot S_{4:5} - k_{a} \cdot S_{5:1} = 0$	

Tabela 4.4 – Equações geradas por cada unidade do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS+)

*regra número um - k_{comb}=1

A Tabela 4.4 mostra um sistema de 10 equações e 10 incógnitas. Utilizando os valores da Tabela 4.2 com os valores de cada fluxo produtivo, é possível resolver esse sistema de equações e obter o custo exergético unitário de cada fluxo e dos produtos finais da planta. De forma análoga e com os dados da Tabela 4.3, também é possível calcular o custo monetário unitário de cada fluxo produtivo. A Tabela 4.5 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais da planta. Na análise estão envolvidos 24 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,48 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,58 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível, 58,96% é para a produção de calor útil e 41,04% é destinada para produção de potência líquida.

Grandeza Custo unitário		initário	
Fluxo	[kW]	Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
U _{2:1}	2.194,61	2,65	38,07
U3:2	6.628,76	2,08	20,53
U _{3:4}	3.344,33	2,22	24,89
U4:5	4.130,41	2,22	24,89
U5:1	1.348,64	2,22	24,89
$FV_{1:2}$	852,86	2,41	30,03
$FV_{3:2}$	580,35	2,08	20,53
FV _{4:3}	2.452,33	2,48	32,28
$FV_{4:5}$	1.636,96	2,41	30,03
FV _{5:1}	542,86	2,41	30,03
FP _{2:1}	1.736,25	2,65	38,07
FP _{3:2}	2.087,89	2,08	20,53
FP _{3:4}	3.798,50	2,34	28,49
FP4:5	25,63	2,34	28,49
$S_{2:1}$	267,49	2,63	32,20
S _{3:2}	3.654,40	2,63	32,20
S _{4:3}	540,04	2,63	32,28
S _{4:5}	2.884,57	2,58	32,52
S _{5:1}	1.577,35	2,73	31,62
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	4.690,50	2,48	32,28
Pc	3.078,00	2,48	32,28
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	1.612,50	2,48	32,28
\mathbf{Q}_{u}	2.233,59	2,58	32,52
Qc	9.761,85	1,00	6,91

Tabela 4.5 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS+)

Modelo $UFS^{M}S^{T}+$

A estrutura produtiva utilizando o modelo UFS^MS^T+ do sistema de cogeração com turbina a gás simples é mostrada na Fig.4.3. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde), parte térmica da parcela entrópica (em vermelho) e parte mecânica da parcela entrópica (em roxo).



Figura 4.3 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS^MS^T+)

Essa estrutura produtiva apresenta todas as subunidades descritas no modelo UFS+, com a diferença de que a junção-bifurcação "S" dá lugar para a junção-bifurcação "S^T" e para a bifurcação "S^M".

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 11 equações e 11 incógnitas. A Tabela 4.6 apresenta os custos unitários exergéticos e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais da planta. Na análise estão envolvidos 28 fluxos produtivos.

	Grandeza	Custo u	initário
Fluxo	[kW]	Exergético [kW/kW]	Monetário [\$/MWh]
U _{2:1}	2.194,61	2,63	36,24
U _{3:2}	6.628,76	2,07	20,52
U _{3:4}	3.344,33	2,21	24,43
U4:5	4.130,41	2,21	24,43
U _{5:1}	1.348,64	2,21	24,43
$FV_{1:2}$	852,86	2,42	30,34
FV _{3:2}	580,35	2,07	20,52
$FV_{4:3}$	2.452,33	2,50	32,66
$FV_{4:5}$	1.636,96	2,42	30,34
FV _{5:1}	542,86	2,42	30,34
FP _{2:1}	1.736,25	2,63	36,24

Tabela 4.6 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás simples (modelo UFS^MS^T+)

FP _{3:2}	2.087,89	2,07	20,52
FP _{3:4}	3.798,50	2,33	27,66
FP _{4:5}	25,63	2,33	27,66
S ^M _{2:1}	2.074,32	2,63	36,24
S ^M _{2:3}	66,02	2,63	36,24
S ^M _{3:4}	1.998,84	2,63	36,24
S ^M _{4:5}	9,46	2,63	36,24
$S^{T}_{2:1}$	2.341,81	2,59	32,10
$\mathbf{S}^{\mathrm{T}}_{3:2}$	3.588,39	2,59	32,10
$\mathbf{S}^{\mathrm{T}}_{3:4}$	1.458,80	2,50	32,66
$S^{T}_{4:5}$	2.894,04	2,57	32,25
$\mathbf{S}^{\mathrm{T}}_{5:1}$	1.577,35	2,72	31,33
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	4.690,50	2,50	32,66
P_c	3.078,00	2,50	32,66
P_{Liq}	1.612,50	2,50	32,66
\mathbf{Q}_{u}	2.233,59	2,57	32,25
Qc	9.761,85	1,00	6,91

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,50 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,57 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (a exergia do combustível é igual ao custo do insumo externo do sistema), 58,74% é para a produção de calor útil e 41,26% é destinada para produção de potência líquida.

4.2 Ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa (CGAM)

De maneira semelhante ao caso anterior, esse sistema utiliza os gases de combustão para produzir potência e calor. O processo é semelhante ao do sistema de cogeração com turbina a gás simples, porém, com o acréscimo de um subsistema chamado de regenerador ou pré-aquecedor. Esse novo subsistema é um trocador de calor que utiliza a energia dos gases quentes na saída da turbina para pré-aquecer o ar na entrada da câmara de combustão. O propósito desse equipamento é reduzir o consumo de combustível no sistema.

Esse estudo de caso é referente ao problema CGAM apresentado por Valero et al. (1994). A Fig. 4.4 mostra a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Na figura são representados os quatro equipamentos – compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG), regenerador (R) e caldeira recuperativa (CR) – e o caminho percorrido pelo fluido de trabalho, indicado pelas setas (1), (2), (3), (4), (5), (6) e (7). Os demais fluxos representados são os mesmos do caso anterior.



Figura 4.4 - Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa

Para esse estudo de caso, a combustão existe e os fluidos de trabalho do sistema são o ar (para todos os fluxos antes da câmara de combustão) e os gases de combustão (para todos os fluxos depois da câmara de combustão). Ambos os fluidos de trabalho são modelados como gás ideal e os calores específicos são constantes. A combustão segue o princípio do modelo termodinâmico de combustão completa e o combustível injetado no ciclo é o metano (CH₄).

A Tabela 4.7 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos e a natureza do fluxo em cada ponto do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.

Fluxos Físicos		Vazão mássica	Temperatura	Pressão
Número	Descrição	m [kg/s]	T [° C]	p [kPa]
1	Ar	99,45	25,00	101,320
2	Ar	99,45	595,51	8,634
3	Ar	99,45	914,28	8,202
4	Gases	101,08	1.492,63	7,792
5	Gases	101,08	987,9	1,099
6	Gases	101,08	718,76	1,066
7	Gases	101,08	400,26	1,013

Tabela 4.7 – Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (Faria, 2014)

O calor específico a pressão constante (C_p) do ar e dos gases de combustão equivalem 1,00 kJ/(kg.K) e 1,17 kJ/(kg.K), respectivamente, e a constante universal dos gases é igual a 0,287 kJ/(kg.K) e 0,290 kJ/(kg.K), respectivamente.

A Tabela 4.8 mostra em base exergética a taxa de consumo de exergia da câmara de combustão (Q_C), a potência mecânica produzida pela turbina (P_{Tot}), a taxa de calor útil entregue ao processo pela caldeira recuperativa (Q_U) e a taxa de consumo de exergia do compressor de ar (P_C), juntamente com os custos externos de cada equipamento, para o cálculo do custo monetário. O custo monetário unitário do combustível (Q_C) é de 13,89 MWh.

Fluxo	Grandeza	Custo
FIUXO	[kW]	[\$/h]
Q _C	84.381,69	3,54
$P_{Tot}\left(P_{Liq}\!\!+\!\!P_c\right)$	59.692,50	46,47
\mathbf{Q}_{U}	12.727,40	28,99
P _C	29.692,50	32,51
-	-	19,96
	Fluxo Q_C $P_{Tot} (P_{Liq}+P_c)$ Q_U P_C -	Grandeza Fluxo Grandeza Q 84.381,69 PTot (PLiq+Pc) 59.692,50 QU 12.727,40 PC 29.692,50

Tabela 4.8 – Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos. (Valero et al., 1994)

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa é mostrada na Fig. 4.5. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde) e entrópico (em vermelho).





Essa estrutura produtiva apresenta todas as subunidades descritas no modelo UFS+ do estudo de caso anterior com a adição da subunidade regenerador "R". O regenerador tem uma particularidade: ele é consumidor e produtor de todos os fluxos. O lado dos gases de combustão (quente) do regenerador fornece as parcelas energia interna, trabalho de fluxo e trabalho de volume e tem como produto a parcela entrópica, enquanto o lado ar (frio) do regenerador tem como insumo a parcela entrópica e como produtos as parcelas energia interna, trabalho de pressão e trabalho de volume.

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 11 equações e 11 incógnitas. A Tabela 4.9 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Na análise estão envolvidos 32 fluxos produtivos.

Grandeza		Custo unitário		
Гило	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]	
U _{2:1}	21.204,71	2,05	33,56	
U _{3:2}	22.731,45	2,01	32,06	
U _{4:3}	62.316,79	1,67	25,03	
U4:5	44.897,40	1,82	28,23	
U _{5:6}	23.940,89	1,82	28,23	
U _{6:7}	28.331,63	1,82	28,23	
U7:1	9.083,02	1,82	28,23	
$FV_{1:2}$	6.516,01	1,90	30,15	
FV _{3:2}	1.228,82	2,01	32,06	
FV _{4:3}	2.235,57	1,67	25,03	
FV _{5:4}	21.004,89	1,92	30,58	
FV _{5:6}	6.671,01	1,90	30,15	
FV _{6:7}	8.289,00	1,90	30,15	
FV _{7:1}	2.993,27	1,90	30,15	
FP _{2:1}	15.003,81	2,05	33,56	
FP _{3:2}	7.870,10	2,01	32,06	
FP _{4:3}	15.192,88	1,67	25,03	
FP _{4:5}	35.800,63	1,89	29,85	
FP _{5:6}	1.218,60	1,89	29,85	
FP _{6:7}	1.047,56	1,89	29,85	
S _{2:1}	2.360,58	2,09	33,19	
S _{3:2}	13.200,39	2,09	33,19	
S4:3	23.403,36	2,09	33,19	
S _{5:4}	2.566,17	2,09	33,19	
S5:6	10.948,58	2,01	32,06	
S _{6:7}	20.196,80	2,11	33,72	
S _{7:1}	10.385,12	2,14	33,35	
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	59.692,50	1,92	30,58	
Pc	29.692,50	1,92	30,58	
\mathbf{P}_{liq}	30.000,00	1,92	30,58	
Q_{u}	12.727,40	2,11	33,72	
Qc	84.380,69	1,00	13,89	

Tabela 4.9 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 1,92 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,11 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 31,76% é para a produção de calor útil e 68,24% é destinada para produção de potência líquida.

<u>Modelo $UFS^{M}S^{T}+$ </u>

A estrutura produtiva do modelo UFS^MS^T+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa é mostrada na Fig. 4.6. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde), parcela térmica (em vermelho) e parcela mecânica (em roxo) do termo entrópico.



Figura 4.6 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS^MS^T +)

Todas as subunidades são apresentadas anteriormente. Nessa estrutura produtiva, diferente do modelo UFS+, o regenerador não é produtor e consumidor de todos os fluxos. Ele consome a parcela mecânica da entropia duas vezes: uma vez no lado ar e uma vez no lado dos gases de combustão. Apesar de serem dois fluxos consumidos, eles são

representados por um fluxo na estrutura produtiva, sendo esse fluxo como a soma dos dois $(S^{M}_{2:3}+S^{M}_{5:6})$.

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 12 equações e 12 incógnitas. A Tabela 4.10 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Na análise estão envolvidos 38 fluxos produtivos.

	Grandeza	Custo unitário	
Fluxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]
U _{2:1}	21.204,71	2,05	33,18
U _{3:2}	22.731,45	2,00	31,73
U _{4:3}	62.316,79	1,67	24,98
U _{4:5}	44.897,40	1,81	28,06
U _{5:6}	23.940,89	1,81	28,06
U _{6:7}	28.331,63	1,81	28,06
U7:1	9.083,02	1,81	28,06
$FV_{1:2}$	6.516,01	1,90	30,19
$FV_{3:2}$	1.228,82	2,00	31,73
FV _{4:3}	2.235,57	1,67	24,98
FV _{5:4}	21.004,89	1,92	30,65
FV _{5:6}	6.671,01	1,90	30,19
FV _{6:7}	8.289,00	1,90	30,19
FV _{7:1}	2.993,27	1,90	30,19
FP _{2:1}	15.003,81	2,05	33,18
FP _{3:2}	7.870,10	2,00	31,73
FP _{4:3}	15.192,88	1,67	24,98
FP _{4:5}	35.800,63	1,89	29,61
FP _{5:6}	1.218,60	1,89	29,61
FP _{6:7}	1.047,56	1,89	29,61
S ^M _{2:1}	18.235,90	2,05	33,18
S ^M _{3:2}	436,84	2,05	33,18
S ^M _{4:3}	436,41	2,05	33,18
S ^M _{5:4}	16669,19	2,05	33,18
S ^M 5:6	259,46	2,05	33,18
S ^M _{6:7}	434,00	2,05	33,18
$S_{2:1}^{T}$	20.596,49	2,04	32,39
$S^{T}_{3:2}$	12.763,55	2,04	32,39
$S^{T}_{4:3}$	23.435,51	2,04	32,39
$S^{T}_{5:4}$	14.552,87	1,92	30,65
$S^{T}_{5:6}$	11.215,04	2,00	31,73
$S^{T}_{6:7}$	2.0642,51	2,10	33,55

 $\label{eq:table_$

m			
$S^{T}_{7:1}$	10.385,12	2,14	33,24
P _{Tot}	59.692,50	1,92	30,65
Pc	29.692,50	1,92	30,65
P _{liq}	30.000,00	1,92	30,65
Q_u	12.727,40	2,10	33,55
Qc	84.380,69	1,00	13,89

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 1,92 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,10 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 31,66% é para a produção de calor útil e 68,34% é destinada para produção de potência líquida.

4.3 Ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão

Os sistemas de cogeração com turbina a vapor são utilizados para produção simultânea de potência e calor a partir da vaporização da água (fluido de trabalho) em um gerador de vapor. O processo, quando o sistema está em regime permanente, pode ser descrito da seguinte maneira: a água tem sua pressão elevada pela motobomba (MB); durante o processo de bombeamento, ela apresenta uma pequena elevação de temperatura. O fluido de trabalho, então, segue para o gerador de vapor (GV) onde recebe energia (oriunda da queima de um combustível) e sofre transformação de fase, mudando de líquido para vapor; da entrada para saída do gerador de vapor, nota-se a elevação da temperatura e o decréscimo da pressão, este último relacionado às perdas de carga do equipamento. Do gerador de vapor, o vapor segue para o turbogerador a vapor (TGV) onde é expandido. O turbogerador utiliza a expansão do vapor para produzir potência elétrica, sendo que parte dessa é utilizada para o acionamento da motobomba e de equipamentos auxiliares do gerador de vapor. O vapor sai do turbogerador com baixa pressão, porém, com pressão maior que a pressão atmosférica, e com a temperatura menor do que a da entrada. O vapor segue para o processo industrial que aproveita a exergia ainda contida no vapor; a exergia é aproveitada na forma de calor útil, e durante a passagem pelo processo industrial, o vapor se liquefaz, tendo sua pressão e temperatura reduzidas. A água deixa o processo industrial e retorna para motobomba, reiniciando o ciclo.

A turbina do conjunto turbogerador é chamada de contrapressão quando a pressão da água na saída da turbina é maior do que a pressão atmosférica. A Fig. 4.7 mostra a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão. Na figura são representados os três equipamentos – motobomba (MB), gerador de vapor (GV), turbogerador a vapor (TGV) –, a unidade "DP" e o caminho percorrido pelo fluido de trabalho, indicado pelas setas (1), (2), (3) e (4). Na Fig. 4.7, os fluxos Q_C, P_{MB}, P_{GV}, P_{Liq} e Q_u significam, respectivamente, a exergia cedida pelo combustível, a potência de acionamento da motobomba, a potência de acionamento dos equipamentos auxiliares do gerador de vapor, a potência líquida e o calor útil.

O calor útil está relacionado a um processo industrial que aproveita a exergia contida no fluido de trabalho do sistema a vapor para obtenção de algum produto. Porém, não se tem conhecimento ou informações do tipo de processo industrial, das perdas e das irreversibilidades associadas, e do tipo de produto obtido por tal processo. Portanto, torna-se impossível a continuidade da análise além do sistema apresentado na Fig. 4.7. Para tornar a análise possível de ser realizada, é tido como calor útil a exergia *disponível para o processo industrial*. A unidade "DP" apresentada na Fig. 4.7 representa a conectividade entre o sistema a vapor e o processo industrial. Essa unidade é, de fato, um dispositivo físico (normalmente um trocador de calor) que, no diagrama, encontra-se tracejado para representar que não há informações termodinâmicas completas sobre ele. Sendo assim, o calor útil do ciclo é a exergia disponível na unidade "DP" (no caso da Fig. 4.7, a variação de exergia do ponto 3 para o ponto 4).



Figura 4.7 - Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão

Neste estudo de caso, o fluido é modelado como fluido real e, portanto, os modelos que utilizam parcelas térmica e mecânica não são avaliados devido às arbitrariedades nos cálculos. Nesse sistema estudado não existem equipamentos dissipativos e todas as subunidades podem ser avaliadas isoladamente por todos os modelos. O motor que aciona a bomba e a própria bomba são analisados como uma subunidade conjunta. Uma vez que não existe fluxo atravessando o motor, então não há vantagens em estudá-lo separadamente do ponto de vista dos ganhos nos resultados proporcionados pelo seu isolamento. Idem para o conjunto turbina e gerador elétrico, o turbogerador a vapor.

contrapressão (Faria, 2014)				
Fluxos Físicos		Vazão mássica	Temperatura	Pressão
Número	Descrição	<i>m</i> [kg/s]	T [° C]	p [bar]
1	Água Líq.	3,19	60,70	26,01
2	Vapor	3,19	333,00	25,00
3	Vapor	3,19	136,00	2,00
4	Água Líq.	3,19	60,20	1,013

A Tabela 4.11 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos em cada ponto do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão mostrado na Fig. 4.7.

Tabela 4.11 - Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a vapor de

A Tabela 4.12 mostra em base exergética a taxa de consumo de exergia do gerador de vapor (Q_C), a potência elétrica produzida pelo turbogerador (P_{Tot}), a taxa de calor útil disponível para o processo (Q_U), a taxa de consumo de exergia do conjunto motobomba (P_{MB}), a taxa de consumo de exergia pelos equipamentos auxiliares no gerador de vapor (P_{GV}), juntamente com os custos externos de cada equipamento, para o cálculo do custo monetário. O custo monetário unitário do combustível (Q_C) é de 18 \$/MWh.

Equipamento	Fluxo	Grandeza [kW]	Custo [\$/h]	
Corodor do Vapor (CV)	Qc	10.506,24	20.22	
Gerador de Vapor (GV)	P_{GV}	27,20	20,55	
Turbogerador a vapor (TGV)	$\begin{array}{c} P_{Tot} \\ (P_{Liq} + P_{MB} + P_{GV}) \end{array}$	1.052,91	8,97	
Processo	\mathbf{Q}_{U}	1.874,00	-	
Motobomba (MB)	P_{MB}	14,30	0,60	

Tabela 4.12 – Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão.

Alguns valores apresentados neste estudo podem divergir dos valores apresentados por Faria (2014). Por se tratar do estudo de fluidos reais, é necessário o uso de bancos de dados com os principais parâmetros termodinâmicos. Esses bancos de dados variam entre si dependendo das referências utilizadas. Entretanto, a variação dos dados da Tabela 4.12 em relação aos dados apresentados por Faria é insignificante, não comprometendo o resultado final deste estudo. Essas divergências também ocorrem nos próximos estudos de casos que utilizam fluido real. Porém, todas são irrelevantes.

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão é mostrada na Fig.4.8. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde) e entrópico (em vermelho).

Essa estrutura produtiva apresenta três unidades reais (GV, TGV, MB), a unidade "DP" e oito unidades imaginárias, sendo três grupos de Junção-Bifurcação (U, FV, FP), e duas bifurcações (P, B_S).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 9 equações e 9 incógnitas. A Tabela 4.13 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão. Na análise estão envolvidos 22 fluxos produtivos.



Figura 4.8 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (modelo UFS+)

Fluxo	Grandeza	Custo unitário		
FIUXO	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]	
U _{2:1}	8.177,06	3,22	64,67	
U _{2:3}	836,08	3,22	64,74	
U _{3:4}	7.346,24	3,22	64,74	
U1:4	5,25	5,80	169,37	
$FV_{2:1}$	33,77	3,22	64,67	
FV _{3:2}	264,92	4,35	94,68	
FV _{3:4}	298,69	4,23	91,28	
$FV_{4:1}$	0,00	4,23	91,28	
FP _{2:1}	799,37	3,22	64,67	
FP _{2:3}	516,13	3,24	65,72	
FP _{3:4}	291,34	3,24	65,72	
FP _{1:4}	8,10	5,80	169,37	
S _{2:1}	5.635,58	3,26	65,77	
S _{3:2}	422,00	3,26	65,77	
S _{3:4}	6.062,27	3,26	65,77	
$S_{1:4}$	4,69	3,26	65,77	
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	1.052,29	4,35	94,68	
P_{GV}	27,21	4,35	94,68	
P_{MB}	14,30	4,35	94,68	
\mathbf{P}_{liq}	1.011,40	4,35	94,68	
Q_u	1.874,00	3,26	65,77	
Qc	10.506,24	1,00	18,00	

Tabela 4.13 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão (modelo UFS+)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 4,35 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 3,26 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema através do combustível (custo do insumo externo do sistema), 58,09% é para a produção de calor útil e 41,91% é destinadoa para produção de potência líquida.

4.4 Ciclo de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração

O sistema de turbina a vapor com extração e condensação é similar ao de contrapressão, mas com algumas modificações. A primeira delas é a extração do fluido de trabalho entre os estágios da turbina a vapor usada para abastecer (energeticamente) o processo industrial. Na saída da turbina, existe um condensador responsável por transformar o vapor em líquido. É chamada turbina de condensação porque a pressão do fluido de trabalho na saída da turbina é igual ou inferior à pressão atmosférica. Existe uma motobomba (MBB) que eleva a pressão do fluido na saída do condensador para uma grandeza equivalente à pressão do fluido na saída do processo industrial. Os fluidos, agora

na mesma pressão, juntam-se e seguem para uma segunda motobomba (MBA), à qual eleva a pressão do fluido de trabalho para a pressão de operação do gerador de vapor.

A Fig. 4.9 mostra a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração. A turbina é um equipamento único, mas comumente, nos casos que existem extrações, ela é representada por vários subsistemas. O número de subsistemas depende de quantas vezes são feitas extrações na turbina. A turbina é aqui representada por dois subsistemas: o primeiro inicia-se na entrada da turbina e termina onde é feita a extração. Esse subsistema é chamado de turbina de alta (TA) por representar a parte de alta pressão da turbina; o segundo inicia-se no local da extração e termina na saída da turbina, e é chamado de turbina de baixa (TB) por representar a parte de baixa pressão da turbina. A potência de eixo gerada pela expansão do vapor nos dois subsistemas é utilizada para acionar um gerador elétrico (G).



Figura 4.9 – Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração

Na Fig. 4.9 são representados os 7 subsistemas – motobomba de alta (MBA), motobomba de baixa (MBB), gerador de vapor (GV), turbina de alta (TA), turbina de baixa (TB), gerador elétrico (G), condensador (Cond) –, a unidade "DP" e o caminho percorrido pelo fluido de trabalho, indicado pelas setas (1), (2), (3), (4), (5), (6), (7) e (8). Na Fig. 4.9, os fluxos Q_C, P_{MBB}, P_{MBA}, P_{Cond}, P_{GV}, P_{Liq} e Q_u significam, respectivamente, a exergia cedida pelo combustível, a potência de acionamento da motobomba de baixa, a potência de acionamento da motobomba de alta, a potência de acionamento dos equipamentos auxiliares do condensador, a potência de acionamento dos equipamentos auxiliares do gerador de vapor, a potência líquida e o calor útil.

No presente estudo de caso, o fluido é modelado como fluido real e, portanto, os modelos que utilizam parcelas térmica e mecânica não são avaliados devido às arbitrariedades nos cálculos. Esse sistema apresenta um equipamento dissipativo: o condensador. Nessa situação, o modelo "E" não consegue isolar termodinamicamente o condensador por não definir o insumo e o produto desse subsistema. Assim, Faria (2014) analisou esse equipamento juntamente com a turbina de baixa (TB) seguindo as orientações recomendadas por alguns autores. Os demais modelos não têm problemas para analisar o condensador.

A Tabela 4.14 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos em cada ponto do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração mostrado na Fig. 4.9.

Fluxos Físicos		Vazão mássica	Temperatura	Pressão	Título	
Número	Descrição	<i>т</i> і [kg/s]	T [°C]	p [bar]	x [%]	
1	Vapor	7,746	330,00	25,00	-	
2	Vapor	3,194	136,00	2,00	-	
3	Vapor	4,552	136,00	2,00	-	
4	Mist. Bif.*	4,552	35,00	0,0562	92,9	
5	Líq. Sat.**	4,552	35,00	0,0562	-	
6	Água Líq.	4,552	35,01	1,013	-	
7	Água Líq.	3,194	60,20	1,013	-	
8	Água Líq.	7,746	45,40	1,013	-	
9	Água Líq.	7,746	45,85	26,52	-	

Tabela 4.14 – Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (Faria, 2014)

*mistura bifásica

**Líquido saturado

A Tabela 4.15 mostra em base exergética a taxa de consumo de exergia do gerador de vapor (Q_C), a potência elétrica produzida pelo conjunto turbogerador (P_{Tot}), potência mecânica produzida pelos estágios da turbina ($P_{TA+} P_{TB}$), a taxa de calor útil disponível para o processo (Q_U), a taxa de consumo de exergia dos conjuntos motobombas (P_{MBA} e P_{MBB}), a taxa de consumo de exergia pelos equipamentos auxiliares do gerador de vapor e do condensador (P_{GV} e P_{Cond}), juntamente com os custos externos de cada equipamento, para o cálculo do custo monetário. O custo monetário unitário do combustível (Q_C) é de 18 \$/MWh.

Equipamento	Fluxo	Grandeza [kW]	Custo [\$/h]	
Gerader de Vaper (GV)	Qc	25.180,42	45 18	
Gerador de Vapor (GV)	P _{GV}	62,02	45,18	
Turbogerador a vapor	P _{Tot}	4.066,00	20.08	
(TA+TB+G)	$P_{TA^+} P_{TB}$	4.220,03	29,08	
Processo	\mathbf{Q}_{U}	1.876,35	-	
Motobomba de baixa(MBB)	P_{MBB}	0,78	0,16	
Motobomba de alta (MBA)	P _{MBA}	35,09	1,23	
Condensador	P _{Cond}	4,89	4,44	

Tabela 4.15 – Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração.

Alguns valores apresentados nesse estudo podem divergir dos valores apresentados por Faria (2014) pelos mesmos motivos apresentados anteriormente.

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração é mostrada na Fig.4.10. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde) e entrópico (em vermelho).

Essa estrutura produtiva apresenta sete unidades reais (GV, TB, TA, MBA, MBB, G, Cond), a unidade "DP" e nove unidades imaginárias, sendo quatro grupos de Junção-Bifurcação (U, FV, FP, S) e uma junção (P).

Uma observação é feita em relação aos fluxos com subscrito (1':3) ou (3:1'). Trata-se do fluido de trabalho que atravessa a turbina de alta e, devido à extração de massa feita entre os estágios de alta e de baixa, uma maneira diferente da apresentada no capítulo 3 é utilizada para calcular os valores dos fluxos produtivos em questão. As Eqs. (4.1) e (4.2) demonstram como os fluxos produtivos "Y" são calculados, onde "Y" pode ser a energia interna (U), o trabalho de volume (FV), o trabalho de pressão (FP) ou o fluxo entrópico (S) e "y" representa a propriedade específica do respectivo fluxo produtivo em questão. A aspa simples posterior ao número "1" significa que é aplicada a vazão mássica do ponto "1", conforme mostram as Eqs. (4.1) e (4.2):

$$Y_{i':j} = \dot{m}_i \cdot (y_i - y_j)$$
(4.1)

$$Y_{i;i'} = \dot{m}_i \cdot (y_i - y_i)$$
(4.2)

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 13 equações e 13 incógnitas. A Tabela 4.16 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração. Na análise estão envolvidos 39 fluxos produtivos.



Figura 4.10 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (modelo UFS+)
	Grandeza	Custo unitário		
Fluxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]	
U1':3	2.030,18	3,51	70,73	
U _{2:7}	1.337,42	3,51	70,73	
U _{3:4}	9.624,93	3,51	70,73	
U4:5	0,14	3,51	70,73	
U _{6:5}	7.355,45	7,17	428,32	
U _{9:8}	11,85	6,47	176,39	
U1:9	2.0336,01	3,50	70,66	
FV _{3:1} ,	643,27	4,79	106,04	
FV _{2:7}	1.0370,77	4,07	83,36	
FV _{4:3}	1.0796,99	4,03	82,05	
FV _{4:5}	0,00	4,07	83,36	
FV _{5:6}	299,06	4,07	83,36	
FV _{8:9}	0,00	4,07	83,36	
$FV_{1:9}$	82,01	3,50	70,66	
FP _{1':3}	1.253,27	3,82	77,80	
FP _{2:7}	10.613,20	3,82	77,80	
FP _{3:4}	10.197,02	3,82	77,80	
FP4:5	0,44	3,87	78,95	
FP _{6:5}	291,71	7,17	428,32	
FP _{9:8}	19,94	6,47	176,39	
FP _{1:9}	1.940,78	3,50	70,66	
S _{3:1} ,	1.024,70	3,75	76,14	
$S_{2:7}$	791,71	3,54	71,46	
S _{4:3}	9.888,11	3,75	76,14	
S4:5	0,14	3,87	78,95	
S _{6:5}	6.069,87	3,75	76,14	
S 9:8	11,07	3,75	76,14	
S _{1:9}	14.123,13	3,75	76,14	
P_{Cond}	4,89	4,68	100,76	
PTA	2.640,18	4,79	105,98	
P_{TB}	1.579,85	4,03	81,98	
P_{MBA}	35,09	4,68	100,76	
P_{MBB}	0,78	4,68	100,76	
\mathbf{P}_{GV}	62,02	4,68	100,76	
P_M	4.220,03	4,51	97,00	
\mathbf{P}_{E}	4.066,00	4,68	100,76	
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3963,22	4,68	100,76	
\mathbf{Q}_{U}	1.876,35	3,54	71,42	
Qc	25.180,24	1,00	18,00	

Tabela 4.16 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração (modelo UFS+)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 4,68 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 3,54 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema através do combustível (custo do insumo externo do sistema), 26,37% é para a produção de calor útil e 73,63% é destinada para produção de potência líquida.

4.5 Ciclo de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*

O caso seguinte reproduz o sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão apresentado na seção 4.3, mas com uma modificação: parte do fluxo destinado à turbina é desviado para uma válvula (VLV) que expande o fluido reduzindo sua temperatura e pressão. O vapor que sai da válvula se junta com o vapor na saída da turbina aumentando o potencial de uso deste último. Esse recurso é utilizado quando se deseja aumentar a produção de calor útil em detrimento da produção de potência elétrica. O restante do ciclo é o mesmo ao do apresentado na seção 4.3.

A Fig. 4.11 mostra a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*. Todos os componentes e fluxos são apresentados nas seções anteriores.

Nesse estudo de caso, o fluido é modelado como fluido real e, portanto, os modelos que utilizam parcelas térmica e mecânica não são avaliados devido às arbitrariedades nos cálculos. A válvula é um equipamento dissipativo e os modelos "E" e H&S não conseguem isolar termodinamicamente tal dispositivo em suas respectivas análises. Para esses modelos, Faria (2014) analisou a válvula juntamente com a turbina e, posteriormente, juntamente com o processo, produzindo diversos resultados.



Figura 4.11 – Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*.

A Tabela 4.17 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos em cada ponto do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass* mostrado na Fig. 4.11.

Fluxos	s Físicos	Vazão mássica	Temperatura	Pressão
Número	Descrição	<i>т</i> і [kg/s]	T [° C]	p [bar]
1	Água	6,388	60,20	1,013
2	Água	6,388	60,70	26,01
3	Vapor	6,388	330,00	25
4	Vapor	3,194	330,00	25
5	Vapor	3,194	330,00	25
6	Vapor	3,194	136,00	2
7	Vapor	3,194	304,90	2
8	Vapor	6,388	220,00	2

Tabela 4.17 – Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass* (Faria, 2014)

A Tabela 4.18 mostra em base exergética a taxa de consumo de exergia do gerador de vapor (Q_C), a potência elétrica produzida pelo turbogerador (P_{Tot}), a taxa de calor útil disponível para o processo (Q_U), a taxa de consumo de exergia do conjunto motobomba (P_{MB}), a taxa de consumo de exergia pelos equipamentos auxiliares no gerador de vapor (P_{GV}), juntamente com os custos externos de cada equipamento, para o cálculo do custo monetário. O custo monetário unitário do combustível (Q_C) é de 18 \$/MWh.

Equipamento	Fluxo	Grandeza [kW]	Custo [\$/h]
Garadar da Vapor (GV)	Qc	20.321,19	20.33
Gerador de Vapor (GV)	P_{GV}	50,05	20,33
Turbogerador a vapor (TGV)	$\begin{array}{c} P_{Tot} \\ (P_{Liq} + P_{MB} + P_{GV}) \end{array}$	1.043,20	8,97
Processo	\mathbf{Q}_{U}	4.120,93	-
Motobomba (MB)	\mathbf{P}_{MB}	29,25	0,60
Válvula (VLV)	-	-	0,30

Tabela 4.18 – Grandezas de alguns fluxos produtivos e custo externo "Z" dos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*.

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de *by-pass* é mostrada na Fig. 4.12. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde) e entrópico (em vermelho).



Figura 4.12 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass* (modelo UFS+)

Essa estrutura produtiva apresenta quatro unidades reais (GV, TGV, MB, VLV), a unidade "DP" e oito unidades imaginárias, sendo três grupos de Junção-Bifurcação (U, FV, FP) e duas bifurcações (P, B_s).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 10 equações e 10 incógnitas. A Tabela 4.19 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*. Na análise estão envolvidos 26 fluxos produtivos.

Thurso	Grandeza	Custo	unitário
riuxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]
U _{2:1}	10,52	6,68	157,85
U _{3:2}	16.374,63	3,52	67,29
U _{4:6}	837,13	3,52	67,36
U5:7	1,64	3,52	67,36
U8:1	15.544,27	3,52	67,36
$FV_{1:2}$	0,00	9,69	188,68
FV _{3:2}	67,63	3,52	67,29
$FV_{6:4}$	265,25	4,88	100,42
FV _{7:5}	395,43	14,00	269,12
$FV_{8:1}$	729,29	9,69	188,68
FP _{2:1}	16,23	6,68	157,85
FP _{3:2}	1.600,74	3,52	67,29
FP _{4:6}	516,78	3,55	68,16
FP _{5:7}	389,93	3,55	68,16
FP _{8:1}	711,22	3,55	68,16
${f S}_{2:1}$	9,39	3,81	72,93
S _{3:2}	11.285,29	3,81	72,93
$S_{6:4}$	422,53	3,81	72,93
$S_{7:5}$	1.089,16	3,81	72,93
${f S}_{8:1}$	12.863,84	3,79	72,60
P _{Tot}	1.043,20	4,88	100,42
P_{MB}	29,25	4,88	100,42
\mathbf{P}_{GV}	50,05	4,88	100,42
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	963,90	4,88	100,42
\mathbf{Q}_{U}	4.120,93	3,79	72,60
Qc	20.321,19	1,00	18,00

Tabela 4.19 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass* (modelo UFS+)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 4,88 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 3,79 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema através do combustível (custo do insumo externo do sistema), 76,83% é para a produção de calor útil e 23,17% é destinada para produção de potência líquida.

4.6 Sistema de cogeração em ciclo combinado

Para maximizar o retorno econômico de um sistema térmico, deve-se aproveitar todas as formas possíveis de energia útil, como ocorre na cogeração com a produção simultânea de potência e calor. Uma outra forma de se aproveitar a energia útil é aumentar a eficiência térmica do ciclo termodinâmico. Basicamente, a eficiência térmica de ciclos está ligada a dois parâmetros: a temperatura média termodinâmica de adição de calor (T_i) e a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor (T_o). Quanto maior a T_i e menor a T_o , maior é o rendimento térmico do ciclo. O ciclo Brayton tem como característica a

temperatura de adição (T_i) elevada, porém, a temperatura de rejeição (T_o) também é alta, enquanto que o ciclo Rankine tem a temperatura de rejeição (T_o) baixíssima e a temperatura de adição (T_i) relativamente baixa.

Assim, com o intuito de aproveitar as características dos ciclos Rankine e Brayton e, consequentemente, elevar o rendimento térmico, os dois ciclos são combinados. O ciclo combinado junta a temperatura média termodinâmica de adição de calor (T_i) do ciclo Brayton e a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor do ciclo Rankine. O processo, quando em regime permanente, pode ser descrito da seguinte maneira: o ar ambiente é aspirado pelo compressor de ar (CA); no compressor, o ar tem sua pressão e temperatura aumentadas e segue para a câmara de combustão (CC); na câmara, o ar é utilizado para oxidar o combustível; o produto dessa oxidação são os gases de combustão em alta temperatura. A pressão é um pouco menor quando comparada à do ar na entrada da câmara devido às perdas de carga. Esses gases seguem para a turbina a gás (TG); na turbina, os gases são expandidos tendo seus parâmetros de pressão e temperatura reduzidos; com a expansão dos gases, a turbina produz a potência de eixo sendo que parte dessa potência é utilizada para manter em funcionamento o compressor de ar e o restante é tido como a potência líquida da turbina a gás; os gases de combustão que deixam a turbina seguem para a caldeira recuperativa (CR); na caldeira, parte da energia contida nos gases quentes do ciclo a gás é utilizada para evaporar a água do ciclo a vapor. A água chega na caldeira recuperativa em alta pressão bombeada por uma motobomba (MB). Ao receber calor do lado gás, a água evapora e segue para turbina a vapor (TV). Na turbina, o vapor é expandido tendo a sua pressão e temperatura reduzidas; a expansão faz com que a turbina produza potência de eixo e, consequentemente, potência elétrica por meio de um gerador. Parte dessa potência é utilizada para o acionamento da motobomba. O vapor à baixa temperatura e pressão segue para o condensador que liquefaz a água que é succionada pelo conjunto motobomba.

O único objetivo do condensador, no ciclo, é liquefazer a água e, para isso, a energia contida no sistema é rejeitada para o ambiente. Ao invés de rejeitar a energia para o ambiente, é possível aumentar o rendimento térmico do ciclo combinado utilizando essa energia em um processo industrial na forma de calor útil. Dessa forma, o condensador é retirado do ciclo e o processo industrial se encarrega de liquefazer a água em troca da energia cedida pelo ciclo combinado. A esse sistema dá-se o nome de sistema de cogeração em ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão.

O ciclo combinado apresentado é o mais simples possível e, obviamente, em outros casos, pode haver mais dispositivos. A Fig. 4.13 mostra a estrutura física do sistema de cogeração em ciclo combinado. Na figura são representadas as sete subunidades – compressor de ar (CA), câmara de combustão (CC), turbina a gás (TG), caldeira recuperativa (CR), turbina a vapor (TV), motobomba (MB) e gerador elétrico (G) – a unidade "DP" (essa é utilizada pelos mesmos motivos apresentados na seção 4.3) e o caminho percorrido pelo fluido de trabalho, indicado pelas setas (1), (2), (3), (4) e (5) para o ciclo a gás e (6), (7), (8) e (9) para o ciclo a vapor. Na Fig. 4.13, os fluxos Q_C , P_C , P_{LTG} , P_{LTV} , P_{Liq} , P_B e Q_u significam, respectivamente, a exergia cedida pelo combustível,

a potência de acionamento do compressor, a potência líquida mecânica da turbina a gás, a potência mecânica da turbina a vapor, a potência líquida elétrica do ciclo, a potência elétrica de acionamento da motobomba e o calor útil.



Figura 4.13 - Estrutura física do sistema de cogeração em ciclo combinado

Nesse estudo de caso é utilizado o modelo termodinâmico Ar-Padrão Frio no ciclo a gás. No modelo não existe a combustão e, portanto, não existem os gases de combustão. O ar é o único fluido de trabalho e o processo de combustão na câmara é representado por uma adição de exergia. Além disso, o calor específico do ar permanece inalterado em qualquer parte do ciclo com valor igual a 1 kJ/(kg.K). Outro modelo termodinâmico utilizado é o do Gás Ideal e, portanto, o ar é tido como fluido gás ideal com constante universal dos gases igual 0,287 kJ/(kg.K).

No ciclo a vapor, o modelo termodinâmico utilizado é o de fluido real. Assim, os modelos que desagregam a exergia ou a entropia em parcelas térmica e mecânica não são avaliados devido às arbitrariedades nos cálculos.

Nesse caso estudado não existem equipamentos dissipativos e todas as subunidades podem ser avaliadas isoladamente por todos os modelos. Isso é de suma importância porque, dessa forma, os resultados somente são afetados pela desagregação da exergia, permitindo uma comparação mais racional entre os modelos.

A Tabela 4.20 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos em cada ponto do sistema de cogeração em ciclo combinado mostrado na Fig. 4.13.

Fluxos Físicos		Vazão mássica	Temperatura	Pressão
Número	Descrição	ṁ [kg/s]	T [° C]	p [bar]
1	Ar	23,24	25,00	1,0132
2	Ar	23,24	230,20	5,1040
3	Ar	23,24	850,00	4,8480
4	Ar	23,24	537,30	1,0207
5	Ar	23,24	151,10	1,0132
6	Água Líq.	3,19	60,70	26,01
7	Vapor	3,19	330,00	25
8	Vapor	3,19	136,00	2
9	Água Líq.	3,19	60,2	1,013

Tabela 4.20 - Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração em ciclo combinado

A Tabela 4.21 mostra em base exergética a taxa de consumo de exergia da câmara de combustão (Q_C), a potência elétrica líquida do ciclo (P_{Liq}), a taxa de calor útil disponível para o processo (Q_U), a taxa de consumo de exergia do compressor de ar (P_C), a potência elétrica da motobomba (P_{MB}), a potência mecânica produzida pela turbina a vapor (P_{LTV}) e a potência mecânica líquida produzida pela turbina a gás (P_{LTG}).

É possível observar que esse estudo de caso é uma junção dos estudos de casos mostrados na seção 4.1 e na seção 4.3, nos quais a caldeira recuperativa (CR) não entrega calor para o processo, como na seção 4.1, mas sim para o ciclo inferior, substituindo o gerador de vapor (GV). As principais diferenças dos parâmetros termodinâmicos desse estudo para o da seção 4.1 estão na vazão mássica do ciclo a gás, nos fluxos dependentes dessa vazão e na taxa de adição de exergia no ciclo (Q_C).

Equipamento	Fluxo	Grandeza [kW]	Custo [\$/h]
Câmara de combustão (CC)	Qc	15.122,70	5,72
Turbina a gás (TG)	P _{LTG}	2.508,02	21,75
Turbina a vapor (TV)	P_{LTV}	1.087,29	2,80
Processo	\mathbf{Q}_{U}	1.874,00	-
Compressor de ar (CA)	Pc	4.787,40	16,03
Motobomba (MB)	P_{MB}	14,30	0,60
Gerador Elétrico (G)	P _{Liq}	3.473,15	6,17
Caldeira Recuperativa (CR)	-	-	13,74

Tabela 4.21 – Fluxos consumidos ou produzidos pelo sistema de cogeração com turbina em ciclo combinado.

<u>Modelo E</u>

A estrutura produtiva do modelo "E" aplicado ao sistema de cogeração em ciclo combinado é mostrada na Fig.4.14. Nesse modelo, a exergia é utilizada na sua forma total.



Figura 4.14 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo E)

Na Fig. 4.14, os fluxos produzidos pelo lado vapor não são consumidos pelos equipamentos do lado gás e os fluxos produzidos pelo lado gás não são consumidos pelos equipamentos do lado vapor. Assim, são necessárias junções-bifurcações distintas representadas pelos sobrescritos "G" para os fluxos do lado gás e "V" para os fluxos do lado vapor. A utilização dessas junções-bifurcações faz com que os custos dos fluxos de ambos os lados não sejam influenciados um pelo outro. A única influência ocorre na caldeira recuperativa (CR) onde a exergia do lado gás é enviada para o lado vapor e, assim, os custos são repassados.

Essa estrutura produtiva apresenta sete unidades reais (CA, CC, TG, CR, TV, MB, G), a unidade "DP" e cinco unidades imaginárias, sendo dois grupos de Junção-Bifurcação da exergia (E^G , E^V) e uma junção da potência mecânica (P_M).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 11 equações e 11 incógnitas. A Tabela 4.22 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração em ciclo combinado. Na análise estão envolvidos 16 fluxos produtivos.

Fluws	Grandeza	Custo unitário		
Fluxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]	
E _{2:1}	4.358,90	2,53	30,44	
$E_{3:2}$	8.776,68	1,72	12,56	
E _{3:4}	8.122,99	2,07	19,21	
E4:5	4.523,98	2,07	19,21	
E7:6	488,61	2,77	29,82	
E7:8	3.374,62	2,78	30,06	
E _{8:9}	1.509,29	2,78	30,06	
E _{6:9}	1.874,00	4,71	123,83	
P_M	3.595,31	2,77	30,39	
Pc	4.787,40	2,30	24,37	
PLTG	2.508,02	2,30	24,37	
P_{LTV}	1.087,29	3,85	44,30	
P_{MB}	14,30	2,86	33,10	
P_{Liq}	3.473,15	2,86	33,10	
\mathbf{Q}_{U}	1.874,00	2,78	30,06	
Qc	15.123,70	1,00	6,91	

Tabela 4.22 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo E)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,86 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,78 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 34,40% é para a produção de calor útil e 65,60% é destinada para produção de potência líquida.

<u>Modelo H&S</u>

A estrutura produtiva do modelo H&S aplicado ao sistema de cogeração em ciclo combinado é mostrada na Fig. 4.15. O diagrama apresenta os fluxos de entalpia (em amarelo) e entrópico (em vermelho).

Pelos mesmos motivos apresentados no modelo "E", há a necessidade de distinguir as junções e bifurcações do lado gás e do lado vapor.



Figura 4.15 - Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo H&S)

Essa estrutura produtiva mostra as mesmas unidades reais apresentadas no modelo "E", a unidade "DP" e nove unidades imaginárias, sendo três grupos de Junção-Bifurcação (H^G , H^V , S^G), uma bifurcação de entropia do lado vapor (S^V), uma junção da potência mecânica (P_M) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 14 equações e 14 incógnitas. A Tabela 4.23 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração em ciclo combinado. Na análise estão envolvidos 26 fluxos produtivos.

		(modelo mas)	
Fluws	Grandeza	Custo unitário	
Fluxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]
H _{2:1}	4.787,40	2,79	33,91
$H_{3:2}$	14.460,19	2,08	18,21
H _{3:4}	7.295,42	2,26	22,11
H4:5	9.010,20	2,26	22,11
H5:1	2.941,96	2,26	22,11
H _{7:6}	9.010,20	2,59	27,16
H _{7:8}	1.087,29	2,59	27,26
H _{8:9}	7.936,27	2,59	27,26

Tabela 4.23 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo H&S)

H _{6:9}	13,36	4,07	91,55
S _{2:1}	428,50	2,63	26,94
S _{3:2}	5.683,50	2,63	26,94
S 4:3	827,57	2,63	26,94
S4:5	4.486,22	2,59	27,16
$S_{5:1}$	2.453,36	2,70	26,52
S _{7:6}	5.635,58	2,59	27,26
${f S}_{8:7}$	422,00	2,59	27,26
S 8:9	6.062,27	2,59	27,26
S _{6:9}	4,69	2,59	27,26
P_M	3.595,31	2,87	31,86
P _C	4.787,40	2,55	28,15
PLTG	2.508,02	2,55	28,15
PLTV	1.087,29	3,59	40,41
P_{MB}	14,30	2,96	34,61
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.473,15	2,96	34,61
\mathbf{Q}_{U}	1.874,00	2,59	27,26
Qc	15.123,70	1,00	6,91

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,96 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,59 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 32,09% é para a produção de calor útil e 67,91% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo UFS

A estrutura produtiva do modelo UFS aplicado ao sistema de cogeração em ciclo combinado é mostrada na Fig. 4.16. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de fluxo (em amarelo) e entrópico (em vermelho). Pelos mesmos motivos apresentados no modelo "E", há a necessidade de separar as junções e bifurcações que envolvem os fluxos do lado gás e do lado vapor.



Figura 4.16 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo UFS)

Essa estrutura produtiva mostra as mesmas unidades reais apresentadas no modelo "E", a unidade "DP" e treze unidades imaginárias, sendo cinco grupos de Junção-Bifurcação (U^G , U^V , F^G , F^V , S^G), uma bifurcação de entropia do lado vapor (S^V), uma junção da potência mecânica (P_M) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 16 equações e 16 incógnitas. A Tabela 4.24 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração em ciclo combinado. Na análise estão envolvidos 35 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,96 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,59 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 32,08% é para a produção de calor útil e 67,92% é destinada para produção de potência líquida.

(modelo UFS)					
	Grandeza Custo unitário				
Fluxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]		
U _{2:1}	3.418,89	2,79	33,90		
U3:2	10.326,65	2,08	18,21		
U3:4	5.209,97	2,26	22,11		
U4:5	6.434,58	2,26	22,11		
U5:1	2.100,98	2,26	22,11		
U _{7:6}	8.177,06	2,59	27,15		
U7:8	836,08	2,59	27,19		
U8:9	7.346,24	2,59	27,19		
U6:9	5,25	4,07	91,55		
F _{2:1}	1.368,51	2,79	33,90		
F _{3:2}	4.133,54	2,08	18,21		
F _{3:4}	2.085,44	2,26	22,11		
F4:5	2.575,63	2,26	22,11		
F _{5:1}	840,98	2,26	22,11		
F _{7:6}	833,14	2,59	27,15		
F _{7:8}	251,21	2,60	27,77		
F8:9	590,03	2,60	27,77		
F _{6:9}	8,10	4,07	91,55		
${f S}_{2:1}$	428,50	2,63	26,93		
$S_{3:2}$	5.683,50	2,63	26,93		
$S_{4:3}$	827,57	2,63	26,93		
$S_{4:5}$	4.486,22	2,59	27,15		
$S_{5:1}$	2.453,36	2,70	26,51		
$S_{7:6}$	5.635,58	2,59	27,24		
${f S}_{8:7}$	422,00	2,59	27,24		
${f S}_{8:9}$	6.062,27	2,59	27,24		
S 6:9	4,69	2,59	27,24		
P_M	3.595,31	2,87	31,87		
P_{C}	4.787,40	2,55	28,15		
P_{LTG}	2.508,02	2,55	28,15		
P_{LTV}	1.087,29	3,60	40,47		
P_{MB}	14,30	2,96	34,63		
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.473,15	2,96	34,63		
\mathbf{Q}_{U}	1.874,00	2,59	27,24		
$O_{\rm C}$	15.123.70	1.00	6.91		

Tabela 4.24 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração em ciclo combinado é mostrada na Fig. 4.17. O diagrama apresenta os fluxos de energia interna (em azul), de trabalho de volume (em amarelo), de trabalho de pressão (em verde) e entrópico (em vermelho). Pelos mesmos motivos apresentados no modelo "E", há a necessidade de separar as junções e bifurcações que envolvem os fluxos do lado gás e do lado vapor.



Figura 4.17 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração em ciclo combinado (modelo UFS+)

Essa estrutura produtiva mostra as mesmas unidades reais apresentadas no modelo "E", a unidade "DP" e dezessete unidades imaginárias, sendo sete grupos de Junção-Bifurcação (U^G , U^V , FV^G , FV^V , FP^G , FP^V , S^G), uma bifurcação de entropia do lado vapor (S^V), uma junção da potência mecânica (P_M) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 18 equações e 18 incógnitas. A Tabela 4.25 apresenta os custos unitários exergético e monetário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração em ciclo combinado. Na análise estão envolvidos 43 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,90 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,69 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 33,35% é para a produção de calor útil e 66,65% é destinada para produção de potência líquida.

	Grandeza	Custo unitário		
Fluxo	[kW]	Exergético[kW/kW]	Monetário[\$/MWh]	
U _{2:1}	3.418,89	2,69	31,55	
U _{3:2}	10.326,65	2,11	18,65	
U _{3:4}	5.209,97	2,25	21,86	
U4:5	6.434,58	2,25	21,86	
U _{5:1}	2.100,98	2,25	21,86	
U _{7:6}	8.177,06	2,66	28,36	
U7:8	836,08	2,66	28,40	
U8:9	7.346,24	2,66	28,40	
U6:9	5,25	4,05	91,20	
$FV_{1:2}$	1.321,35	2,44	25,66	
FV _{3:2}	898,88	2,11	18,65	
FV _{4:3}	3.798,31	2,52	27,32	
FV _{4:5}	2.534,86	2,44	25,66	
FV _{5:1}	840,98	2,44	25,66	
FV _{7:6}	33,77	2,66	28,36	
FV _{8:7}	264,92	3,51	39,68	
FV _{8:9}	298,69	3,41	38,40	
FV _{9:6}	0,00	3,41	38,40	
FP _{2:1}	2.689,86	2,69	31,55	
FP _{3:2}	3.234,66	2,11	18,65	
FP _{3:4}	5.883,75	2,37	24,51	
FP4:5	40,77	2,37	24,51	
FP _{7:6}	799,37	2,66	28,36	
FP _{7:8}	516,13	2,68	28,99	
FP _{8:9}	291,34	2,68	28,99	
FP _{6:9}	8,10	4,05	91,20	
$S_{2:1}$	428,50	2,70	28,06	
S _{3:2}	5.683,50	2,70	28,06	
S 4:3	827,57	2,70	28,06	
$S_{4:5}$	4.486,22	2,66	28,36	
$S_{5:1}$	2.453,36	2,76	27,52	
S _{7:6}	5.635,58	2,69	28,80	
S8:7	422,00	2,69	28,80	
S8:9	6.062,27	2,69	28,80	
S _{6:9}	4,69	2,69	28,80	
P_M	3.595,31	2,82	31,06	
P _C	4.787,40	2,52	27,32	
PLTG	2.508,02	2,52	27,32	
P_{LTV}	1.087,29	3,51	39,68	
P _{MB}	14,30	2,90	33,79	
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.473,15	2,90	33,79	
\mathbf{Q}_{U}	1.874,00	2,69	28,80	
Qc	15.123,70	1,00	6,91	

Tabela 4.25 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração em ciclo combinado

(modelo UFS+)

CAPÍTULO 5

ESTUDOS DE CASOS II: ANÁLISE EM SISTEMAS COM QUEIMA SUPLEMENTAR E ALOCAÇÃO DOS CUSTOS DOS RESÍDUOS QUÍMICOS

Em alguns sistemas de cogeração há a necessidade da adição de exergia no fluido de trabalho além daquela realizada na câmara de combustão. Essa adição extra de exergia normalmente é feita com objetivo de aumentar o produto secundário da planta de cogeração (calor útil para plantas topping, por exemplo). Os modelos termoeconômicos, que tratam da alocação de custos, dizem que os custos de todos os insumos de uma planta térmica devem ser distribuídos entre seus produtos. Uma análise termoeconômica, que segue rigorosamente o que dizem esses modelos termoeconômicos, distribui o custo dessa adição extra de exergia entre todos os produtos da planta de cogeração. Entretanto, não parece racional alocar o custo dessa adição extra de exergia no produto primário, uma vez que, tal adição somente é utilizada para obter o produto secundário. Assim, este capítulo dedica-se a comparar a alocação do custo da exergia extra no produto secundário com a alocação distribuída entre a potência e o calor. Para isso, é estudado um sistema de cogeração do tipo topping com turbina a gás e com queima suplementar de combustível para produção de calor útil.

Outro objetivo deste capítulo é avaliar a alocação dos resíduos químicos. Como é mostrado no capítulo 3, a forma como alguns artigos alocam os resíduos químicos traz uma inconsistência termodinâmica. Assim, é mostrada e avaliada uma nova maneira de alocar os resíduos químicos e os resultados gerados são comparados com os resultados da maneira que traz a inconsistência. Além disso, os resíduos químicos, normalmente, têm grandeza insignificante quando comparados às grandezas dos demais fluxos em uma planta. Nesse sentido, é feita a análise desconsiderando os resíduos químicos na estrutura produtiva e os resultados são comparados com os encontrados nas situações supracitadas. Mesmo desconsiderando os resíduos químicos na análise, seus custos são alocados nos produtos dos equipamentos que os dão origem, mas de forma implícita. Os ciclos analisados para avaliar os resíduos químicos são o sistema de cogeração com turbina a gás e com queima suplementar e o sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa descrita na seção 4.2.

Em todas as análises, a temperatura e a pressão de referência (estado morto) são de 25°C (298,15K) e 101,32 kPa, respectivamente.

5.1 Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar

Esse sistema traz os mesmos equipamentos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa apresentado na seção 4.2. A principal diferença encontra-se na presença de um intercooler (IC) durante o processo de compressão e de um queimador para adicionar exergia extra no sistema. O presente estudo de caso foi apresentado por Santos (2015) para alocação do dióxido de carbono em um sistema de cogeração.

Durante o processo de compressão, o ar tem sua temperatura elevada e, como consequência, o compressor necessita de mais potência para continuar comprimindo o fluido. Assim, são utilizados intercoolers entre as várias seções de compressão de um compressor. O intercooler retira energia do fluido de trabalho (ar), diminuindo sua temperatura, antes que esse fluido entre na seção seguinte de compressão. Evitar que o ar chegue a temperaturas altas durante o processo de compressão faz com que o compressor necessite de menos potência para executar sua função.

A Fig 5.1 mostra a estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na figura, observa-se um compressor de duas seções (CB e CA) com um intercooler entre eles. A seção que aspira o ar do ambiente e eleva até uma pressão intermediária é chamada de compressor de baixa (CB) e a seção que eleva a pressão do ar da pressão intermediária até a pressão de saída do compressor é chamada de compressor de alta (CA).

Na Fig. 5.1 há também um queimador (QS) que realiza queima suplementar de combustível para aumentar a produção de calor útil (Q_U). Nesse sistema, é na queima suplementar (QS) que se faz a adição de exergia extra no ciclo. Os demais equipamentos são apresentados na seção 4.2.



Figura 5.1 – Estrutura física do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar

Além disso, a Fig. 5.1 mostra o caminho percorrido pelo fluido de trabalho, indicado pelas setas (1), (2), (3), (4), (5), (6), (7), (8), (9) e (10). Os fluxos P_{CB} , P_{CA} , P_{Liq} , Q_{C1} , Q_{C2} e Q_U representam, respectivamente, a potência de acionamento do compressor de baixa, a potência de acionamento do compressor de alta, a potência líquida do sistema de cogeração, a taxa de consumo exergético da câmara de combustão, a taxa de consumo exergético na queima suplementar e o calor útil do sistema de cogeração. Os fluxos (11) e (12) representam, respectivamente, a entrada e a saída de um segundo fluido que absorve exergia na forma de calor na caldeira recuperativa e a transporta para ser utilizada no processo industrial.

Para esse estudo de caso, a combustão existe e os fluidos de trabalho do sistema são o ar (para todos os fluxos antes da câmara de combustão) e os gases de combustão (para todos os fluxos depois da câmara de combustão). Ambos os fluidos são modelados como gases ideais e os calores específicos variam com a temperatura. O Apêndice A mostra como o calor específico varia com a temperatura. A combustão segue o princípio do modelo termodinâmico de combustão completa e o combustível injetado no ciclo é o metano.

A Tabela 5.1 mostra a composição química do ar, dos gases após a queima na câmara de combustão (CC), dos gases após a combustão na queima suplementar (QS) e suas respectivas massas molares.

Flomento	Composição (%)				
Elemento —	Ar	Gases CC	Gases QS		
CO ₂	0,03	2,32	2,79		
H_2O	1,88	6,17	7,06		
Ar (Argônio)	0,91	0,90	0,90		
N_2	76,62	74,95	74,61		
O_2	20,56	15,66	14,65		
Massa Molecular (kg/kmol)	28,76	28,50	28,44		

Tabela 5.1 – Parâmetros químicos dos fluxos de trabalho do ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

A Tabela 5.2 mostra os principais parâmetros dos fluxos físicos e a natureza do fluxo em cada ponto do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

Fluxos	s Físicos	Vazão mássica	Temperatura	Pressão
Número	Descrição	<i>т</i> [kg/s]	T [K]	p [bar]
1	Ar	10,00	298,15	1,01
2	Ar	10,00	399,05	2,48
3	Ar	10,00	299,15	2,43
4	Ar	10,00	390,25	5,95
5	Ar	10,00	915,25	5,80
6	Gases	10,13	1.406,75	5,66
7	Gases	10,13	985,45	1,05
8	Gases	10,13	461,65	1,04
9	Gases	10,16	582,55	1,02
10	Gases	10,16	435,25	1,01
11	Água	0,62	298,15	10,00
12	V. Sat*	0,62	453,03	10,00

Tabela 5.2 – Parâmetros dos fluxos físicos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

*Vapor saturado

_

Observa-se na Tabela 5.2 que não foi considerada perda de carga na caldeira recuperativa do lado que passa a água. Isso foi uma mera simplificação que não traz impactos significativos nos resultados.

A Tabela 5.3 mostra em base exergética a taxa de consumo de exergia da câmara de combustão (Q_{C1}), a taxa de consumo de exergia na queima suplementar (Q_{C2}), a potência mecânica líquida produzida pela turbina (P_{Liq}), a taxa de calor útil entregue ao processo pela caldeira recuperativa (Q_U), a potência de acionamento do compressor de baixa (P_{CB}) e a potência de acionamento do compressor de alta (P_{CA}).

Equipamento	Fluxo	Grandeza [kW]
Câmara de combustão (CC)	Q_{C1}	6.501,40
Queima Suplementar (QS)	Q _{C2}	1.500,32
Turbina a gás (TG)	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16
Caldeira recuperativa (CR)	$Q_{\rm U}$	507,76
Compressor de baixa (CB)	P_{CB}	1.039,81
Compressor de alta (CA)	P _{CA}	938,24

Tabela 5.3 – Grandezas de alguns fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar

Nessa análise não é calculado o custo monetário devido à dificuldade de se encontrar, na literatura, os custos externos de alguns equipamentos, como é o caso do intercooler. As duas próximas subseções apresentam os resultados das diversas análises termoeconômicas aplicadas ao ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. A primeira subseção traz a alocação do custo da exergia extra na potência e no calor útil, seguindo rigorosamente o que dizem as metodologias termoeconômicas. A segunda subseção mostra os resultados obtidos quando o custo da exergia extra é inteiramente alocado no calor útil, sem confrontar o que as metodologias sugerem.

5.1.1 Alocação na potência e no calor útil

Nesta subseção são aplicados os diversos modelos termoeconômicos, incluindo aqueles que desagregam a exergia ou a entropia em parcelas térmica e mecânica. O ponto chave aqui está na maneira como a estrutura produtiva é elaborada. Santos (2015), ao fazer a alocação do custo do dióxido de carbono (CO_2), distribuiu o custo da emissão de CO_2 produzido na queima suplementar (QS) entre a potência e o calor útil, proporcionalmente aos insumos da turbina e da caldeira recuperativa, respectivamente, penalizando o produto da turbina com o custo de um recurso que não é utilizado pela mesma.

<u>Modelo E</u>

A estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig.5.2. O diagrama apresenta o fluxo de exergia total.



Figura 5.2 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação na potência e no calor)

O intercooler é um equipamento dissipativo e o modelo "E" não consegue isolálo termodinamicamente. Assim, o compressor é analisado como um todo, ou seja, com as seções de alta e de baixa, juntamente com o intercooler, sendo denominado na estrutura produtiva como "CIC".

É possível notar que tanto o produto da câmara de combustão (CC) quanto o da queima suplementar (QS) são direcionados para o conjunto junção-bifurcação "E" e distribuídos entre a potência e o calor.

Essa estrutura produtiva apresenta seis unidades reais (CIC, QS, CC, TG, R, CR) e três unidades imaginárias, sendo um grupo de Junção-Bifurcação (E) e a bifurcação da potência (P).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 8 equações e 8 incógnitas. A Tabela 5.4 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 13 fluxos produtivos.

Fluxo	Grandeza	Custo unitário
FIUXO	[kW]	Exergético[kW/kW]
E4:1	1.650,92	2,37
E5:4	2.943,26	2,28
E _{6:5}	4.780,07	1,36
E6:7	5.495,72	1,93
E7:8	3.490,50	1,93
E _{9:8}	569,26	2,64
E9:10	689,71	1,93
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	1,97
P_{C}	1.978,05	1,97
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	1,97
\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,61
Q_{C1}	6.501,40	1,00
Q _{C2}	1.500,32	1,00

Tabela 5.4 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação na potência e no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 1,97 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,61 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 16,59% é para a produção de calor útil e 83,41% é destinada para produção de potência líquida.

<u>Modelo $E^M E^T$ </u>

A estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig.5.3. O diagrama apresenta o fluxo de exergia desagregada nas parcelas térmica (em roxo) e mecânica (em cinza). Tal como o modelo "E", o modelo E^ME^T não consegue isolar termodinamicamente o intercooler, que é analisado em conjunto com o compressor de alta e o compressor de baixa (CIC). Destaca-se que tanto o modelo "E" quanto o modelo E^ME^T contabilizam os custos das perdas de exergia implicitamente nos produtos da caldeira e da turbina. Tais perdas são decorrentes da exergia contida nos gases de combustão que deixam o sistema.



Figura 5.3 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E^ME^T) (Alocação na potência e no calor)

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas seis unidades reais (CIC, QS, CC, TG, R, CR) e quatro unidades imaginárias, sendo um grupo de Junção-Bifurcação (T), a bifurcação da exergia mecânica (M) e a bifurcação da potência (P).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 9 equações e 9 incógnitas. A Tabela 5.5 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 20 fluxos produtivos.

	Crandaza	Custo unitário		Grandeza [kW]	Custo unitário
Fluxo	[kW]	Exergético	Fluxo		Exergético
EM 1 529 72	1 500 70	2.20	ET	122.20	
E 4:1	1.326,72	2,39	L 4:1	122,20	2,39
E ^M 4:5	22,01	2,39	$E^{T}_{4:5}$	2.965,27	2,14
E ^M 5:6	21,06	2,39	$E^{T}_{6:5}$	4.768,10	1,37
E ^M 6:7	1.452,17	2,39	$E^{T}_{6:7}$	4.011,27	1,80
$E^{M}_{7:8}$	8,25	2,39	$E^{T}_{7:8}$	3.482,06	1,80
E ^M 8:9	16,74	2,39	E^{T} 9:8	586,32	2,63
E ^M 9:10	8,49	2,39	$E^{T}_{9:10}$	680,98	1,80
\mathbf{P}_{Tot}	5.358,20	2,00	Q _{C1}	6.501,40	1,00
Pc	1.978,05	2,00	Q _{C2}	1.500,32	1,00
P _{Liq}	3.380,16	2,00	Q_{U}	507,76	2,46

Tabela 5.5 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo $E^{M}E^{T}$) (Alocação na potência e no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,00 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,46 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,59% é para a produção de calor útil e 84,41% é destinada para produção de potência líquida.

<u>Modelo H&S</u>

A Fig. 5.4 mostra a estrutura produtiva do modelo H&S aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. O diagrama apresenta o fluxo de exergia desagregada nas parcelas entálpica (em amarelo) e entrópica (em vermelho).

Esse modelo e os que se seguem são capazes de isolar termodinamicamente o intercooler, não sendo necessário agrupar as seções do compressor com o mesmo. Outro ponto é que esse modelo e os seguintes conseguem explicitar os resíduos físicos (perdas) por meio da unidade imaginária ambiente.

Essa estrutura produtiva apresenta oito unidades reais (CB, CA, IC, QS, CC, TG, R, CR) e seis unidades imaginárias, sendo dois grupos de Junção-Bifurcação (H, S), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).



Figura 5.4 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação na potência e no calor)

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 12 equações e 12 incógnitas. A Tabela 5.6 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 27 fluxos produtivos.

Fluxo	Crandaza	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
	[kW]	Exergético	Fluxo	[kW]	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
H _{2:1}	1.039,81	2,30	S _{2:1}	120,93	2,27
H _{2:3}	1.029,58	1,98	S _{2:3}	867,51	2,34
H _{4:3}	938,24	2,14	S _{4:3}	44,13	2,27
H _{5:4}	5.711,19	2,20	$S_{5:4}$	2.767,94	2,27
H _{6:5}	6.574,11	1,61	S6:5	1.794,04	2,27
H _{6:7}	5.358,20	1,98	S7:6	137,52	2,27
H _{7:8}	6.095,94	1,98	S _{7:8}	2.605,44	2,20
H9:8	1.383,97	2,42	S9:8	814,71	2,27
H _{9:10}	1.659,34	1,98	S _{9:10}	969,63	2,22
$H_{10:1}$	1.504,26	1,98	S _{10:1}	1.236,68	2,40
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	2,03	\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,22

Tabela 5.6 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação na potência e no calor)

Pcb	1.039,81	2,03	Q _{C1}	6.501,40	1,00
PCA	938,24	2,03	Q _{C2}	1.500,32	1,00
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,03			

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,03 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,22 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 14,08% é para a produção de calor útil e 85,92% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo H&S^MS^T

A Fig. 5.5 mostra a estrutura produtiva do modelo H&S^MS^T aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. A parcela entrópica é desagregada nas partes térmica (em vermelho) e mecânica (em roxo) e essas, juntamente com a entalpia (em amarelo), formam a exergia física.

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e oito unidades imaginárias, sendo três grupos de Junção-Bifurcação (H, S^M, S^T), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).



Figura 5.5 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S^MS^T) (Alocação na potência e no calor)

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 13 equações e 13 incógnitas. A Tabela 5.7 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 36 fluxos produtivos.

	Crandaza	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo		Exergético	Fluxo		Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
H _{2:1}	1.039,81	2,25	$S^{T}_{2:1}$	895,28	2,20
H _{2:3}	1.029,58	1,95	$S^{T}_{2:3}$	885,07	2,31
H4:3	938,24	2,17	$S^{T}_{4:3}$	816,05	2,20
H _{5:4}	5.711,19	2,16	$S^{T}_{5:4}$	2.745,93	2,20
H _{6:5}	6.574,11	1,60	$S^{T}_{6:5}$	1.806,01	2,20
H6:7	5.358,20	1,95	$S^{T}_{6:7}$	1.346,94	2,04
H _{7:8}	6.095,94	1,95	$S^{T}_{7:8}$	2.613,88	2,16
H9:8	1.383,97	2,38	$S^{T}_{9:8}$	797,64	2,20
H9:10	1.659,34	1,95	$S^{T}_{9:10}$	978,35	2,19
H _{10:1}	1.504,26	1,95	$S^{T}_{10:1}$	1.236,68	2,37
S ^M _{2:1}	774,35	2,25	P _{Tot}	5.358,20	2,04
S ^M _{2:3}	17,56	2,21	PCB	1.039,81	2,04
S ^M _{4:3}	771,93	2,17	P _{CA}	938,24	2,04
S ^M _{4:5}	22,01	2,21	P_{Liq}	3.380,16	2,04
S ^M 5:6	21,06	2,21	$Q_{\rm U}$	507,76	2,19
S ^M 6:7	1.452,17	2,21	Q_{C1}	6.501,40	1,00
$S^{M}_{7:8}$	8,25	2,21	Q _{C2}	1.500,32	1,00
S ^M 8:9	16,74	2,21			
S ^M 9:10	8,49	2,21			

Tabela 5.7 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S^MS^T) (Alocação na potência e no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,04 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,19 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 13,91% é para a produção de calor útil e 86,09% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo UFS

A Fig. 5.6 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. A entalpia é desagregada nas parcelas de energia interna (em azul) e trabalho de fluxo (em amarelo) e essas, juntamente com a entropia (em vermelho), formam a exergia física.



Figura 5.6 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação na potência e no calor)

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e oito unidades imaginárias, sendo três grupos de Junção-Bifurcação (U, F, S), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 13 equações e 13 incógnitas. A Tabela 5.8 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 37 fluxos produtivos.

Gra	Crandaza	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo		Exergético	Fluxo		Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,30	S _{2:1}	120,93	2,27
U _{2:3}	740,75	1,97	S _{2:3}	867,51	2,35
U4:3	674,85	2,14	S 4:3	44,13	2,27
U5:4	4.193,32	2,20	$S_{5:4}$	2.767,94	2,27
U _{6:5}	5.081,83	1,61	S6:5	1.794,04	2,27
U _{6:7}	4.113,07	1,97	S7:6	137,52	2,27
U7:8	4.547,87	1,97	S _{7:8}	2.605,44	2,20
U9:8	1.022,56	2,42	S9:8	814,71	2,27
U9:10	1.221,88	1,97	S _{9:10}	969,63	2,22
U10:1	1.097,09	1,97	S _{10:1}	1236,68	2,40
F _{2:1}	291,72	2,30	$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	2,03
F _{2:3}	288,83	2,00	PCB	1.039,81	2,03
F4:3	263,39	2,14	PCA	938,24	2,03
F _{5:4}	1.517,87	2,20	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,03
F6:5	1.492,28	1,61	\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,22
F _{6:7}	1.245,14	2,00	Q_{C1}	6.501,40	1,00
F _{7:8}	1.548,07	2,00	Q _{C2}	1.500,32	1,00
F _{9:8}	361,40	2,42			
F _{9:10}	437,46	2,00			
F _{10:1}	407,16	2,30			

Tabela 5.8 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação na potência e no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,03 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,22 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 14,09% é para a produção de calor útil e 85,91% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo UFS^MS^T

A Fig. 5.7 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS^MS^T aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. O diagrama apresenta o fluxo de exergia desagregada nas parcelas de energia interna (em azul), trabalho de fluxo (em amarelo) e entrópica, sendo essa última desagregada nas parcelas térmica (em vermelho) e mecânica (em roxo).

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e dez unidades imaginárias, sendo quatro grupos de Junção-Bifurcação (U, F, S^M, S^T), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 14 equações e 14 incógnitas. A Tabela 5.9 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 46 fluxos produtivos.

	Crandara	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo	Grandeza	Exergético	Fluxo	Granueza	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,25	S ^M _{2:1}	774,35	2,25
U _{2:3}	740,75	1,94	S ^M _{2:3}	17,56	2,21
U4:3	674,85	2,17	S ^M _{4:3}	771,93	2,17
U _{5:4}	4.193,32	2,16	S^M 4:5	22,01	2,21
U _{6:5}	5.081,83	1,60	S ^M _{5:6}	21,06	2,21
U _{6:7}	4.113,07	1,94	S ^M 6:7	1452,17	2,21
U _{7:8}	4.547,87	1,94	S ^M 7:8	8,25	2,21
U9:8	1.022,56	2,38	S ^M 8:9	16,74	2,21
U9:10	1.221,88	1,94	S ^M 9:10	8,49	2,21
U10:1	1.097,09	1,94	$S^{T}_{2:1}$	895,28	2,20
F _{2:1}	291,72	2,25	$S^{T}_{2:3}$	885,07	2,32
F _{2:3}	288,83	1,98	$S^{T}_{4:3}$	816,05	2,20
F _{4:3}	263,39	2,17	$S^{T}_{5:4}$	2.745,93	2,20
F5:4	1.517,87	2,16	$S^{T}_{6:5}$	1.806,01	2,20
F _{6:5}	1.492,28	1,60	S ^T _{6:7}	1.346,94	2,04
F _{6:7}	1.245,14	1,98	$S^{T}_{7:8}$	2.613,88	2,16
F _{7:8}	1.548,07	1,98	$S^{T}_{9:8}$	797,64	2,20
F9:8	361,40	2,38	$S^{T}_{9:10}$	978,35	2,19
F _{9:10}	437,46	1,98	$S^{T}_{10:1}$	1.236,68	2,37
F _{10:1}	407,16	1,98	P _{Tot}	5.358,20	2,04
\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,19	P _{CB}	1.039,81	2,04
Q_{C1}	6.501,40	1,00	P _{CA}	938,24	2,04
Q _{C2}	1.500,32	1,00	P _{Liq}	3.380,16	2,04

Tabela 5.9 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T) (Alocação na potência e no calor)



Figura 5.7 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T) (Alocação na potência e no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,04 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,19 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 13,91% é para a produção de calor útil e 86,09% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig. 5.8. No diagrama, a exergia é desagregada nas parcelas de energia interna (em azul), trabalho de volume (em amarelo), trabalho de pressão (em verde) e entrópica (em vermelho).

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e dez unidades imaginárias, sendo quatro grupos de Junção-Bifurcação (U, FV, FP, S), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 14 equações e 14 incógnitas. A Tabela 5.10 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 46 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,03 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,23 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível, 14,14% é para a produção de calor útil e 85,86% é destinada para produção de potência líquida.



Figura 5.8 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação na potência e no calor)

	Cuandana	Custo unitário		Crondora	Custo unitário
Fluxo		Exergético	Fluxo		Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,23	FP _{2:1}	683,86	2,23
U _{2:3}	740,75	1,96	FP _{2:3}	178,45	2,03
U4:3	674,85	2,13	FP _{4:3}	431,35	2,13
U5:4	4.193,32	2,21	FP _{5:4}	1.248,60	2,21
U _{6:5}	5.081,83	1,61	FP _{6:5}	1.230,34	1,61
U6:7	4.113,07	1,96	FP _{6:7}	3.304,75	2,03
U _{7:8}	4.547,87	1,96	FP _{7:8}	71,59	2,03
U9:8	1.022,56	2,35	FP9:8	22,40	2,35
U9:10	1.221,88	1,96	FP9:10	16,96	2,03
U _{10:1}	1.097,09	1,96	S _{2:1}	120,93	2,28
$FV_{1:2}$	392,14	2,05	S _{2:3}	867,51	2,35
$FV_{2:3}$	110,38	2,05	S _{4:3}	44,13	2,28
$FV_{3:4}$	167,96	2,05	S _{5:4}	2.767,94	2,28
$FV_{5:4}$	269,27	2,21	S _{6:5}	1.794,04	2,28
FV _{6:5}	261,94	1,61	S _{7:6}	137,52	2,28
FV _{7:6}	2.059,61	2,03	S 7:8	2.605,44	2,21
FV _{7:8}	1.476,48	2,05	S 9:8	814,71	2,28
FV _{9:8}	383,80	2,35	S _{9:10}	969,63	2,23
FV _{9:10}	420,50	2,05	S _{10:1}	1236,68	2,41
$FV_{10:1}$	407,16	2,05	$Q_{\rm U}$	507,76	2,23
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	2,03	Q_{C1}	6.501,40	1,00
P_{CB}	1.039,81	2,03	Q _{C2}	1.500,32	1,00
P_{CA}	938,24	2,03			
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,03			

Tabela 5.10 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação na potência e no calor)

<u>Modelo $UFS^{M}S^{T}+$ </u>

A estrutura produtiva do modelo $UFS^{M}S^{T}$ + aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig. 5.9. No diagrama, a exergia é desagregada nas parcelas de energia interna (em azul), trabalho de volume (em amarelo), trabalho de pressão (em verde) e entrópica, sendo esse último desagregado nas parcelas mecânica (em roxo) e térmica (em vermelho).

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e doze unidades imaginárias, sendo 5 grupos de Junção-Bifurcação (U, FV, FP, S^M, S^T), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 15 equações e 15 incógnitas. A Tabela 5.11 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 55 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,03 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,21 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 14,04% é para a produção de calor útil e 85,96% é destinada para produção de potência líquida.

	Grandaza	Custo unitário		Grandaza	Custo unitário
Fluxo		Exergético	Fluxo		Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,22	S ^M _{2:1}	774,35	2,22
U _{2:3}	740,75	1,94	S ^M _{2:3}	17,56	2,19
U4:3	674,85	2,16	S ^M 4:3	771,93	2,16
U5:4	4.193,32	2,18	S ^M 4:5	22,01	2,19
U _{6:5}	5.081,83	1,60	S ^M 5:6	21,06	2,19
U _{6:7}	4.113,07	1,94	S ^M 6:7	1452,17	2,19
U7:8	4.547,87	1,94	S ^M 7:8	8,25	2,19
U9:8	1.022,56	2,31	S ^M 8:9	16,74	2,19
U9:10	1.221,88	1,94	S ^M 9:10	8,49	2,19
U10:1	1.097,09	1,94	$S^{T}_{2:1}$	895,28	2,21
$FV_{1:2}$	392,14	2,05	$S^{T}_{2:3}$	885,07	2,33
$FV_{2:3}$	110,38	2,05	$S^{T}_{4:3}$	816,05	2,21
$FV_{3:4}$	167,96	2,05	$S^{T}_{5:4}$	2.745,93	2,21
$FV_{5:4}$	269,27	2,18	S ^T _{6:5}	1.806,01	2,21
FV _{6:5}	261,94	1,60	S ^T 6:7	1.346,94	2,03
FV _{7:6}	2.059,61	2,03	$S^{T}_{7:8}$	2.613,88	2,18
FV _{7:8}	1.476,48	2,05	$S^{T}_{9:8}$	797,64	2,21
FV _{9:8}	383,80	2,31	$S^{T}_{9:10}$	978,35	2,21
FV _{9:10}	420,50	2,05	$S^{T}_{10:1}$	1.236,68	2,40
FV _{10:1}	407,16	2,05	P _{Tot}	5.358,20	2,03
FP _{2:1}	683,86	2,22	PCB	1.039,81	2,03
FP _{2:3}	178,45	2,02	PCA	938,24	2,03
FP _{4:3}	431,35	2,16	P _{Liq}	3.380,16	2,03
FP _{5:4}	1.248,60	2,18	$Q_{\rm U}$	507,76	2,21
FP _{6:5}	1.230,34	1,60	Q _{C1}	6.501,40	1,00
FP _{6:7}	3.304,75	2,02	Q _{C2}	1.500,32	1,00
FP _{7:8}	71,59	2,02			
FP _{9:8}	22,40	2,31			
FP _{9:10}	16.96	2.02			

 $Tabela \ 5.11 - Custo unitário \ dos \ fluxos \ produtivos \ dos \ sistema \ de \ cogeração \ com \ turbina \ a \ gás \ regenerativa, intercooler \ e \ queima \ suplementar \ (modelo \ UFS^MS^T+) \ (Alocação \ na \ potência \ e \ no \ calor)$



Figura 5.9 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T+) (Alocação na potência e no

144
5.1.2 Alocação no calor útil

Nesta subseção, é avaliada a aplicação dos mesmos modelos da subseção anterior, mas, desta vez, alocando o custo da exergia extra adicionada ao ciclo somente no produto secundário do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar, ou seja, no calor útil desse sistema.

Os modelos termoeconômicos dizem que os custos dos insumos externos devem ser distribuídos entre os produtos finais da planta. Na seção 5.1.1, o custo da exergia do combustível que entra na câmara de combustão (CC) e o da exergia do combustível que entra na queima suplementar (QS) são distribuídos proporcionalmente entre a potência e o calor. Nesta seção, o que muda é a forma como os custos desses insumos são distribuídos. O custo da exergia do combustível que entra na câmara de combustão é distribuído proporcionalmente entre a potência e o calor, enquanto o custo da exergia que entra na queima suplementar é alocado totalmente no custo do calor útil. Assim, há a repartição dos custos dos recursos externos entre os produtos finais do sistema, sem ir contra o que as metodologias propõem.

<u>Modelo E</u>

A estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig.5.10. O diagrama apresenta o fluxo de exergia total.



Figura 5.10 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação no calor)

O intercooler é um equipamento dissipativo e o modelo "E" não consegue isolálo termodinamicamente. Assim, o compressor é analisado como um todo, ou seja, com as seções de alta e de baixa junto com o intercooler, sendo denominado na estrutura produtiva como "CIC".

Na Figura 5.10, é possível notar duas junções. A primeira, nomeada com o sobrescrito "1", recebe toda exergia produzida até antes da queima suplementar, ou seja, a exergia produzida no compressor de ar (CA), a exergia produzida na câmara de combustão (CC) e a exergia recebida pelo fluido frio no regenerador (R) e, com auxílio de uma bifurcação (B^{1}_{E}), distribui essa exergia para todo o sistema. A segunda junção, nomeada com sobrescrito "2", recebe a exergia adicionada na queima suplementar (QS) e a exergia da bifurcação " B^{1}_{E} " necessária para completar o insumo da caldeira recuperativa (CR) e as repassa para a caldeira recuperativa. Dessa maneira, fica garantido que o custo da exergia extra seja totalmente alocado no calor útil e que os custos dos resíduos físicos sejam alocados implicitamente na potência e no calor.

Essa estrutura produtiva apresenta seis unidades reais (CIC, QS, CC, TG, R, CR) e quatro unidades imaginárias, sendo um grupo de Junção-Bifurcação (E^1), a junção de exergia (E^2) e a bifurcação da potência (P).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 9 equações e 9 incógnitas. A Tabela 5.12 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 14 fluxos produtivos.

Fluxo	Grandeza	Custo unitário
FIUXO	[kW]	Exergético[kW/kW]
E _{4:1}	1.650,92	2,23
E _{5:4}	2.943,26	2,15
E6:5	4.780,07	1,36
E _{6:7}	5.495,72	1,81
E7:8	3.490,50	1,81
E9:8	569,26	2,64
E _{9:10}	689,71	2,49
E _{8:10}	120,45	1,81
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	1,86
Pc	1.978,05	1,86
P_{Liq}	3.380,16	1,86
\mathbf{Q}_{U}	507,76	3,38
Q_{C1}	6.501,40	1,00
Q _{C2}	1.500,32	1,00

Tabela 5.12 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E) (Alocação no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 1,86 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 3,38 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 21,48% é para a produção de calor útil e 78,52% é destinada para produção de potência líquida.

<u>Modelo $E^M E^T$ </u>

A estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig.5.11. O diagrama apresenta o fluxo de exergia desagregada nas parcelas térmica (em roxo) e mecânica (em cinza). Tal como o modelo "E", este modelo não consegue isolar termodinamicamente o intercooler que será analisado em conjunto com o compressor de alta e o compressor de baixa (CIC).

Da mesma forma que o modelo E, existem duas junções que distribuem de maneira adequada a parcela térmica da exergia pelo sistema. A parcela mecânica da exergia não é produto da queima suplementar (QS), então não há a necessidade de diferenciá-la com junções ou bifurcações como ocorre com a parcela térmica.



Figura 5.11 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E^ME^T) (Alocação no calor)

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas unidades reais (CIC, QS, CC, TG, R, CR) do modelo "E" e cinco unidades imaginárias, sendo um grupo de Junção-Bifurcação $(J_T^1-B_T^2)$, a junção de exergia térmica (J_T^2) , a bifurcação da exergia mecânica (B_M) e a bifurcação da potência (P).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 10 equações e 10 incógnitas. A Tabela 5.13 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 21 fluxos produtivos.

	Crondoza	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo	[kW]	Exergético	Fluxo	Grandeza [kW]	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
E ^M _{4:1}	1.528,72	2,23	$E^{T}_{4:1}$	122,20	2,23
$E^{M}_{4:5}$	22,01	2,23	$E^{T}_{4:5}$	2.965,27	1,99
$E^{M}_{5:6}$	21,06	2,23	$E^{T}_{6:5}$	4.768,10	1,37
E ^M 6:7	1452,17	2,23	$E^{T}_{6:7}$	4.011,27	1,68
E^{M} 7:8	8,25	2,23	$E^{T}_{7:8}$	3.482,06	1,68
$E^{M}_{8:9}$	16,74	2,23	$E^{T}_{9:8}$	586,32	2,62
E ^M 9:10	8,49	2,23	$E^{T}_{9:10}$	680,98	2,49
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	1,86	$E^{T}_{8:10}$	94,66	1,68
P _C	1.978,05	1,86	\mathbf{Q}_{U}	507,76	3,38
$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	1,86	Q_{C1}	6.501,40	1,00
			Q_{C2}	1.500,32	1,00

Tabela 5.13 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo E^ME^T) (Alocação no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 1,86 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 3,38 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 21,44% é para a produção de calor útil e 78,56% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo H&S

A Fig. 5.12 mostra a estrutura produtiva do modelo H&S aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. O diagrama apresenta o fluxo de exergia desagregada nas parcelas entálpica (em amarelo) e entrópica (em vermelho).

Esse modelo e os que se seguem são capazes de isolar termodinamicamente o intercooler, não sendo necessário agrupar as seções do compressor com o mesmo. Outro

ponto é que esse modelo e os seguintes conseguem explicitar os resíduos físicos (perdas) por meio da unidade imaginária ambiente.

Por conseguir explicitar o resíduo, é necessária uma pequena modificação na ideia apresentada nos modelos "E" e $E^M E^T$. O fluxo que sai da primeira junção de entalpia "J_H¹" e segue para a segunda "J_H²" não corresponde mais ao fluxo necessário para completar o insumo da caldeira, mas sim, a capacidade do fluxo de produzir trabalho antes que ele entre na queima suplementar (QS). Por exemplo, para o estudo de caso com o modelo H&S, a capacidade da parcela entálpica de produzir trabalho antes de entrar na queima suplementar (ponto "8" da estrutura física) corresponde à variação de entalpia entre o estado descrito pelo ponto "8" e o estado de morto restrito (ponto "1"), ou seja, "H_{8:1}".

Não é possível aplicar essa ideia nos modelos "E" e E^ME^T porque, dessa forma, o custo dos resíduos físicos é alocado totalmente no calor útil, ao invés de ser distribuído entre a potência e o calor.

Essa estrutura produtiva apresenta oito unidades reais (CB, CA, IC, QS, CC, TG, R, CR) e oito unidades imaginárias, sendo três grupos de Junção-Bifurcação (H¹, H², S), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 13 equações e 13 incógnitas. A Tabela 5.14 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 28 fluxos produtivos.



Figura 5.12 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação no calor)

	Crandara	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo	[kW]	[kW] Exergético Fluxo [kW] [kW/kW]		[kW]	Exergético [kW/kW]
H _{2:1}	1.039,81	2,27	S _{2:1}	120,93	2,36
H _{2:3}	1.029,58	1,94	S _{2:3}	867,51	2,30
H4:3	938,24	2,11	S 4:3	44,13	2,36
H _{5:4}	5.711,19	2,21	$S_{5:4}$	2.767,94	2,36
H _{6:5}	6.574,11	1,63	S _{6:5}	1.794,04	2,36
H _{6:7}	5.358,20	1,94	S7:6	137,52	2,36
H _{7:8}	6.095,94	1,94	S _{7:8}	2.605,44	2,21
H9:8	1.383,97	2,47	S 9:8	814,71	2,36
H9:10	1.659,34	2,17	S9:10	969,63	2,44
H _{10:1}	1.504,26	2,17	S _{10:1}	1.236,68	2,64
H _{8:1}	1.779,63	1,94	P_{Tot}	5.358,20	2,00
\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,44	P_{CB}	1.039,81	2,00
Q_{C1}	6.501,40	1,00	P _{CA}	938,24	2,00
Q _{C2}	1.500,32	1,00	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,00

Tabela 5.14 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S) (Alocação no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,00 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,45 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,48% é para a produção de calor útil e 84,52% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo H&S^MS^T

A Fig. 5.13 mostra a estrutura produtiva do modelo H&S^MS^T aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. A parcela entrópica é desagregada nas partes térmica (em vermelho) e mecânica (em roxo) que, juntamente com a entalpia (em amarelo), formam a exergia física.

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e dez unidades imaginárias, sendo quatro grupos de Junção-Bifurcação (H¹, H², S^M, S^T), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 14 equações e 14 incógnitas. A Tabela 5.15 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e o dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 37 fluxos produtivos.



Figura 5.13 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S^MS^T) (Alocação no calor)

	Crandaza	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo	[kW]	Exergético	Fluxo	[kW]	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
$H_{2:1}$	1.039,81	2,26	$S_{2:1}^{T}$	895,28	2,25
$H_{2:3}$	1.029,58	1,91	$S^{T}_{2:3}$	885,07	2,27
H4:3	938,24	2,17	$S^{T}_{4:3}$	816,05	2,25
H _{5:4}	5.711,19	2,15	$S^{T}_{5:4}$	2.745,93	2,25
H _{6:5}	6.574,11	1,61	$S^{T}_{6:5}$	1.806,01	2,25
H _{6:7}	5.358,20	1,91	$S^{T}_{6:7}$	1.346,94	2,01
H _{7:8}	6.095,94	1,91	$S^{T}_{7:8}$	2.613,88	2,15
H9:8	1.383,97	2,41	$S^{T}_{9:8}$	797,64	2,25
H9:10	1.659,34	2,13	$S^{T}_{9:10}$	978,35	2,39
H _{10:1}	1.504,26	2,13	$S^{T}_{10:1}$	1.236,68	2,59
H _{8:1}	1.779,63	1,91	$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	5.358,20	2,01
S ^M _{2:1}	774,35	2,26	P _{CB}	1.039,81	2,01
S ^M _{2:3}	17,56	2,22	P _{CA}	938,24	2,01
S ^M 4:3	771,93	2,17	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,01
S ^M 4:5	22,01	2,22	\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,39
S ^M 5:6	21,06	2,22	Q_{C1}	6.501,40	1,00
S ^M 6:7	1452,17	2,22	Q _{C2}	1.500,32	1,00
S ^M _{7:8}	8,25	2,22			
S ^M 8:9	16,74	2,22			
S ^M 9:10	8,49	2,22			

Tabela 5.15 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo H&S^MS^T) (Alocação no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,01 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,39 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,16% é para a produção de calor útil e 84,84% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo UFS

A Fig. 5.14 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. A entalpia é desagregada nas parcelas de energia interna (em azul) e trabalho de fluxo (em amarelo) que, juntamente com a entropia (em vermelho), formam a exergia física.

Nesse modelo, a queima suplementar (QS) tem dois produtos utilizados pela caldeira recuperativa para produção de calor útil. Da mesma forma que o modelo H&S, os fluxos produzidos pela queima suplementar (energia interna e trabalho de fluxo) não

devem se juntar com o restante do sistema e, por isso, faz-se necessário outros grupos de junções e bifurcações que recebem esses fluxos remanescentes na entrada da queima suplementar (ponto "8") e se juntam com os fluxos produzidos pela própria queima suplementar. Após fazer a junção desses fluxos, eles são distribuídos entre a caldeira recuperativa (CR), como insumo, e o ambiente "A", como resíduos físicos.

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e doze unidades imaginárias, sendo cinco grupos de Junção-Bifurcação (U^1, F^1, U^2, F^2, S) , a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 15 equações e 15 incógnitas. A Tabela 5.16 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 39 fluxos produtivos.

		Custo unitário			Custo unitário
Fluxo	Grandeza	Exergético	Fluxo	Grandeza	Exergético
Пило	[kW]	[kW/kW]		[kW]	[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,27	S _{2:1}	120,93	2,36
U _{2:3}	740,75	1,93	S _{2:3}	867,51	2,30
U4:3	674,85	2,11	S _{4:3}	44,13	2,36
U _{5:4}	4.193,32	2,21	S _{5:4}	2.767,94	2,36
U _{6:5}	5.081,83	1,63	S _{6:5}	1.794,04	2,36
U _{6:7}	4.113,07	1,93	S _{7:6}	137,52	2,36
U _{7:8}	4.547,87	1,93	S7:8	2.605,44	2,21
U9:8	1.022,56	2,47	S _{9:8}	814,71	2,36
U9:10	1.221,88	2,18	S _{9:10}	969,63	2,44
U _{10:1}	1.097,09	2,18	S _{10:1}	1.236,68	2,64
U8:1	1296,41	1,93	P _{Tot}	5.358,20	2,00
$F_{2:1}$	291,72	2,27	P _{CB}	1.039,81	2,00
F _{2:3}	288,83	1,96	P _{CA}	938,24	2,00
F4:3	263,39	2,11	P _{Liq}	3.380,16	2,00
F _{5:4}	1.517,87	2,21	$Q_{\rm U}$	507,76	2,44
F _{6:5}	1.492,28	1,63	Q_{C1}	6.501,40	1,00
F6:7	1.245,14	1,96	Q _{C2}	1.500,32	1,00
F _{7:8}	1.548,07	1,96			
F _{9:8}	361,40	2,47			
F9:10	437,46	2,18			
F _{10:1}	407,16	2,18			
$F_{8:1}$	483,22	1,96			

Tabela 5.16 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação no calor)



Figura 5.14 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS) (Alocação no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,00 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,44 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,49% é para a produção de calor útil e 84,51% é destinada para produção de potência líquida.

<u>Modelo UFS^MS^T</u>

A Fig. 5.15 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS^MS^T aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. O diagrama apresenta o fluxo de exergia desagregada nas parcelas de energia interna (em azul), trabalho de fluxo (em amarelo) e entrópica, sendo essa última desagregada nas parcelas térmica (em vermelho) e mecânica (em roxo).

Os mesmos cuidados do modelo UFS devem ser tomados para que os produtos da queima suplementar não se juntem com o restante do sistema.

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e quatorze unidades imaginárias, sendo seis grupos de Junção-Bifurcação $(U^1, F^1, U^2, F^2, S^M, S^T)$, a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 16 equações e 16 incógnitas. A Tabela 5.17 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 48 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,01 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,39 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,17% é para a produção de calor útil e 84,83% é destinada para produção de potência líquida.



Figura 5.15 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T) (Alocação no calor)

	Crondora	Custo unitário		Cuandana	Custo unitário
Fluxo	Grandeza	Exergético	Fluxo	Granueza	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,26	S ^M _{2:1}	774,35	2,26
U _{2:3}	740,75	1,90	S ^M _{2:3}	17,56	2,22
U4:3	674,85	2,17	S ^M _{4:3}	771,93	2,17
U5:4	4.193,32	2,15	S ^M _{4:5}	22,01	2,22
U _{6:5}	5.081,83	1,61	S ^M 5:6	21,06	2,22
U6:7	4.113,07	1,90	S ^M 6:7	1452,17	2,22
U _{7:8}	4.547,87	1,90	S ^M 7:8	8,25	2,22
U9:8	1.022,56	2,41	S ^M 8:9	16,74	2,22
U9:10	1.221,88	2,13	S ^M 9:10	8,49	2,22
U _{10:1}	1.097,09	2,13	$S^{T}_{2:1}$	895,28	2,25
U _{8:1}	1296,41	1,90	$S^{T}_{2:3}$	885,07	2,27
F _{2:1}	291,72	2,26	$S^{T}_{4:3}$	816,05	2,25
F _{2:3}	288,83	1,94	$S^{T}_{5:4}$	2.745,93	2,25
F _{4:3}	263,39	2,17	S ^T 6:5	1.806,01	2,25
F5:4	1.517,87	2,15	S ^T _{6:7}	1.346,94	2,01
F _{6:5}	1.492,28	1,61	S^{T} 7:8	2.613,88	2,15
F6:7	1.245,14	1,94	$S^{T}_{9:8}$	797,64	2,25
F _{7:8}	1.548,07	1,94	$S^{T}_{9:10}$	978,35	2,39
F _{9:8}	361,40	2,41	$S^{T}_{10:1}$	1.236,68	2,59
F _{9:10}	437,46	2,14	P _{Tot}	5.358,20	2,01
$F_{10:1}$	407,16	2,14	P _{CB}	1.039,81	2,01
F _{8:1}	483,22	1,94	P _{CA}	938,24	2,01
Q_{C1}	6.501,40	1,00	P_{Liq}	3.380,16	2,01
Q _{C2}	1.500,32	1,00	\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,39

Tabela 5.17 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T) (Alocação no calor)

Modelo UFS+

A estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig. 5.16. No diagrama, a exergia é desagregada nas parcelas de energia interna (em azul), trabalho de volume (em amarelo), trabalho de pressão (em verde) e entrópica (em vermelho).

Os mesmos cuidados do modelo UFS devem ser tomados para que os produtos da queima suplementar não se juntem com o restante do sistema. Entretanto, nesse modelo a queima suplementar tem três produtos (U, FV, FP). É possível notar que não há a necessidade de uma bifurcação para o trabalho de pressão (FP²), uma vez que é característico desse fluxo a ausência de resíduos físicos.

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e quinze unidades imaginárias, sendo seis grupos de Junção-Bifurcação $(U^1, U^2, FV^1, FV^2, FP^1, S)$, a junção do trabalho de fluxo (FP²), a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Nessa análise, o sistema de equações é formado por 17 equações e 17 incógnitas. A Tabela 5.18 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 49 fluxos produtivos.

	Carrier	Custo unitário		Carrier	Custo unitário
Fluxo	Grandeza	Exergético	Fluxo	Grandeza	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,19	FP _{2:1}	683,86	2,19
U _{2:3}	740,75	1,92	FP _{2:3}	178,45	1,99
U4:3	674,85	2,09	FP _{4:3}	431,35	2,09
U5:4	4.193,32	2,20	FP5:4	1.248,60	2,20
U _{6:5}	5.081,83	1,63	FP _{6:5}	1.230,34	1,63
U6:7	4.113,07	1,92	FP6:7	3.304,75	1,99
U7:8	4.547,87	1,92	FP _{7:8}	71,59	1,99
U9:8	1.022,56	2,39	FP _{9:8}	22,40	2,39
U9:10	1.221,88	2,13	FP9:10	16,96	7,78
U10:1	1.097,09	2,13	FP _{8:1}	39,36	1,99
U _{8:1}	1296,41	1,92	S _{2:1}	120,93	2,35
$FV_{1:2}$	392,14	1,98	S _{2:3}	867,51	2,30
$FV_{2:3}$	110,38	1,98	S _{4:3}	44,13	2,35
$FV_{3:4}$	167,96	1,98	S _{5:4}	2.767,94	2,35
FV _{5:4}	269,27	2,20	S _{6:5}	1.794,04	2,35
FV _{6:5}	261,94	1,63	S _{7:6}	137,52	2,35
FV _{7:6}	2.059,61	2,00	S7:8	2.605,44	2,20
FV _{7:8}	1.476,48	1,98	S9:8	814,71	2,35
FV _{9:8}	383,80	2,39	S 9:10	969,63	2,47
FV _{9:10}	420,50	2,17	S _{10:1}	1.236,68	2,60
$FV_{10:1}$	407,16	2,17	P_{Tot}	5.358,20	2,00
$FV_{8:1}$	443,86	1,98	P _{CB}	1.039,81	2,00
\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,47	P _{CA}	938,24	2,00
Q_{C1}	6.501,40	1,00	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,00
Q _{C2}	1.500,32	1,00			

Tabela 5.18 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação no calor)



Figura 5.16 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+) (Alocação no calor)

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,00 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,47 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,66% é para a produção de calor útil e 84,34% é destinada para produção de potência líquida.

Modelo UFS^MS^T+

A estrutura produtiva do modelo UFS^MS^T+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar é mostrada na Fig. 5.17. No diagrama, a exergia é desagregada nas parcelas de energia interna (em azul), trabalho de volume (em amarelo), trabalho de pressão (em verde) e entrópica, sendo essa última desagregada nas parcelas mecânica (em roxo) e térmica (em vermelho).

Essa estrutura produtiva apresenta as mesmas oito unidades reais do modelo H&S e dezessete unidades imaginárias, sendo sete grupos de Junção-Bifurcação $(U^1, U^2, FV^1, FV^2, FP^1, S^M, S^T)$, a junção do trabalho de fluxo (FP^2) , a bifurcação da potência (P) e o ambiente (A).

Na análise, o sistema de equações é formado por 18 equações e 18 incógnitas. A Tabela 5.19 apresenta o custo unitário exergético de cada fluxo produtivo e dos produtos finais do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Na análise estão envolvidos 58 fluxos produtivos.

Os custos exergéticos para obtenção dos produtos finais da planta são de 2,00 kW de exergia de combustível para cada kW de potência líquida e 2,43 kW de exergia de combustível para cada kW de calor útil. Da exergia injetada no sistema por meio do combustível (custo do insumo externo do sistema), 15,41% é para a produção de calor útil e 84,59% é destinada para produção de potência líquida.



Figura 5.17 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T+) (Alocação no calor)

	Crandaza	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo	[kW]	Exergético [kW/kW]	Fluxo	[kW]	Exergético [kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,21	S ^M _{2:1}	774,35	2,21
U _{2:3}	740,75	1,90	S ^M _{2:3}	17,56	2,18
U4:3	674,85	2,16	S ^M _{4:3}	771,93	2,16
U5:4	4.193,32	2,16	S ^M 4:5	22,01	2,18
U _{6:5}	5.081,83	1,61	S ^M 5:6	21,06	2,18
U6:7	4.113,07	1,90	S ^M _{6:7}	1452,17	2,18
U _{7:8}	4.547,87	1,90	S ^M 7:8	8,25	2,18
U9:8	1.022,56	2,33	S ^M 8:9	16,74	2,18
U9:10	1.221,88	2,09	S ^M 9:10	8,49	2,18
$U_{10:1}$	1.097,09	2,09	$S^{T}_{2:1}$	895,28	2,25
U _{8:1}	1296,41	1,90	$S^{T}_{2:3}$	885,07	2,28
$FV_{1:2}$	392,14	1,98	$S^{T}_{4:3}$	816,05	2,25
$FV_{2:3}$	110,38	1,98	$S^{T}_{5:4}$	2.745,93	2,25
$FV_{3:4}$	167,96	1,98	$S^{T}_{6:5}$	1.806,01	2,25
FV _{5:4}	269,27	2,16	$S^{T}_{6:7}$	1.346,94	2,00
FV _{6:5}	261,94	1,61	$S^{T}_{7:8}$	2.613,88	2,16
FV _{7:6}	2.059,61	2,00	$S^{T}_{9:8}$	797,64	2,25
FV _{7:8}	1.476,48	1,98	$S^{T}_{9:10}$	978,35	2,43
FV _{9:8}	383,80	2,33	$S^{T}_{10:1}$	1.236,68	2,56
FV _{9:10}	420,50	2,14	P_{Tot}	5.358,20	2,00
$FV_{10:1}$	407,16	2,14	P _{CB}	1.039,81	2,00
$FV_{8:1}$	443,86	1,98	P _{CA}	938,24	2,00
FP _{2:1}	683,86	2,21	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,00
FP _{2:3}	178,45	1,98	\mathbf{Q}_{U}	507,76	2,43
FP _{4:3}	431,35	2,16	Q_{C1}	6.501,40	1,00
FP5:4	1.248,60	2,16	Q _{C2}	1.500,32	1,00
FP _{6:5}	1.230,34	1,61			
FP _{6:7}	3.304,75	1,98			
FP _{7:8}	71,59	1,98			
FP _{9:8}	22,40	2,33			
FP _{9:10}	16,96	7,68			
FP _{8:1}	39,36	1,98			

Tabela 5.19 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS^MS^T+) (Alocação no calor)

5.2 Tratamento dos resíduos químicos em Termoeconomia

Esta seção destina-se a avaliar a alocação dos custos dos resíduos químicos em sistemas de cogeração com turbina a gás. O resíduo químico é definido como exergia química produzida no sistema e que não é aproveitada sendo, assim, descartada para o ambiente. Existe um custo associado à produção dessa exergia e, tal como em qualquer outro fluxo, esse custo deve ser alocado nas análises termoeconômicas.

No capítulo 3 são mostradas três configurações para fazer a alocação dos custos dos resíduos químicos nas análises termoeconômicas. A primeira delas é não representar a exergia química no diagrama e, assim, o custo dos resíduos químicos é alocado implicitamente nos custos dos produtos dos queimadores. A segunda e a terceira configurações são feitas representando a exergia química no diagrama, alocando explicitamente o custo dos resíduos químicos. Alguns trabalhos publicados fazem essa alocação representando um fluxo de exergia química indo do queimador para a unidade fictícia "ambiente" e retornando o mesmo fluxo da unidade "ambiente" para o queimador, sendo essa representação a segunda forma estudada. Entretanto, é mostrado no capítulo 3 que essa forma de representar no diagrama traz uma inconsistência no balanço de exergia. A terceira configuração para fazer a alocação do custo dos resíduos químicos foi uma ideia que surgiu recentemente e que foi defendida por Lourenço (2016), em sua tese de doutorado. Ela consiste em fazer um fluxo de exergia química ir para a unidade fictícia "ambiente" e não retornar para o queimador.

Os modelos termoeconômicos "E" e E^ME^T não possibilitam a alocação explícita dos resíduos por não apresentarem uma subunidade (como a unidade fictícia "ambiente", por exemplo) que permita representar os resíduos no diagrama. Portanto, esses modelos não fazem parte deste estudo.

Os sistemas avaliados são o ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa, apresentado na seção 4.2, e o ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar, apresentado na seção 5.1. Esses sistemas têm em comum o modelo termodinâmico de combustão completa, onde gases são formados durante a combustão nos queimadores. As substâncias contidas nos gases de combustão possuem frações molares diferentes das frações encontradas no ar e, pelas definições encontradas na literatura, os gases de combustão têm a capacidade de produzir trabalho. A capacidade de produzir trabalho devido às diferenças das frações molares entre as substâncias contidas nos gases e as substâncias contidas no ar atmosférico pode ser mensurada por meio das equações apresentadas no Apêndice II.

A primeira configuração para alocação do custo dos resíduos químicos consiste em não representar a exergia química no diagrama. Sendo assim, os resultados dos dois sistemas estudados para essa primeira configuração são os mesmos apresentados nas respectivas seções de cada sistema (seções 4.2 e 5.1).

Outro ponto em questão é que as estruturas produtivas dos modelos estudados nas seções 4.2 e 5.1 não se diferem das apresentadas nesta seção. Simplesmente são

adicionados os fluxos de exergia química em cada diagrama de cada modelo. Assim, não são apresentadas todas as estruturas produtivas novamente, mas apenas "uma" para demonstrar como é tratada a exergia química no sistema. Assim, nas análises de alocação dos resíduos químicos, apenas é mostrada a estrutura produtiva do modelo UFS+. Para os outros modelos, basta inserir os fluxos de exergia química da mesma forma como ocorre no modelo UFS+.

O custo monetário não é estudado nas análises.

5.2.1 Alocação do custo dos resíduos químicos: sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa

Os modelos termoeconômicos são novamente aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa apresentado na Fig. 4.4. Os parâmetros físicos de temperatura e pressão são os mesmos apresentados na seção 4.2. A Tabela 5.20 mostra a composição dos gases de exaustão que deixam o queimador (câmara de combustão) e a composição do ar atmosférico.

Flomonto	Composição (%)			
Elemento —	Ar	Gases		
CO ₂	0,03	2,87		
H_2O	1,90	7,52		
N_2	77,48	75,28		
O_2	20,59	14,33		
Massa Molecular (kg/kmol)	28,65	28,29		

Tabela 5.20 – Parâmetros químicos dos fluxos de trabalho do ciclo de cogeração com turbina a gás regenerativa.

A primeira configuração estudada consiste em não representar os resíduos químicos no diagrama. Essa configuração já foi estudada para outros fins no capítulo 4 e, portanto, os resultados para tal configuração são os mesmos encontrados na seção 4.2 para o modelo UFS+ e os encontrados por Faria (2014) nesse sistema para os demais modelos.

Segunda configuração

Essa segunda forma de representar a exergia química na estrutura produtiva é apresentada no capítulo 3 como a maneira incorreta de tratar os resíduos químicos porque traz inconsistência no balanço de exergia. Durante algum tempo, essa configuração foi aplicada por alguns autores em seus trabalhos.

A Fig. 5.18 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Na figura, o fluxo de exergia química (em cinza) é produzido na câmara de combustão (CC), não é utilizado por nenhum equipamento e sai integralmente do sistema para o ambiente (A) por meio dos gases de exaustão. O custo dessa exergia química precisa ser alocado e, assim, um fluxo retorna da unidade ambiente para a câmara de combustão.



Figura 5.18 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Segunda configuração.

O fluxo " $E^{CH}_{7:1}$ ", que sai da unidade ambiente (A) e retorna para a câmara de combustão (CC), é utilizado para simbolizar que o custo dos resíduos é alocado no queimador. Entretanto, as estruturas produtivas representam fluxos de exergia e, assim, um fluxo de custo não poderia ser representado nelas.

As unidades reais e imaginárias são as mesmas apresentadas na seção 4.2 para o modelo UFS+. A adição de dois fluxos ($E^{CH}_{4:3}$ e $E^{CH}_{7:1}$) aumenta a quantidade de fluxos envolvidos na análise para 34. A quantidade de equações e incógnitas não aumenta pela inserção desses fluxos, permanecendo em 11 equações e 11 incógnitas. A Tabela 5.21 apresenta o custo exergético unitário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais, com a inclusão da exergia química na estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.

	Cuandana	Custo unitário		Cuandana	Custo unitário
Fluxo	[kW]	Exergético	Fluxo	[kW]	Exergético
		[kW/kW]		[11 , , ,]	[kW/kW]
U _{2:1}	21.204,71	2,05	FP _{2:1}	15.003,81	2,05
U _{3:2}	22.731,45	2,01	FP _{3:2}	7.870,10	2,01
U4:3	62.316,79	1,67	FP4:3	15.192,88	1,67
U4:5	44.897,40	1,82	FP _{4:5}	35.800,63	1,89
U _{5:6}	23.940,89	1,82	FP _{5:6}	1.218,60	1,89
U6:7	28.331,63	1,82	FP6:7	1.047,56	1,89
U _{7:1}	9.083,02	1,82	S _{2:1}	2.360,58	2,09
$FV_{1:2}$	6.516,01	1,90	S _{3:2}	13.200,39	2,09
FV _{3:2}	1.228,82	2,01	S 4:3	23.403,36	2,09
FV _{4:3}	2.235,57	1,67	$S_{5:4}$	2.566,17	2,09
$FV_{5:4}$	21.004,89	1,92	S _{5:6}	10.948,58	2,01
FV _{5:6}	6.671,01	1,90	S _{6:7}	20.196,80	2,11
FV _{6:7}	8.289,00	1,90	S _{7:1}	10.385,12	2,14
FV _{7:1}	2.993,27	1,90	E ^{CH} 4:3	40,41	1,67
\mathbf{P}_{Tot}	59.692,50	1,92	$E^{CH}_{7:1}$	40,41	2,14
P_c	29.692,50	1,92	\mathbf{Q}_{u}	12.727,40	2,11
Pliq	30.000,00	1,92	Qc	84.380,69	1,00

Tabela 5.21 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Segunda configuração.

A Tabela 5.22 mostra os custos unitários da potência e do calor de cada modelo aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa para segunda configuração.

	Custo exergético unitário		Complexidade do modelo	
Modelo	Potência [kW/kW] <i>kpmax=2,81</i>	Calor útil [kW/kW] <i>kumax=4,13</i>	Nº de incógnitas e equações	Nº de fluxos produtivos
H&S	1,92	2,10	9	21
$H\&S^MS^T$	1,93	2,08	10	27
UFS	1,92	2,10	10	28
$\mathbf{U}\mathbf{F}\mathbf{S}^{\mathbf{M}}\mathbf{S}^{\mathrm{T}}$	1,93	2,08	11	34
UFS+	1,92	2,11	11	34
$UFS^{M}S^{T}+$	1,92	2,10	12	40

Tabela 5.22 – Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Segunda configuração.

Terceira configuração

A terceira forma de representar a exergia química na estrutura produtiva é apresentada no capítulo 3 como a maneira criada para evitar a inconsistência no balanço de exergia causada pela segunda configuração.

A Fig. 5.19 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Na figura, o fluxo de exergia química (em cinza) é produzido na câmara de combustão (CC), não é utilizado por nenhum equipamento e sai integralmente do sistema para o ambiente (A) por meio dos gases de exaustão. Diferentemente da segunda configuração, não existe um fluxo que retorna do ambiente para o queimador e o balanço de exergia é satisfeito na câmara de combustão.



Figura 5.19 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Terceira configuração.

Nessa configuração, o custo dos resíduos químicos é distribuído entre os equipamentos que aumentam a entropia do sistema proporcionalmente ao aumento de entropia causado por eles.

As unidades reais e imaginárias são as mesmas apresentadas na seção 4.2 para o modelo UFS+. A adição de um fluxo $(E^{CH}_{4:3})$ aumenta a quantidade de fluxos envolvidos na análise para 33. A quantidade de equações e incógnitas não aumenta pela inserção desse fluxo, permanecendo em 11 equações e 11 incógnitas. A Tabela 5.23 apresenta o custo exergético unitário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais com a inclusão da exergia química na estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.

	Crandara	Custo unitário		Crandaza	Custo unitário
Fluxo	[kW]	Exergético	Fluxo	[kW]	Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	21.204,71	2,05	FP _{2:1}	15.003,81	2,05
U _{3:2}	22.731,45	2,02	FP _{3:2}	7.870,10	2,02
U4:3	62.316,79	1,67	FP _{4:3}	15.192,88	1,67
U4:5	44.897,40	1,82	FP _{4:5}	35.800,63	1,89
U _{5:6}	23.940,89	1,82	FP _{5:6}	1.218,60	1,89
U6:7	28.331,63	1,82	FP _{6:7}	1.047,56	1,89
U _{7:1}	9.083,02	1,82	$S_{2:1}$	2.360,58	2,09
$FV_{1:2}$	6.516,01	1,90	S _{3:2}	13.200,39	2,09
FV _{3:2}	1.228,82	2,02	S 4:3	23.403,36	2,09
$FV_{4:3}$	2.235,57	1,67	$S_{5:4}$	2.566,17	2,09
$FV_{5:4}$	21.004,89	1,92	S _{5:6}	10.948,58	2,02
FV _{5:6}	6.671,01	1,90	S _{6:7}	20.196,80	2,11
FV _{6:7}	8.289,00	1,90	$S_{7:1}$	10.385,12	2,14
FV _{7:1}	2.993,27	1,90	E ^{CH} 4:3	40,41	1,67
$\mathbf{P}_{\mathrm{Tot}}$	59.692,50	1,92	E ^{CH} 7:1	40,41	2,14
P_c	29.692,50	1,92	Q_u	12.727,40	2,11
Pliq	30.000,00	1,92	Qc	84.380,69	1,00

Tabela 5.23 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa (modelo UFS+). Terceira configuração.

A Tabela 5.24 mostra os custos unitários da potência e do calor de cada modelo aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa para terceira configuração.

	Custo exergético unitário		Complexidade do modelo	
Modelo	Potência [kW/kW] <i>kpmax=2,81</i>	Calor útil [kW/kW] <i>kumax=4,13</i>	Nº de incógnitas e equações	Nº de fluxos produtivos
H&S	1,92	2,10	9	20
$H\&S^{M}S^{T}$	1,93	2,08	10	26
UFS	1,92	2,10	10	27
$\mathbf{U}\mathbf{F}\mathbf{S}^{\mathbf{M}}\mathbf{S}^{\mathrm{T}}$	1,93	2,08	11	33
UFS+	1,92	2,11	11	33
$UFS^{M}S^{T}+$	1,92	2,10	12	39

Tabela 5.24 – Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. Terceira configuração.

5.2.2 Alocação do custo dos resíduos químicos: sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar

Os modelos termoeconômicos são novamente aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, com intercooler e queima suplementar apresentado na Fig. 5.1. Os parâmetros físicos de temperatura e pressão são os mesmos apresentados na seção 5.1.

Este estudo de caso apresenta uma particularidade em relação ao da subseção 5.2.1 que é a presença de dois queimadores no sistema, sendo ambos produtores da parcela química da exergia.

A composição dos gases de exaustão que deixam os queimadores (câmara de combustão e queima suplementar) e a composição do ar atmosférico são apresentadas na tabela 5.1.

Na seção 5.1 é apresentada uma discussão sobre qual a melhor forma de alocar o custo da exergia extra: distribuindo entre a potência e o calor útil ou alocando totalmente no calor útil. Para análise da alocação do custo dos resíduos químicos, essa discussão não é retomada e somente é estudada a forma que aloca o custo da exergia extra totalmente no calor útil, pois essa é a forma que esta dissertação julga ser mais racional.

Os resultados da primeira configuração para todos os modelos são apresentados na subseção 5.1.2.

Igualmente à subseção anterior, nessas análises de alocação dos resíduos químicos apenas é mostrada a estrutura produtiva do modelo UFS+. Para os outros modelos, basta inserir os fluxos de exergia química da mesma forma como ocorre no modelo UFS+.

Segunda configuração

A Fig. 5.20 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Nessa figura, o fluxo de exergia química (em cinza) é produzido na câmara de combustão (CC) e na queima suplementar (QS). A exergia química produzida por ambos os queimadores não é utilizada por nenhum equipamento e sai integralmente do sistema para o ambiente (A) por meio dos gases de exaustão.

Na Fig. 5.20, a alocação do custo dos resíduos químicos é feita nos queimadores e esse custo é distribuído proporcionalmente à produção de exergia química na câmara de combustão (CC) e na queima suplementar (QS). O fluxo " $E^{CH}_{5:6}$ " representa o custo alocado na câmara de combustão e o fluxo " $E^{CH}_{8:9}$ " representa o custo alocado na queima suplementar. O fluxo " $E^{CH}_{10:1}$ " representa o resíduo químico que segue para o ambiente e o fluxo " $E^{CH}_{1:10}$ " representa o custo dos resíduos químicos processados pelo ambiente.





As unidades reais e imaginárias são as mesmas apresentadas na seção 5.1 para o modelo UFS+ com a adição de uma junção e de uma bifurcação para a exergia química. A adição de seis fluxos ($E^{CH}_{8:9}$, $E^{CH}_{9:8}$, $E^{CH}_{5:6}$, $E^{CH}_{6:5}$, $E^{CH}_{10:1}$, $E^{CH}_{1:10}$) aumenta a quantidade de fluxos envolvidos na análise para 55. A introdução da exergia química nessa análise proporciona um acréscimo de duas equações e duas incógnitas no sistema de equações devido à adição da junção e da bifurcação da exergia química, totalizando em 19 equações e 19 incógnitas. A Tabela 5.25 apresenta o custo exergético unitário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais com a inclusão da exergia química na estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

	Grandeza - [kW]	Custo unitário	Fluxo	Grandeza [kW]	Custo unitário
Fluxo		Exergético			Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,19	FP _{2:1}	683,86	2,19
U _{2:3}	740,75	1,92	FP _{2:3}	178,45	1,99
U4:3	674,85	2,09	FP _{4:3}	431,35	2,09
U _{5:4}	4.193,32	2,20	FP _{5:4}	1.248,60	2,20
U6:5	5.081,83	1,63	FP _{6:5}	1.230,34	1,63
U6:7	4.113,07	1,92	FP _{6:7}	3.304,75	1,99
U _{7:8}	4.547,87	1,92	FP _{7:8}	71,59	1,99
U _{9:8}	1.022,56	2,39	FP _{9:8}	22,40	2,39
U9:10	1.221,88	2,13	FP _{9:10}	16,96	7,78
U _{10:1}	1.097,09	2,13	FP _{8:1}	39,36	1,99
U _{8:1}	1296,41	1,92	S _{2:1}	120,93	2,35
$FV_{1:2}$	392,14	1,98	S _{2:3}	867,51	2,30
$FV_{2:3}$	110,38	1,98	S 4:3	44,13	2,35
FV _{3:4}	167,96	1,98	S _{5:4}	2.767,94	2,35
FV _{5:4}	269,27	2,20	S _{6:5}	1.794,04	2,35
FV _{6:5}	261,94	1,63	S7:6	137,52	2,35
FV _{7:6}	2.059,61	2,00	S _{7:8}	2.605,44	2,20
FV _{7:8}	1.476,48	1,98	S _{9:8}	797,52	2,35
FV _{9:8}	383,80	2,39	S9:10	952,43	2,47
FV _{9:10}	420,50	2,17	S _{10:1}	1.236,68	2,60
FV _{10:1}	407,16	2,17	P_{Tot}	5.358,20	2,00
FV _{8:1}	443,86	1,98	P _{CB}	1.039,81	2,00
E ^{CH} 5:6	2,09	2,60	Pca	938,24	2,00
E ^{CH} 6:5	2,09	1,63	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,00
E ^{CH} 8:9	0,15	2,60	$Q_{\rm U}$	507,76	2,47
E ^{CH} 9:8	0,15	2,39	Q _{C1}	6.501,40	1,00
E ^{CH} 10:1	2,24	1,68	Q _{C2}	1.500,32	1,00
E ^{CH} 1:10	2,24	2,60			

Tabela 5.25 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Segunda configuração.

A Tabela 5.26 mostra os custos unitários da potência e do calor de cada modelo aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar para segunda configuração.

_	Custo exergético unitário		Complexidade do modelo		
Modelo	Potência	Calor útil	Nº de incógnitas e	N° de fluxos	
	[kW/kW]	[kW/kW]	equações	produtivos	
H&S	2,00	2,44	15	34	
$H\&S^{M}S^{T}$	2,01	2,39	16	43	
UFS	2,00	2,44	17	45	
UFS ^M S ^T	2,01	2,39	18	54	
UFS+	2,00	2,47	19	55	
UFS ^M S ^T +	2,01	2,43	20	64	

Tabela 5.26 – Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

Nesse estudo de caso, o balanço de exergia não é satisfeito na câmara de combustão e nem na queima suplementar.

Terceira configuração

A Fig. 5.21 mostra a estrutura produtiva do modelo UFS+ aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. Nessa figura, o fluxo de exergia química (em cinza) é produzido na câmara de combustão (CC) e na queima suplementar (QS), não é utilizado por nenhum equipamento e sai integralmente do sistema para o ambiente (A) por meio dos gases de exaustão. Diferentemente da segunda configuração, não existem fluxos de custos que retornam do ambiente para os queimadores e o balanço de exergia é satisfeito na câmara de combustão e na queima suplementar.

Nessa configuração, o custo dos resíduos químicos é distribuído entre os equipamentos que aumentam a entropia do sistema proporcionalmente ao aumento de entropia causado por eles.



Figura 5.21 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Terceira configuração.

As unidades reais e imaginárias são as mesmas apresentadas na seção 5.1 para o modelo UFS+ com a adição de uma junção para a exergia química. A adição de três fluxos $(E^{CH}_{9:8}, E^{CH}_{6:5}, E^{CH}_{10:1})$ aumenta a quantidade de fluxos envolvidos na análise para 52. A introdução da exergia química na análise proporciona um acréscimo de uma equação e uma incógnita no sistema de equações devido à adição da junção da exergia química, totalizando em 18 equações e 18 incógnitas. A Tabela 5.27 apresenta o custo exergético unitário de cada fluxo produtivo e dos produtos finais com a inclusão da exergia química na estrutura produtiva do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

	Grandeza [kW]	Custo unitário		Grandeza [kW]	Custo unitário
Fluxo		Exergético	Fluxo		Exergético
		[kW/kW]			[kW/kW]
U _{2:1}	748,09	2,19	FP _{2:1}	683,86	2,19
U _{2:3}	740,75	1,92	FP _{2:3}	178,45	1,99
U _{4:3}	674,85	2,09	FP _{4:3}	431,35	2,09
U5:4	4.193,32	2,20	FP5:4	1.248,60	2,20
U _{6:5}	5.081,83	1,63	FP _{6:5}	1.230,34	1,63
U _{6:7}	4.113,07	1,92	FP _{6:7}	3.304,75	1,99
U7:8	4.547,87	1,92	FP _{7:8}	71,59	1,99
U9:8	1.022,56	2,39	FP _{9:8}	22,40	2,39
U9:10	1.221,88	2,13	FP9:10	16,96	7,78
U10:1	1.097,09	2,13	FP _{8:1}	39,36	1,99
U _{8:1}	1296,41	1,92	S _{2:1}	120,93	2,35
$FV_{1:2}$	392,14	1,98	S _{2:3}	867,51	2,30
FV _{2:3}	110,38	1,98	S _{4:3}	44,13	2,35
$FV_{3:4}$	167,96	1,98	$S_{5:4}$	2.767,94	2,35
$FV_{5:4}$	269,27	2,20	S _{6:5}	1.794,04	2,35
FV _{6:5}	261,94	1,63	S _{7:6}	137,52	2,35
FV _{7:6}	2.059,61	2,00	S _{7:8}	2.605,44	2,20
FV _{7:8}	1.476,48	1,98	S9:8	797,52	2,35
FV _{9:8}	383,80	2,39	S _{9:10}	952,43	2,47
FV _{9:10}	420,50	2,17	S _{10:1}	1.236,68	2,61
FV _{10:1}	407,16	2,17	P _{Tot}	5.358,20	2,00
FV _{8:1}	443,86	1,98	PCB	1.039,81	2,00
E ^{CH} 6:5	2,09	1,63	P _{CA}	938,24	2,00
E ^{CH} 9:8	0,15	2,39	$\mathbf{P}_{\mathrm{Liq}}$	3.380,16	2,00
E ^{CH} 10:1	2,24	1,68	$Q_{\rm U}$	507,76	2,47
Q_{C1}	6.501,40	1,00	Q _{C2}	1.500,32	1,00

Tabela 5.27 – Custo unitário dos fluxos produtivos do sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar (modelo UFS+). Terceira configuração.

A Tabela 5.28 mostra os custos unitários da potência e do calor de cada modelo aplicado ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar para terceira configuração.

Terceira configuração.					
	Custo exerge	ético unitário	Complexidade do modelo		
Modelo	Potência	Calor útil	Calor útil N° de incógnitas e N		
	[kW/kW]	[kW/kW]	equações	produtivos	
H&S	2,00	2,44	14	31	
H&S ^M S ^T	2,01	2,39	15	40	
UFS	2,00	2,44	16	42	
UFS ^M S ^T	2,01	2,39	17	51	
UFS+	2,00	2,47	18	52	
$UFS^{M}S^{T}+$	2,01	2,43	19	61	

Tabela 5.28 – Comparação dos resultados e da complexidade entre os diversos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, os resultados encontrados para os modelos UFS+ e UFS^MS^T+, no capítulo 4, são incorporados aos resultados encontrados por Faria (2014). Faz-se, ainda, uma comparação dos custos exergéticos unitários dos produtos finais (potência e calor útil), de todos os estudos de casos deste trabalho, obtidos por meio da aplicação dos diferentes modelos de desagregação da exergia discutidos, além de apresentar os ganhos de precisão alcançados e as tendências obtidas em função do aumento dos níveis de desagregação da exergia.

Este capítulo ainda apresenta os resultados e comentários sobre os casos estudados no capítulo 5 que trata dos resíduos químicos e da alocação de custos em sistemas que demandam queima suplementar para obtenção de seus produtos.

Devido à grande quantidade de casos estudados, é adotada uma linguagem padrão para apresentar os resultados de cada análise. Essa linguagem padrão (repetitiva) facilita tanto ao leitor, por já ter o conhecimento das informações ali presentes sendo apenas necessária a observância dos dados mais importantes de cada caso, quanto ao escritor.

6.1 Estudos de casos: resultados e comentários

Esta seção apresenta os resultados da alocação de custos nos produtos finais dos casos estudados nesta dissertação. Os resultados são apresentados em tabelas e nos gráficos "reta solução" que é a ferramenta utilizada para comparar as metodologias termoeconômicas. Comentários são feitos em relação aos resultados obtidos. Tais comentários têm caráter predominantemente qualitativo visando buscar características dos sistemas de forma generalizada.

6.1.1 Sistemas de cogeração com turbina a gás simples

A Tabela 6.1 mostra os resultados de várias metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás simples, encontrados por Faria (2014), e os resultados dos modelos UFS+ e UFS^MS^T+. Na tabela também são mostrados os valores de *kpmax e kumax* que determinam os limites de validação dos resultados. Além disso, é expressa a quantidade de equações e incógnitas no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise. A reta solução é mostrada na Fig. 6.1.

	Custo exergético unitário		Complexidade do modelo	
Modelo	Potência [kW/kW] <i>kpmax=6,05</i>	Calor útil [kW/kW] <i>kumax=2,96</i>	Nº de incógnitas e equações	Nº de fluxos produtivos
Е	2,31*	2,70*	6**	9**
$E^M E^T$	2,52*	2,55*	7**	13**
H&S	2,54*	2,54*	8**	15**
$H\&S^MS^T$	2,57*	2,51*	9**	19**
UFS	2,54*	2,54*	9**	20**
UFS ^M S ^T	2,57*	2,51*	10**	24**
UFS+	2,48	2,58	10	24
$UFS^{M}S^{T}+$	2,50	2,57	11	28

Tabela 6.1 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás simples

*Faria (2014).

**De acordo com os critérios de contabilidade utilizados nesta dissertação



Figura 6.1 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás simples.

Os resultados do modelo "E" apresentam-se distantes dos demais, penalizando o custo do calor demasiadamente. Por se encontrar distante dos outros, é suposto que a solução desse modelo esteja longe da solução mais precisa e, provavelmente, isso ocorre porque o mesmo não apresenta uma estrutura detalhada do processo produtivo.

O modelo H&S e o modelo UFS apresentam os mesmos resultados para esse estudo de caso, sendo que o modelo H&S tem maior simplicidade e, portanto, leva vantagem sobre o modelo UFS. Idem para o modelo H&S^MS^T em relação ao modelo UFS^MS^T.

Supondo que o modelo UFS^MS^T+ seja a metodologia que mais se aproxima da solução precisa por fornecer uma estrutura produtiva mais detalhada, os modelos UFS e H&S têm vantagens sobre seus respectivos modelos que desagregam a entropia nas parcelas térmica e mecânica (H&S^MS^T e UFS^MS^T) por apresentarem soluções próximas à do modelo UFS^MS^T+ com menor complexidade. Nesse mesmo aspecto, o modelo E^ME^T se destaca por apresentar o resultado mais próximo ao do modelo UFS^MS^T+ sendo sua análise mais simples que a do modelo H&S.

Desconsiderando os modelos que desagregam a entropia nas parcelas mecânica e térmica, o aumento do nível de desagregação aumenta o custo unitário da potência em detrimento do custo unitário do calor até o modelo UFS. No último nível de desagregação (modelo UFS+), observa-se na Fig. 6.1 a quebra dessa tendência quando ocorre o aumento do custo unitário do calor útil.

Os modelos que desagregam a entropia nas parcelas mecânica e térmica aumentam o custo unitário da potência em detrimento do custo unitário do calor quando comparados com seus respectivos modelos, que utilizam a entropia na forma total.

A maior variação nos resultados entre modelos de desagregação é de 11,36% na potência e de 6,91% no calor, que ocorre entre o modelo exergia total "E" e o modelo UFS^MS^T.

6.1.2 Sistemas de cogeração com turbina a gás regenerativa

A Tabela 6.2 mostra os resultados de várias metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, encontrados por Faria (2014), e os resultados dos modelos UFS+ e UFS^MS^T+. Na tabela também são mostrados os valores de *kpmax e kumax* que determinam os limites de validação dos resultados. Além disso, é expressa a quantidade de equações e incógnitas no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise. A reta solução é mostrada na Fig. 6.2.

Nesse ciclo, a alta potência produzida comparada ao calor útil faz com que uma pequena variação do custo unitário da potência cause uma variação apreciável do custo unitário do calor útil.

A adição de um único equipamento no ciclo aumentou significantemente a complexidade da análise.

Os resultados dos modelos "E" e "E^ME^T" apresentam-se distantes dos demais, penalizando o custo do calor demasiadamente. Por se encontrarem distantes dos outros, é suposto que a solução desses modelos esteja longe da solução precisa pelo mesmo motivo apresentado no caso anterior.

	Custo exergético unitário		Complexidade do modelo	
Modelo	Potência [kW/kW] <i>kpmax=2,81</i>	Calor útil [kW/kW] kumax=4,13	Nº de incógnitas e equações	Nº de fluxos produtivos
Е	1,80*	2,37*	7**	11**
$E^M E^T$	1,83*	2,32*	8**	17**
H&S	1,92*	2,10*	9**	19**
$H\&S^MS^T$	1,93*	2,08*	10**	25**
UFS	1,92*	2,10*	10**	26**
$UFS^{M}S^{T}$	1,93*	2,08*	11**	32**
UFS+	1,92	2,11	11	32
$UFS^{M}S^{T}+$	1,92	2,10	12	38

Tabela 6.2 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa

*Faria (2014).

**De acordo com os critérios de contabilidade utilizados nesta dissertação

O modelo H&S e o modelo UFS apresentam os mesmos resultados para esse estudo de caso, sendo que o modelo H&S tem maior simplicidade e, portanto, leva vantagem sobre o modelo UFS. Idem para o modelo H&S^MS^T em relação ao modelo UFS^MS^T. Com base nos resultados apresentados pelos dois estudos de caso, nota-se que não há vantagens em utilizar o modelo UFS em relação ao modelo H&S em ciclos a gás, pois o maior detalhamento da estrutura produtiva não altera as definições de insumo e produto total de nenhum equipamento e, portanto, não causa influência significativa nos resultados. Entretanto, talvez seja possível notar alguma variação apreciável dos resultados em sistemas de cogeração mais complexos.



Figura 6.2 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.

Desconsiderando os modelos que desagregam a entropia nas parcelas mecânica e térmica, o aumento do nível de desagregação aumenta o custo unitário da potência em detrimento do custo unitário do calor até o modelo UFS. No último nível de desagregação (modelo UFS+), observa-se na Fig. 6.2 um recuo dessa tendência quando ocorre o aumento do custo unitário do calor útil.

Os modelos termoeconômicos convergem para uma região situada entre 1,92 e 1,93 no eixo "y" (potência) e entre 2,08 e 2,11 no eixo "x" (calor útil). Possivelmente a solução precisa está nesses intervalos.

Os modelos que desagregam a entropia nas parcelas mecânica e térmica aumentam o custo unitário da potência em detrimento do custo unitário do calor quando comparados com seus respectivos modelos, que utilizam a entropia na forma total.

Apesar dos modelos UFS+ e UFS^MS^T apresentarem o mesmo número de equações e incógnitas, e o mesmo número de fluxos na análise, é observado na Fig. 6.2 que esses modelos foram os que mais se distanciaram um do outro, considerando somente o grupo que está no intervalo entre 1,92 e 1,93 no eixo "y" e entre 2,08 e 2,11 no eixo "x". Isso ocorre devido à mudança das definições de insumo e produto na turbina, no compressor e no regenerador por parte do modelo UFS^MS^T, e na turbina e no compressor por parte do modelo UFS+.

A maior variação nos resultados entre modelos de desagregação é de 7,01% na potência e de 12,89% no calor, que ocorre entre o modelo exergia total "E" e o modelo UFS^MS^T.

6.1.3 Sistemas de cogeração com turbina a vapor de contrapressão

A Tabela 6.3 mostra os resultados de várias metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão, encontrados por Faria (2014), e o resultado do modelo UFS+. Na tabela também são mostrados os valores de *kpmax e kumax* que determinam os limites de validação dos resultados. Além disso, é expressa a quantidade de equações e incógnitas no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise. A reta solução é mostrada na Fig. 6.3.

Os resultados apresentados por Faria (2014) demonstraram que o ciclo a vapor de contrapressão apresenta baixa sensibilidade à desagregação, como pode ser observado na Tabela 6.3 para os modelos E, H&S e UFS. Porém, o modelo UFS+ revelou um comportamento surpreendente ao apresentar um resultado que foge da tendência observada por Faria.

Para esse estudo de caso, o modelo "E" leva vantagens em relação aos modelos H&S e UFS por alcançar praticamente os mesmos resultados com menor complexidade.
termoeconomicas apricadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão						
_	Custo exerge	ético unitário	Complexidade do modelo			
Modelo	PotênciaCalor útil[kW/kW][kW/kW]		Nº do incógnitos o	N° de fluxos		
	<i>kpmax</i> =5,24	kumax=4,47	equações	produtivos		
Е	4,53*	3,16*	6**	10**		
H&S	4,53*	3,16*	7**	14**		
UFS	4,53*	3,16*	8**	18**		
UFS+	4,35	3,26	9	22		

Tabela 6.3 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão

*Faria (2014).

**De acordo com os critérios de contabilidade utilizados nesta dissertação

A variação do modelo UFS+ para os demais é de 3,89% na redução do custo da potência e de 3,05% no aumento do custo do calor útil. Aplicar o modelo UFS+ para o sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão mostrou-se viável devido aos ganhos expressivos nos resultados proporcionados pelo detalhamento da estrutura produtiva, mesmo num sistema simples.



Figura 6.3 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão.

6.1.4 Sistemas de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração

A Tabela 6.4 mostra os resultados de várias metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração, encontrados por Faria (2014), e o resultado do modelo UFS+. Na tabela também são mostrados os valores de *kpmax e kumax* que determinam os limites de validação dos

resultados. Além disso, é expressa a quantidade de equações e incógnitas no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise. A reta solução é mostrada na Fig. 6.4.

······································						
	Custo exerge	ético unitário	Complexidade do modelo			
Modelo	Potência [kW/kW] <i>kpmax=5,01</i>	Calor útil [kW/kW] <i>kumax=4,33</i>	Nº de incógnitas e equações	Nº de fluxos produtivos		
Е	4,88*	3,11*	9**	18**		
H&S	4,82*	3,23*	11**	25**		
UFS	4,83*	3,22*	12**	32**		
UFS+	4,68	3,54	13	39		

Tabela 6.4 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração

*Faria (2014).

**De acordo com os critérios de contabilidade utilizados nesta dissertação



Figura 6.4 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração.

Nota-se a mesma característica do caso anterior: baixa sensibilidade dos resultados à desagregação da exergia entre os modelos UFS e H&S, porém, dessa vez, com perceptiva variação. O modelo "E" sobrecarregou o custo da potência devido à incapacidade do método de isolar termodinamicamente o condensador. A incapacidade de isolar tal equipamento penaliza a turbina, uma vez que ambos os equipamentos são analisados conjuntamente e, assim, todas as perdas referentes ao condensador são contabilizadas nos produtos da turbina, enquanto os modelos H&S, UFS e UFS+ distribuem essas perdas para todos os equipamentos que aumentam entropia do fluido de trabalho. Mais uma vez, o modelo UFS+ demonstra um comportamento surpreendente por não seguir a tendência apresentada por Faria (2014).

Não é compreensível o motivo que causou a diferença, embora pequena, nos resultados entre os modelos H&S e UFS. Possivelmente, a razão não esteja nas metodologias em si, mas em fatores externos a elas como, por exemplo, dados coletados em tabelas ou possível erro do analista.

Observa-se que o modelo UFS+ apresenta 3,11% de redução no custo unitário da potência e acréscimo de 9,86% no custo unitário do calor útil em relação ao modelo UFS. Quando a comparação é realizada em relação aos resultados do modelo "E", o modelo UFS+ tem redução de 4,10% no custo unitário da potência e acréscimo de 13,83% no custo unitário do calor. Aplicar o modelo UFS+ para o sistema de cogeração com turbina a vapor de condensação com extração mostrou-se viável pelos mesmos motivos descritos no caso anterior.

6.1.5 Sistemas de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de *by-pass*

A Tabela 6.5 mostra os resultados de várias metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*, encontrados por Faria (2014), e o resultado do modelo UFS+. Na tabela também são mostrados os valores de *kpmax* e *kumax* que determinam os limites de validação dos resultados. Além disso, é expressa a quantidade de equações e incógnitas no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise. A reta solução é mostrada na Fig. 6.5.

de <i>by-pass</i>						
	Custo exergé	ético unitário	Complexidad	le do modelo		
Madala	Potência	Calor útil	N° de	NTO de flueres		
IVIOUEIO	[kW/kW]	[kW/kW]	incógnitas e	n de fluxos		
	kpmax=6,04	<i>kumax=4,33</i>	equações	produtivos		
E (Proc-VLV)	4,42*	3,90*	6**	11**		
E (Turb-VLV)	7,87*	3,09*	6**	9**		
H&S (Proc-VLV)	5,14*	3,73*	7**	16**		
H&S (Turb-VLV)	7,87*	3,09*	7**	14**		
UFS	5,85*	3,56*	9**	21**		
UFS+	4,88	3,79	10	26		

Tabela 6.5 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula

*Faria (2014).

**De acordo com os critérios de contabilidade utilizados nesta dissertação



Figura 6.5 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão com válvula de *by-pass*.

Os Modelos "E" e H&S, os quais não conseguem isolar termodinamicamente a válvula, apresentam resultados instáveis, com grandes variações, penalizando demais o calor ou a potência, dependendo de como a válvula é analisada (junto com o turbogerador ou com o processo). Por isso, é difícil uma comparação mais detalhada dos efeitos da desagregação da exergia entre essas metodologias, tendo em vista a influência do equipamento dissipativo nas análises.

Nos modelos "E" e H&S, a válvula analisada junto com a turbina gera resultados que extrapolam o "*kpmax*". Portanto, essas análises tornam-se inválidas por contradizerem os conhecidos benefícios da cogeração.

Nos modelos UFS e UFS+, a válvula tem um consumo elevadíssimo comparado com o produto que ela fornece. Isso eleva demais o custo do seu produto (F_{7:5} ou FV_{7:5}) refletindo nos custos dos produtos de equipamentos que utilizam o trabalho de fluxo (F) ou o trabalho de volume (FV) como insumo.

Comparando somente os modelos que conseguem isolar a válvula, a variação do modelo UFS+ para o modelo UFS é de 16,50% na potência e de 6,42% no calor.

Esse estudo de caso mostra o quanto um equipamento dissipativo pode se tornar um problema para os modelos que não conseguem isolá-lo termodinamicamente. Para um mesmo modelo (H&S ou E), observa-se resultados completamente diferentes dependendo de como a válvula é analisada. Pela Fig. 6.5, nota-se que analisar a válvula junto com o processo resultam em dados mais satisfatórios por aproximarem-se dos dados encontrados pelos modelos que conseguem dar tratamento adequado ao equipamento dissipativo. Assim, uma outra importância desses modelos que conseguem isolar termodinamicamente o equipamento dissipativo é a de auxiliar aqueles modelos que não conseguem fazê-lo.

6.1.6 Sistemas de cogeração em ciclo combinado

A Tabela 6.6 mostra os resultados dos modelos E, H&S, UFS e UFS+ aplicados ao sistema de cogeração em ciclo combinado. Na tabela também são mostrados os valores de *kpmax* e *kumax* que determinam os limites de validação dos resultados. A quantidade de equações e incógnitas no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise também são mostrados na Tabela 6.6 como parâmetro que avalia a complexidade do modelo. A reta solução é mostrada na Fig. 6.6.

termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração em ciclo combinado						
	Custo exergé	ético unitário	Complexidad	Complexidade do modelo		
	Potência	Calor útil	N° de	Nº da fluxac		
wioueio	[kW/kW]	[kW/kW]	incógnitas e	in de fluxos		
	kpmax=3,35	<i>kumax=3,83</i>	equações	produtivos		
Е	2,86	2,78	11	16		
H&S	2,96	2,59	14	26		
UFS	2,96	2,59	16	35		
UFS+	2,90	2,69	18	43		

Tabela 6.6 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração em ciclo combinado



Figura 6.6 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração em ciclo combinado

É possível observar, nas estruturas produtivas dos modelos apresentados, o aumento da complexidade da análise termoeconômica com a desagregação da exergia, mesmo se tratando de um sistema simples com poucos componentes.

A maior variação nos resultados entre os modelos de desagregação é de 3,54% na potência e de 6,75% no calor, que ocorre entre o modelo exergia total "E" e o modelo UFS.

Os resultados dos modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração em ciclo combinado seguem os padrões do sistema de cogeração com turbina a gás simples. Isso pode ser observado comparando a reta solução dos dois sistemas. Assim, pode-se dizer que o sistema de cogeração em ciclo combinado apresenta alta sensibilidade à desagregação.

O modelo UFS+, em todos os estudos de casos, tende a valorizar o custo do calor em detrimento do custo da potência quando comparado aos modelos H&S e UFS.

Novamente, o modelo UFS não leva vantagem expressiva sobre o modelo H&S. Ambos apresentam o mesmo resultado, mas o modelo H&S exige menor complexidade na análise do que o modelo UFS.

Os produtos da motobomba apresentam o maior custo exergético unitário em todos os modelos, pois a motobomba utiliza como um dos seus insumos, o produto final da planta - a eletricidade.

A Fig. 6.7 compara a reta solução do sistema de cogeração com turbina a gás simples, a reta solução do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e a reta solução do sistema de cogeração com ciclo combinado formado pela junção do sistema com turbina a gás simples e do sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão.



Figura 6.7 - Retas soluções dos sistemas de (a) cogeração com turbina a gás simples, (b) cogeração com turbina a vapor e (c) cogeração com ciclo combinado

A Fig. 6.7 mostra como se comportam os resultados ao se desagregar a exergia. No sistema de cogeração com turbina a gás, aumentar o nível de desagregação do modelo "E" para o modelo H&S faz com que o par ordenado que expressa o custo da potência e do calor útil dê um salto de uma extremidade do gráfico à outra, na região delimitada, de modo que a potência tenha seu custo elevado em detrimento do custo do calor útil. Aumentar o nível de desagregação do modelo H&S para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica. Passando do nível de desagregação do modelo UFS para o UFS+ nota-se o recuo na tendência de valorização da potência. Para o sistema de cogeração com turbina a vapor, aumentar o nível de desagregação do modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo UFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo UFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo UFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo uFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo UFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo uFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo UFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo uFS para o modelo UFS para o modelo UFS não causa qualquer variação gráfica, mas desagregação do modelo UFS para o modelo U

O sistema de cogeração em ciclo combinado apresenta o mesmo perfil de resultados do sistema a gás e a grande valorização do custo do calor útil causado pelo modelo UFS+ em relação ao modelo UFS, o que é característico do sistema a vapor.

6.1.7 Sistemas de cogeração com turbina a gás intercooler e queima suplementar

A Tabela 6.7 mostra os resultados de várias metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar, tanto para a alocação do custo da exergia extra na potência e no calor, quanto para a alocação desse custo totalmente no calor. Além disso, é expressa a quantidade de equações e incógnitas presentes no sistema de equações lineares e o número de fluxos produtivos envolvidos na análise. As retas soluções para as duas formas de alocação são mostradas na Fig. 6.8 e na Fig. 6.9.

suprementar, para os dois modos de alocação do custo da exergia extra.							
		Custo exergé	tico unitário	Complexidade do modelo			
	Modelo	Potência	Calor útil	Nº de incógnitas	N° de fluxos		
		[kW/kW]	[kW/kW]	e equações	produtivos		
	E	1,97	2,61	8	13		
la Ior	E ^M E ^T	2,00	2,46	9	20		
a n ca	H&S	2,03	2,22	12	27		
cus extr	H&S ^M S ^T	2,04	2,19	13	36		
do gia e	UFS	2,03	2,22	13	37		
oc. kerg ênc	UFS ^M S ^T	2,04	2,19	14	46		
Al ey	UFS+	2,03	2,23	14	46		
	UFS ^M S ^T +	2,03	2,21	15	55		

Tabela 6.7 – Comparação dos resultados e da complexidade entre as diversas metodologias termoeconômicas aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar, para os dois modos de alocação do custo da exergia extra.

r	E	1,86	3,38	9	14
da :alo	$\mathbf{E}^{\mathbf{M}}\mathbf{E}^{\mathbf{T}}$	1,86	3,38	10	21
sto e lo c	H&S	2,00	2,44	13	28
cus ra 1	H&S ^M S ^T	2,01	2,39	14	37
do ext	UFS	2,00	2,44	15	39
loc. gia	UFS ^M S ^T	2,01	2,39	16	48
A	UFS+	2,00	2,47	17	49
e	UFS ^M S ^T +	2,01	2,43	18	58



Figura 6.8 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar quando o custo da exergia extra é alocado na potência e no calor



Figura 6.9 – Reta solução do custo exergético unitário de diversas metodologias aplicadas ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar quando o custo da exergia extra é alocado totalmente no calor

Normalmente, os resultados apresentados pelos modelos "E" e $E^M E^T$ nos ciclos a gás tendem a apresentar o custo unitário do calor útil elevado e, consequentemente, o custo unitário da potência menor do que os resultados apresentados pelos outros modelos. Isso é decorrente da forma como os resíduos físicos são tratados. Nos modelos "E" e $E^M E^T$, o custo dos resíduos físicos são alocados implicitamente na potência e no calor proporcionalmente ao insumo da turbina e da caldeira recuperativa, respectivamente. Nos demais modelos, o custo desses resíduos é alocado nos equipamentos que aumentam a entropia do fluido de trabalho, sendo que a caldeira recuperativa não é um desses equipamentos. Assim, não se aloca diretamente o custo dos resíduos físicos no calor útil, penalizando mais o custo da potência.

Com a informação supracitada, nota-se nas Figuras 6.8 e 6.9 que alocar o custo da exergia extra no calor útil deslocam ainda mais os resultados dos modelos "E" e $E^M E^T$ para a direita do gráfico no sentido de aumentar o custo do calor útil. Esse deslocamento deveria ser ainda maior porque, da maneira como estão representadas as estruturas produtivas dos modelos "E" e $E^M E^T$ para a alocação somente no calor, observa-se que o custo dos resíduos físicos não está alocado proporcionalmente ao insumo da turbina e da caldeira, mas sim proporcionalmente ao insumo da turbina e da exergia que deixa a junção "J¹_E" para junção "J²_E". Em outras palavras, o custo dos resíduos físicos alocado na caldeira recuperativa é menor do que deveria ser.

A Tabela 6.8 mostra a variação obtida no custo do calor útil ao se alocar o custo da exergia adicional totalmente no calor em relação à repartição entre a potência e o calor.

Madala	Alocação na Pot/Calor	Alocação no Calor	Variação	Variação
Modelo	Calor útil [kW/kW]	Calor útil [kW/kW]	[kW/kW]	[%]
Е	2,61	3,38	+0,77	29,50
$E^{M}E^{T}$	2,46	3,38	+0,92	37,40
H&S	2,22	2,44	+0,22	9,91
$H\&S^{M}S^{T}$	2,19	2,39	+0,20	9,13
UFS	2,22	2,44	+0,22	9,91
$UFS^{M}S^{T}$	2,19	2,39	+0,20	9,13
UFS+	2,23	2,47	+0,24	10,76
$UFS^{M}S^{T}+$	2,21	2,43	+0,22	9,95

Tabela 6.8 – Variação do custo unitário do calor útil entre as diferentes formas de alocar o custo da exergia extra para os diversos modelos Termoeconômicos.

Com auxílio das Tabelas 6.7 e 6.8, observam-se variações significativas nos resultados sem o acréscimo de maiores dificuldades na análise, uma vez que são necessárias 3 equações e 3 fluxos a mais de uma análise para outra no modelo mais complexo (UFS^MS^T+). Esse estudo de caso mostra o quanto os resultados são afetados pela maneira como o analista define a estrutura produtiva.

Para as análises que alocam o custo da exergia extra na potência e no calor, o modelo H&S é o que obtém os melhores resultados, uma vez que apresenta o mesmo resultado do modelo UFS^MS^T+ com menor nível de complexidade. Para as análises que alocam o custo da exergia extra integralmente no calor, o modelo H&S^MS^T é o que apresenta o resultado mais satisfatório pelo mesmo motivo.

Existe uma concordância entre as metodologias que possuem a parcela entrópica (desagregada ou não) sobre a solução mais precisa das análises. No caso da alocação do custo da exergia extra na potência e no calor, a solução mais precisa encontra-se numa faixa entre 2,03 e 2,04 no custo unitário da potência e entre 2,19 e 2,23 no custo unitário do calor útil, enquanto que para o caso da alocação do custo da exergia extra integramente no calor, os modelos concordam que a solução mais precisa está entre 2,00 e 2,01 no custo unitário da potência e entre 2,39 e 2,47 no custo unitário do calor útil.

A variação do modelo E para o modelo UFS^MS^T+ é de 3,05% no custo unitário da potência e 15,33% no custo unitário do calor para a situação em que o custo da exergia extra é alocado na potência e no calor. Para situação em que o custo da exergia extra é alocada integralmente no calor, a variação do modelo E para o modelo UFS^MS^T+ é de 8,06% no custo unitário da potência e 28,11% no custo unitário do calor.

6.1.8 Tratamento dos resíduos químicos em Termoeconomia

Essa seção é destinada aos resultados da alocação do custo da exergia química nos sistemas de cogeração com turbina a gás regenerativa e cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa

A Tabela 6.9 mostra os resultados obtidos nas três configurações estudadas para vários modelos termoeconômicos aplicados ao sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa. A primeira configuração consiste em não representar a exergia química no diagrama, a segunda consiste em representar os fluxos de exergia que vai dos equipamentos que realizam processo de combustão para o ambiente e retornar esses fluxos para esses mesmos equipamentos e a terceira configuração consiste em fazer o fluxo de exergia química ir dos equipamentos que realizam combustão para o ambiente e não os retornar para os equipamentos.

	configurações. Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.						
	Custo unitário exergético [kW/kW]						
Modelo	1º confi	iguração	2°confi	guração	3ºconfi	guração	
	Potência	Calor útil	Potência	Calor útil	Potência	Calor Útil	
H&S	1,92	2,10	1,92	2,10	1,92	2,10	
$H\&S^MS^T$	1,93	2,08	1,93	2,08	1,93	2,08	
UFS	1,92	2,10	1,92	2,10	1,92	2,10	
$UFS^{M}S^{T}$	1,93	2,08	1,93	2,08	1,93	2,08	
UFS+	1,92	2,11	1,92	2,11	1,92	2,11	
$UFS^{M}S^{T}+$	1,92	2,10	1,92	2,10	1,93	2,10	

Tabela 6.9 – Comparação dos resultados dos diversos modelos termoeconômicos entre as três configurações. Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa.

Na Tabela 6.9, nota-se que não há diferença de resultados de uma forma para a outra. Isso ocorre devido à pequena magnitude do fluxo de exergia química produzida na câmara de combustão comparada à magnitude dos demais fluxos físicos.

Apesar de não causar impacto no resultado, o tratamento dos resíduos químicos nas análises termoeconômicas não aumenta a complexidade das análises, tendo em vista que o número de equações e incógnitas para solução do sistema linear permanece inalterado. O número de fluxos acrescidos representa um aumento de 9,52% para a segunda configuração e de 4,76% para terceira configuração no modelo H&S em relação ao modelo "E", onde esses valores são os mais expressivos.

Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar

A Tabela 6.10 mostra os resultados obtidos nas três configurações que fazem a alocação do custo dos resíduos químicos no sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

Tabela 6.10 – Comparação dos resultados dos diversos modelos termoeconômicos entre as três	
configurações. Sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementa	r.

Custo unitário exergético [kW/kW]						
Modelo	elo 1º configuração		2ºconfiguração		3ºconfiguração	
	Potência	Calor útil	Potência	Calor útil	Potência	Calor Útil
H&S	2,00	2,44	2,00	2,44	2,00	2,44
H&S ^M S ^T	2,01	2,39	2,01	2,39	2,01	2,39
UFS	2,00	2,44	2,00	2,44	2,00	2,44
UFS ^M S ^T	2,01	2,39	2,01	2,39	2,01	2,39
UFS+	2,00	2,47	2,00	2,47	2,00	2,47
UFS ^M S ^T +	2,01	2,43	2,01	2,43	2,01	2,43

Mesmo com dois produtores de exergia química no sistema, a Tabela 6.10 mostra que não há diferença de resultados de uma forma para a outra. Pelos mesmos motivos apontados na subseção 6.8.1, isso ocorre devido à pequena magnitude dos fluxos de exergia química produzida nos queimadores quando comparada à magnitude dos demais fluxos físicos.

O tratamento dos resíduos químicos não causa impacto nos resultados para os dois sistemas estudados e, assim, a importância deste estudo é de avaliar a forma conceitual correta no tratamento dos resíduos químicos nos sistemas térmicos.

6.2 Aumento no custo unitário do calor útil no modelo UFS+

Observa-se nos gráficos "reta solução" apresentados durante esta dissertação, em todos os casos estudados, que os resultados do modelo UFS+ tendem a encarecer mais o custo unitário do calor em detrimento do custo unitário da potência quando comparado ao seu modelo antecessor, o modelo UFS. O principal fator para que isso ocorra é descrito na Fig. 6.10, que compara a relação insumo e produto na turbina dos modelos UFS e UFS+.



Figura 6.10 - Relação de insumo e produto na turbina para os modelos UFS e UFS+

Na Fig. 6.10, observa-se que há um aumento no valor do insumo e no valor do produto igual a "FV" do modelo UFS em relação ao UFS+. Matematicamente, o rendimento exergético que expressa a razão entre o produto e o insumo, tende a ser maior no modelo UFS+ do que no modelo UFS. Como visto no Capítulo 2, quanto maior o rendimento, mais produtivo é o equipamento (nesse caso a turbina) e menor é a variação do custo unitário do insumo para o custo unitário do produto. Então, na verdade, o modelo UFS+ não atua no encarecimento do custo unitário do calor. Isso é uma consequência da redução do custo unitário da potência. Uma vez que o par ordenado precisa estar na reta solução de perfil descendente, para que o custo unitário da potência reduza, o custo unitário do calor útil tem que aumentar.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

Inicialmente é salientado que este trabalho visa o desenvolvimento da disciplina Termoeconomia, que surgiu por volta de 1960 e, portanto, trata-se de uma área relativamente nova. Com o propósito de cooperar com o amadurecimento da Termoeconomia, esta dissertação dá continuidade à linha de pesquisa iniciada por Santos (2006) e que foi continuada por Lourenço (2012, 2016), com contribuições de Faria (2014).

A proposta apresentada por esta dissertação refere-se à execução de quatro objetivos, os quais estão divididos em duas vertentes. A primeira delas tem o foco voltado para o estudo da sensibilidade dos resultados à desagregação da exergia nas análises termoeconômicas de sistemas térmicos. A segunda é voltada para abordagem de alguns aspectos na elaboração da estrutura produtiva nas análises termoeconômicas.

A primeira vertente, apresentada no capítulo 4, traz a análise do modelo UFS+ que foi desenvolvido recentemente e, portanto, não se tem muitas informações de sua performance em relação aos demais modelos. Nesse sentido e aproveitando-se dos resultados apresentados por Faria (2014), o modelo UFS+ é avaliado e comparado com os modelos termoeconômicos estudados pelo referido autor de forma a complementar seu trabalho com a inserção desse novo modelo que naquela ocasião ainda não existia.

O modelo UFS+, até o presente conhecimento, não apresenta limitações quanto à definição insumo-produto de qualquer equipamento dissipativo de sistemas térmicos, seja utilizando modelo fluido real ou gás ideal. Assim, pode-se dizer, do ponto de vista da Termoeconomia, que essa metodologia é a mais completa devido a sua abrangência situacional. Porém, não se pode negar que o modelo UFS+ nasceu exclusivamente para superar a deficiência do modelo UFS quanto ao uso do gás ideal como fluido de trabalho em sistemas que contenham válvulas. Mesmo assim, o modelo UFS+ torna-se limitado pela sua baixíssima necessidade de aplicação, uma vez que os fluidos de trabalho dos sistemas térmicos, em quase sua totalidade, são modelados como fluido real e, portanto, o modelo UFS é suficiente para análise termoeconômica dos sistemas. Ainda para aqueles sistemas que são modelados com fluido gás ideal, são raras as situações em que estão presentes válvulas no sistema. Entretanto, a desagregação da exergia em várias componentes permite alcançar resultados mais precisos na alocação de custos, que é um ponto positivo para o modelo UFS+, já que o mesmo consegue desagregar a exergia física em quatro parcelas.

Outro ponto que merece menção é a resposta surpreendente nos sistemas térmicos modelados com fluido real. O modelo UFS+ foge completamente do comportamento

195

padrão observado nos demais modelos. Até então, imaginava-se que os ciclos a vapor (fluido real) tinham baixa sensibilidade à desagregação da exergia. O modelo UFS+ não somente foi contra essa tendência, como apresentou a maior variação do custo da potência entre todos os casos estudados (dentre gás ideal e fluido real). Quando o modelo UFS+ é comparado com UFS (nível de desagregação mais próximo) ocorre uma redução de 16,58% no custo unitário da potência no sistema de cogeração com turbina a vapor de contrapressão e válvula de *by-pass*.

É característico das análises tradicionais elevar o custo da potência em detrimento do custo do calor útil nos sistemas de cogeração com turbina a vapor quando comparado com o sistema de cogeração com turbina a gás. Isso ocorre devido ao fato de se usar a utilidade para descrever o calor útil nos sistemas de cogeração com turbina a vapor. Tal artifício ignora as irreversibilidades do equipamento que faz a troca de calor do sistema com o processo industrial e, consequentemente, não se penaliza o custo do calor útil, o que não acontece nas caldeiras recuperativas dos sistemas de cogeração com turbina a gás.

É possível notar que não são realizados comentários sobre o custo monetário em nenhum estudo de caso. Resultados que envolvem o custo monetário têm características temporais, ou seja, eles variam ao longo do tempo com a variação do preço do combustível e dos custos externos de manutenção dos equipamentos. Assim, os resultados obtidos em uma presente data não teriam validade algum tempo depois. Em alguns estudos de caso, esses resultados são apresentados com o objetivo de dar continuidade aos resultados apresentados por Faria (2014) que, em seu trabalho, estudou o custo monetário. Outro ponto é que as apresentações desses resultados, nesta dissertação, podem ser úteis como base para trabalhos que tenham interesse nesse tipo de custo.

O outro objetivo da primeira vertente está voltado para a avaliação da sensibilidade do ciclo combinado. Antes de se conhecer os resultados do modelo UFS+, acreditava-se que, de um modelo para o outro, os sistemas de potência a gás tinham grandes variações nos resultados finais das análises termoeconômicas e que essas variações não eram significativas nos estudos de sistemas a vapor. A motivação para o estudo do ciclo combinado era de descobrir como se comporta os resultados quando esses dois ciclos são unidos em um sistema de cogeração. Com os resultados apresentados, é possível notar características de ambos os sistemas (gás e vapor) que aproximam o ciclo combinado dos dois sistemas que o compõe.

Os resultados do sistema de cogeração com ciclo combinado apresentam a grande sensibilidade à desagregação e o mesmo comportamento (perfil) do sistema de cogeração com turbina a gás, ou seja, o avanço dos resultados no sentido de aumentar o custo unitário da potência, seguido pelo recuo do modelo UFS+. Esse recuo é maior no sistema combinado pela influência do sistema de cogeração a vapor que tem como característica a elevada valorização do custo do calor útil em relação ao modelo UFS (modelo antecessor). Esse grande recuo causado pela influência do sistema a vapor faz com que

esse estudo de caso seja o único no qual o modelo "E" produz resultados mais precisos que os modelos H&S e UFS, por estar mais próximo do modelo UFS+, desde que se considere o modelo UFS+ como o mais preciso dentre os modelos. Esse curioso caso leva a uma reflexão: será que, em todos os casos, o detalhamento do processo produtivo tende a produzir resultados mais precisos nas análises?

A segunda vertente, apresentada no capítulo 5, diz respeito à interpretação conceitual na elaboração da estrutura produtiva. O primeiro objetivo do capítulo 5 é de avaliar a alocação dos custos de insumos extras adicionados à planta. Para isso, é analisado um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar.

No sistema de cogeração estudado, alocar os custos da queima suplementar na caldeira recuperativa eleva o custo do calor útil em detrimento do custo da potência, o que não é uma surpresa, pois deixa-se de penalizar a turbina por um recurso que ela não utiliza. Essa forma, no entendimento deste trabalho, é a maneira mais justa (racional) para se alocar os custos de recursos extras adicionados à planta que servem para obtenção de apenas um produto.

Os modelos "E" e $E^M E^T$ são os mais afetados pela forma como se trata a alocação da exergia adicional no sistema, visto a variação de 30% no custo unitário do calor útil para esses modelos. Isso provavelmente ocorre devido à grande ineficiência da queima suplementar que só consegue converter um pouco mais de um terço (1/3) do insumo em produto. Essa ineficiência é responsável pelo alto custo dos produtos da queima suplementar que é completamente repassado para a caldeira recuperativa elevando o custo de seu produto - o calor útil. Nos modelos que possuem o termo entrópico, parte desse custo elevado é transferido para a unidade fictícia "ambiente" e distribuído entre os diversos equipamentos do sistema e, assim, esses modelos não têm uma variação no custo do calor útil tão acentuada quanto a dos modelos "E" e $E^M E^T$.

É reconhecido por este próprio trabalho uma limitação na representação dos modelos "E" e E^ME^T na alocação implícita dos resíduos quando o custo da exergia extra é alocado totalmente no calor útil. Da maneira como as estruturas produtivas são apresentadas, o custo dos resíduos não é alocado proporcionalmente nos custos dos insumos da turbina e da caldeira recuperativa, mas sim alocado proporcionalmente nos custos do insumo da turbina e no fluxo que deixa a bifurcação "1" em direção a junção "2". Não foi encontrada uma solução para alocar os resíduos de maneira adequada. Entretanto, Santos (2009) demonstrou que os resultados são os mesmos quando o custo dos resíduos é alocado na potência e no calor útil proporcionalmente ao insumo da turbina e da caldeira, respectivamente, e quando os resíduos são alocados nos queimadores. Então, alocar os resíduos nos queimadores pode ser uma alternativa para solucionar essa limitação.

Outro ponto observado é a grande variação do custo unitário do calor útil entre os modelos, enquanto o custo unitário da potência tem variações em proporções menores.

Isso não está vinculado ao modo como se faz a análise ou ao modelo aplicado, mas sim com a quantidade de produtos fornecida pelo sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa, intercooler e queima suplementar. A quantidade de potência fornecida pelo sistema é seis vezes e meia maior que a quantidade de calor útil. Então, é normal que o custo da potência não varie tanto.

O segundo objetivo da segunda vertente é avaliar a alocação do custo dos resíduos químicos. Os resultados numéricos encontrados para as três configurações mostram que não há diferença entre as formas de alocar o custo dos resíduos químicos devido à baixa magnitude da exergia química produzida no sistema. Portanto, a importância deste estudo passa a ter caráter conceitual.

A configuração I consiste em não representar a exergia química no diagrama. Nessa configuração, a exergia química é tida como perda dos queimadores e o seu custo é alocado implicitamente nos produtos desses equipamentos. A não representação da exergia química omite informações nas análises, uma vez que essa exergia abandona o sistema na forma de resíduo químico e não recebe o tratamento adequado da unidade que a dissipa, ou seja, do ambiente. Em outras palavras, o resíduo químico segue para o ambiente que se encarrega de eliminá-lo. Como qualquer outra etapa produtiva, existe um custo associado ao processamento desses resíduos (que pode ser inclusive em termos ambientais) e que deve ser imputado nos queimadores. Toda essa informação de processo é negligenciada pela configuração I.

Embora a exergia química não esteja representada no diagrama, essa configuração está de acordo com o balanço de exergia e de acordo com o que as metodologias termoeconômicas aceitam.

A configuração II é amplamente debatida no capítulo 3 e é tida como a maneira incorreta de se fazer a alocação dos custos dos resíduos químicos por estar em desacordo com o balanço de exergia e, por isso, a configuração II torna-se inconsistente.

A configuração III, inicialmente, tratava-se de uma possível solução para a configuração II e consiste em fazer a exergia química ir do queimador para o ambiente e não retornar para o queimador. Dessa maneira, o balanço de exergia é satisfeito. Por outro lado, essa configuração traz inconveniências. Durante sua tese de doutorado, Santos (2009), em diversas ocasiões, disse:

"Todas as metodologias termoeconômicas concordam que os custos de todos os resíduos devem ser alocados nos equipamentos que os deram origem"

A exergia química tem sua origem nos queimadores quando o processo de combustão forma elementos em frações molares diferentes das encontradas no ambiente. Assim, o custo dos resíduos químicos, segundo o que todas as metodologias concordam, deve ser alocado nos queimadores. A configuração III, como é observado nas figuras que representam essa configuração no capítulo 5, aloca o custo dos resíduos químicos nos

equipamentos que aumentam a entropia e, portanto, está em desacordo com o que todas as metodologias aceitam.

Outro ponto a ser considerado está nos sistemas com queima suplementar de combustível. Neste trabalho, é apresentada a forma justa, segundo esta dissertação, de alocar o custo da exergia extra. Essa forma considera que todo o custo relacionado à queima suplementar (produtos e resíduos) seja alocado no custo do calor útil. A configuração III não permite a imputação do custo dos resíduos químicos gerados na queima suplementar no custo do calor útil, pois essa configuração distribui o custo desses resíduos entre os equipamentos do sistema.

Com base em todas as informações supracitadas, conclui-se que a configuração I é a melhor opção no que diz respeito à representação da exergia química na estrutura produtiva. Essa conclusão é fortalecida pelo fato da exergia química ser inexpressiva diante dos demais fluxos físicos. Então, não há necessidade de aumentar a complexidade (mesmo que esse aumento seja insignificante) da análise com inserção de fluxos que não fazem diferença nos resultados.

7.1 Sugestões

Ao longo desta dissertação, é dito que a Termoeconomia é uma disciplina ainda "jovem" e que está evoluindo à medida em que novos trabalhos vão sendo publicados. Nesta seção, são levantados alguns pontos observados ao longo deste trabalho e que poderiam ser usados como temas de novos trabalhos.

Neste trabalho e no trabalho desenvolvido por Faria (2014), não são estudados sistemas de refrigeração. Foi observado que, dependendo das condições (abaixo ou acima da temperatura ambiente), um mesmo equipamento pode ter diferentes definições de insumo e produto. Assim, seria interessante o estudo dos efeitos da desagregação da exergia por meio de um sistema de cogeração que produza eletricidade e água gelada, sendo essa última produzida por meio de um ciclo por absorção.

Concluiu-se que a exergia química possui magnitude insignificante diante dos demais fluxos físicos. Entretanto, a capacidade de um fluido produzir trabalho devido à sua composição química é decorrente de dois fatores: o primeiro fator, estudado neste trabalho ao se adotar o modelo de combustão completa, se refere à diferença entre as frações molares das substâncias contidas no fluido de trabalho e as frações molares das mesmas substâncias contidas no ambiente de referência (ar atmosférico). Nesse caso, todas as substâncias que formam o fluido de trabalho estão presentes no ambiente. Esse primeiro fator, por si só, gera valores baixíssimos de exergia química, tornando esse fluxo irrelevante diante dos fluxos físicos e, portanto, nas análises termoeconômicas; o segundo fator é referente à presença de substâncias no fluido de trabalho que não estão presentes no ambientes no ambiente, como o CO, NO_x, SO₂, etc. e ocorre nos estudos onde a combustão é

considerada incompleta. A presença de substâncias no fluido de trabalho que estão ausentes no ambiente aumenta consideravelmente o valor da exergia química. Nessa ocasião, o fluxo de exergia química pode alcançar valores consideráveis e suficientes para causar impactos nas análises termoeconômicas.

Não foi possível estabelecer uma maneira para explicitar os resíduos químicos, na estrutura produtiva, que esteja livre de inconsistências e que esteja de acordo com o que todas as metodologias concordam. Uma vez que a hipótese citada no parágrafo anterior se confirme, então é de suma importância encontrar uma maneira para incorporar (explicitar) as informações dos resíduos químicos na estrutura produtiva. Muitos dos entraves em Termoeconomia foram resolvidos por meio da desagregação da exergia. Talvez esse também seja o caminho. No capítulo 2 é apresentada uma forma de desagregação da exergia química proposta por Tsatsaronis em 1989 e que pode ser utilizada como ponto de partida para resolver essa questão.

Foi observado, durante a realização deste trabalho, que alguns elementos presentes nos gases de combustão aumentam a magnitude da exergia química enquanto outros elementos a reduzem. Outra possibilidade para resolver a questão da explicitação dos resíduos químicos poderia estar ligada à desagregação da exergia química de cada substância que compõe o gás (por exemplo, $E_{CO_2}^{CH}$, $E_{H_20}^{CH}$, etc.) na capacidade de produzir trabalho.

Outra possibilidade é aplicar e estudar a desagregação da exergia em outras áreas da Termoeconomia como, por exemplo, o Diagnóstico.

REFÊRENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Accadia, M. D.; Rossi, F.; 1998, **Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant**, International Journal of Refrigeration Vol. 21, N°1, pp. 42-54

Arena, A. P.; Borchiellini, B.; 1999, Application of Different Productive Structures for Thermoeconomic Diagnosis of a Combined Cycle Power Plant, International Journal of Thermal Sciences Vol. 38, pp. 601-612.

BP - British Petroleum; 2016, **Outlook to 2035** – **Energy Use to Rise by a Third,** London, United Kingdo. Disponível em: http://www.bp.com/en/global/corporate/ energy-economics/energy-outlook-2035/energy-outlook-to-2035.html>. Acesso em: 5 out. 2016.

Cerqueira, S. A. A. G.; 1999, **Metodologia de Análise Termoeconômica de Sistemas**, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética; 2014, **Demanda de Energia 2050**, Estudo de Demanda de Energia, Ministério de Minas e Energia.

Erlach, B.; Serra, L.; Valero, A.; 1999, **Structural Theory as Standard for Thermoeconomics**, Energy – Conversion & Management Vol.40, pp. 1627-1649.

Faria, P. R.; 2014, **Uma Avaliação das Metodologias de Desagregação da Exergia Física para Sistemas a Modelagem Termoeconômica de Sistemas,** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Espírito Santo.

Frangopoulos, C. A.; 1983, **Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems,** Ph. D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA, USA.

Frangopoulos, C. A.; 1994, Application of the Thermoeconomic Functional Approach to the CGAM Problem, Energy, Vol. 19, N° 3, pp. 323-342.

Frangopoulos, C. A.; 2003, **Methods of Energy Systems Optimization**, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, National Technical University of Athens, Greece.

Kotas, T. J.; 1995, **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**, Department of Mechanical Engineering, Queen Mary and West Field College, University of London.

Kwak, H. Y.; Kim, D. J.; Jeon, J. S.; 2003, Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Power Plants, Energy Vol. 28, pp. 343-360.

Lazzaretto, A.; Tsatsaronis, G.; 2006, **SPECO: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems,** Energy Vol. 31, pp. 1257-1289.

Lourenço, A. B.; 2012, **Uma Nova Abordagem Termoeconômica para Tratamento de Equipamentos Dissipativos,** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Espírito Santo.

Lourenço, A. B.; Nebra, S. A.; Santos, J. J.C. S; (2014), **Another Perspective on the Physical Exergy of a Flow**, ECOS – The 27st International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy System, Turku, Finland.

Lourenço, A. B.; 2016, **Uma Nova Abordagem Termoeconômica Sistemática para Modelagem de Ciclos Termodinâmicos,** Tese de Doutorado, Universidade Federal do ABC, Santo André, São Paulo.

Lozano, M. A.; Valero, A.; 1986, **Determinacion de la Exergia para Sustancias de Interes Industrial**, Depto. de Termodinámica y Fisicoquímica, Universidad de Zaragoza, España.

Moran, M. J.; Shapiro, H. N; Boettner, D. D., Bailey, M. B.; 2013, **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, Sétima Edição, Rio de Janeiro, Editora Gen-LTC

Santos, J. C. S.; Do Nascimento, M. A. R.; Lora, E. E. S.; 2006, **On the Thermoeconomic Modeling for Cost Allocation in Dual-Purpose Power and Desalination Plant,** ECOS, Aghia Pelagia, Crete, Greece.

Santos, J. C. S.; 2009, Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Minas Gerais.

Santos, J. C. S.; Da Silva, J. A. M.; Palacio, J. C. E.; Moreira, H. L.; 2010, **On the Exergy Disaggregation for Thermoeconomic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System**, ENCIT, 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Uberlandia, Minas Gerais, Brazil.

Santos, R. G.; 2015, Avaliação dos Modelos Termodinâmicos e Abordagem da Alocação de CO₂ em Termoeconomia, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Espírito Santo.

Spakovsky, M. R.; 1994, Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem, Energy, Vol. 19, N° 3, pp. 343-364.

Torres, C.; Serra, L.; Valero, A.; Lozano, M. A.; (1996), **The Productive Structure and Thermoeconomic Theories of System Optimization**, ME'96: International Mechanical Engineering Congress & Exposition (ASME WAN' 96). Torres, C.; Valero, A.; 2000, **Termoeconomía**, Curso de Doctorado, Depto. Ingenieria Mecánica, Universidad Zaragoza, España.

Torres, C.; Valero, A.; Rangel, A.; Zaleta, A.; 2008, **On the Cost Formation Process of the Residues**, Energy Vol. 33, pp.144-152.

Tsatsaronis, G.; Pisa, J.; Gallego, L. M.; 1989, **Chemical Exergy in Exergoeconomics**, International Symposium on Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems, Beijing, China.

Tsatsaronis, G.; Valero, A.; 1989, **Combining Thermodynamics and Economics in Energy Systems**, Mechanic Engineering Vol. 111, N.^o 8, pp. 84-88.

Tsatsaronis, G.; Pisa, J.; 1994, **Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy System – Application to the CGAM Problem,** Energy, Vol. 19, N° 3, pp. 287-321.

Valero, A.; Lozano, M. A.; Munoz, M.; 1986, **A General Theory of Exergy Saving**, ASME Book No. H0341C AES-Vol. 2-3, pp. 1-21, New York, EUA.

Valero, A.; Serra, L.; Lozano, M. A.; 1993, **Structural Theory of Thermoeconomics**, AES-Vol. 30 (ASME Book H00874). ASME, pp. 189-198.

Valero, A; Lozano, L.; Serra, L.; Torres, C.; 1994a, **Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem,** Energy, Vol. 19, N° 3, pp. 365-381.

Valero, A.; Lozano, M. A.; Serra, L.; Tsatsaronis, G.; Pisa, J.; Frangopoulos, C.; Spakovisky, M. R.; 1994b, **CGAM Problem: Definition and Conventional Solution**, Energy, Vol. 19, N° 3, pp. 279-286.

Valero, A.; Correas, L.; Zaleta, A.; Lazzaretto, A.; Verda, V.; Reini, M.; Rangel, V.; 2004, On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions: Part 2. Malfunction Definitions and Assessment, Energy, Vol. 29, pp. 1889-1907.

Valero, A.; Serra, L.; Uche, J.; 2006, **Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoeconomics. Part I: Theory,** Journal of Energy Resources Technology, Vol. 128, pp.1-8.

Verda, V.; Serra, L.; Valero, A.; 2004, **The Effects of the Control System on the Thermoeconomic Diagnostico of a Power Plant**, Energy Vol. 29, pp. 331-359.

Wang, Y.; Lior, N.; 2007, Fuel Allocation in a Combined Steam-Injected Gas Turbine and Thermal Seawater Desalination System, Desalination Vol. 214, pp. 306-326.

APÊNDICE A

VARIAÇÃO DO CP COM A TEMPERATURA PARA ALGUNS GASES IDEAIS

Os calores específicos são importantes propriedades termodinâmicas que relacionam, sob certas condições especiais, a variação de temperatura de um sistema com a quantidade de energia adicionada. Valores de calores específicos podem ser obtidos utilizando medições em espectrômetros.

A quantidade de energia necessária para elevar um sistema de massa unitária em um Kelvin por meio de um processo a pressão constante, é chamado de *calor específico a pressão constante* (c_p).

O "c_p" é uma propriedade termodinâmica que tem sua magnitude variada com a temperatura. Na literatura, é possível encontrar polinômios que descrevem essa variação. A Tabela A.1 mostra o polinômio usado nesta dissertação e os coeficientes de alguns gases ideais.

$\overline{c}_{p} = A + B \cdot T + C \cdot T^{2} + D \cdot T^{3} [\text{kcal/kmol.K}]$							
Elemento –	A	B·10 ²	$C \cdot 10^5$	D·10 ⁹			
O_2	6,085	0,3631	-0,1709	0,3133			
CO_2	5,316	1,4285	-0,8362	1,784			
H_2O	7,7	0,04594	0,2521	-0,8587			
N_2	6,903	-0,03753	0,193	-0,6861			
Ar (Argônio)*	4,964*	0,00	0,00	0,00			

Tabela A.1 - Coeficientes para o cálculo do calor específico de alguns gases ideais

*(Verda et al., 2004)

Para fluidos que obedecem ao modelo gás ideal, os polinômios que descrevem a variação de c_p com a temperatura são de grande ajuda, uma vez que eles auxiliam o cálculo de outras propriedades termodinâmicas importantes, como mostram as Eqs. (A.1), (A.2) e (A.3)

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p \cdot dT \tag{A.1}$$

$$c_p(T) = c_v(T) + R \tag{A.2}$$

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot dT \tag{A.3}$$

onde h, c_v , R e u significam, respectivamente, a entalpia, o calor específico a volume constante, a constante universal dos gases e a energia interna.

APÊNDICE B

CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA

Um gás pode realizar trabalho pela sua composição química de duas maneiras: a primeira é referente ao trabalho realizado pela diferença da fração molar entre as substâncias nos gases e as substâncias no ar. A segunda é referente à capacidade de produzir trabalho pelas substâncias contidas no gás que não estão contidas no ar.

Durante esta dissertação, foi considerado o modelo de combustão completa, onde elementos como CO, NO_x, entre outros não são formados durante a combustão. As principais substâncias encontradas nos gases de combustão quando admitida a combustão completa são o CO₂, O₂, H₂O, N₂ e algumas vezes o argônio (Ar), dependendo de quantos elementos químicos são considerados. Todos esses gases são encontrados no ambiente e, portanto, apenas é estudada a primeira maneira de um gás produzir trabalho pela sua composição química.

A partir da composição química dos gases provenientes da combustão e da composição química do ambiente de referência, a aplicação da Eq. (B.1) mensura a quantidade de exergia química dos gases de combustão. Os índices "i" representam as substâncias CO₂, H₂O, etc.

$$e^{ch} = \frac{\overline{R} \cdot T_0}{\sum_i y_i \cdot M_i} \cdot \sum_i y_i \cdot \ln\left(\frac{y_i}{y_i^e}\right)$$
(B.1)

onde, \overline{R} é a constante dos gases ideais em base molar, T_0 é a temperatura do ambiente de referência, M_i é a massa molar da substância, y_i é a fração molar da substância no gás e y_i^e é a fração molar da substância no ambiente.

A exergia calculada pela Eq. (B.1) resulta na exergia química específica do gás, ou seja, a exergia por unidade de massa e tem sua unidade em kJ/kg.