JUAN CARLOS BURBANO JARAMILLO

**OTIMIZAÇÃO EXERGOECONÔMICA DE SISTEMA TETRA-
COMBINADO DE TRIGERAÇÃO**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Doutor em Engenharia

São Paulo
2011

JUAN CARLOS BURBANO JARAMILLO

**OTIMIZAÇÃO EXERGOECONÔMICA DE SISTEMA TETRA-
COMBINADO DE TRIGERAÇÃO**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do
título de Doutor em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr.

São Paulo
2011

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de junho de 2011.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador_____

FICHA CATALOGRÁFICA

Burbano Jaramillo, Juan Carlos

Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigerção / J.C. Burbano Jaramillo. Edição revisada -- São Paulo, 2011.

217 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Cogeração de energia elétrica (Otimização) 2. Absorção 3. Refrigeração 4. Algoritmos genéticos I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

A meus filhos: **Alejandra e Juanka**

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr, pela orientação e confiança para o desenvolvimento desta tese. Por aceitar o esquema de trabalho, de tal forma que a minha família (esposa e filhos) conseguiu passar um bom tempo junto comigo nesta caminhada. Pela amizade ao longo dos anos.

À Cristina, minha esposa, pela compreensão, amor e carinho e por estar à frente e cuidado da casa e os filhos nestes últimos anos.

À minha mãe, Isaura Jaramillo, pelo carinho e o exemplo durante toda a minha vida. Aos meus irmãos, pelo suporte nesta experiência incrível.

Ao amigo Luiz Pellegrini, pelas suas idéias para o desenvolvimento e melhoramento deste trabalho. Por mostrar as dicas na programação no EES. Sem dúvida os aportes feitos por Luiz foram muito valiosos.

A los compañeros y amigos colombianos del laboratorio a mi llegada, Héctor Iván Velásquez Arredondo y Carlos Humberto Mora Bejarano, pasamos tan bueno, que después dijeron que casi no acaban sus respectivas tesis por mi culpa. Hoy, son Profesores en universidades colombianas.

Aos colegas e amigos do laboratório nos recentes anos: Julio, Cadu e Roberto, com quem fizemos do laboratório um lugar de boas discussões acadêmicas. Aos amigos da pós-graduação na área: Marcelo, Christian, Gandolfi, Amaury e Cyro.

Aos amigos que achei em São Paulo, com quem compartilhei muitos momentos, muitas discussões e muita cerveja: a Carmen, o Fernando, o Erico, o Matheus, o Miguel, a Natalia, o Pablo, o Diego, o José, o Rubén e muitos outros, a lista seria interminável.

Aos Professores que contribuíram a minha formação: Dr. Otavio de Mattos Silves, Dr. Jurandir Itizo Yanagihara, Dr. José Roberto Simões Moreira e Dr. Guenther C. Krieger Filho.

Aos Professores que fizeram parte da banca da Qualificação e contribuíram com as suas sugestões para o aperfeiçoamento do trabalho: Dr. Alberto Hernandez Neto e Dr. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli.

Aos Professores e amigos da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica de Pereira, pelo apoio durante os meus estudos no Brasil.

Enfim, a todos os amigos, colegas e familiares que de um ou outro jeito me apoiaram e/ou contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

A energia é o maior contribuinte para os custos de operação de uma indústria, portanto, estudos para melhoria da eficiência dos sistemas que utilizam alguma fonte de energia são indispensáveis. O presente trabalho tem por objetivo a obtenção de configurações ótimas para satisfazer demandas de eletricidade e cargas térmicas de aquecimento e refrigeração a partir de uma fonte primária de energia, avaliando o impacto dessas nos custos de produção de eletricidade, vapor e água gelada. Estes tipos de sistemas são conhecidos como sistemas de trigerção. A avaliação de desempenho dos sistemas de trigerção é conduzida através da aplicação da análise exergética e exergoeconômica das alternativas propostas para a determinação do rendimento exergético e custos em base exergética de produção de utilidades desse tipo de sistema.

Após apresentar uma breve discussão sobre o uso eficiente e racional de energias primárias e mostrar um panorama da situação para a aplicação de sistemas de trigerção para satisfazer demandas energéticas na indústria e o setor terciário, são descritas diferentes tecnologias envolvidas neste tipo de sistemas e algumas configurações propostas por vários pesquisadores nos anos recentes. O trabalho mostra o impacto das tecnologias de trigerção nos custos em base exergética dos produtos: eletricidade, vapor para processo e água gelada. Sistemas de refrigeração por absorção de efeito simples, duplo efeito e o sistema híbrido de absorção/ejeto compressão são analisados, como parte do estudo dos sistemas de trigerção. Diversos sistemas de trigerção, incluindo o sistema tetra-combinado, são comparados satisfazendo demandas energéticas para três aplicações diferentes: indústria de laticínios, hospital e indústria de bebidas. As configurações em estudo são otimizadas usando o método de algoritmo genético.

Os resultados mostram que o sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão é uma boa alternativa para a produção da água gelada porque o coeficiente de desempenho (COP) e a eficiência exergética são maiores do que no sistema de refrigeração por absorção de efeito simples. Observando o impacto na formação dos custos de conversão de energia para os sistemas de trigerção propostos, os sistemas que utilizam unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito são os que apresentam menor impacto. O sistema tetra-combinado apresenta um menor impacto quando comparado com o ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito. O consumo de combustível e a destruição de

exergia dos diferentes sistemas são refletidos nos custos em base exergética dos diferentes produtos. A otimização com algoritmos genéticos mostrou ganhos importantes nos custos em base exergética dos produtos, mediante a maximização da eficiência exergética dos diferentes sistemas de tri-geração. O método dos algoritmos genéticos mostra-se como um método robusto para a otimização de sistemas de conversão de energia, mesmo que exija um grande esforço computacional.

Palavras-chave: Exergia. Exergoeconomia. Refrigeração por absorção. Tri-geração. Otimização. Algoritmos Genéticos.

ABSTRACT

Energy is the largest contributor to operating costs of any industry; therefore, studies for improving systems efficiency that use some energy source are essential. This work aims to obtain optimal configurations in order to satisfy required demands for electricity and thermal loads for heating and cooling from a primary source of energy, evaluating the impact of the electricity, steam and chilled water production costs. These types of systems are known as trigeneration systems. The performance evaluation of trigeneration systems is carried out by the application of exergy and exergoeconomic analysis of the proposed alternatives in order to determine exergy efficiency and exergy based costs on production of this type of system utilities.

After presenting a brief discussion about efficient and rational use of primary energies and an overview of situation for trigeneration systems application, various technologies involved in this type of systems and some configurations proposed by several authors are described. This research shows the impact of trigeneration technologies in exergy-based costs of products: electricity, steam process and chilled water. Absorption refrigeration systems of simple effect, double effect and the hybrid absorption/ejector compression are analyzed, as part of the trigeneration systems study. Several trigeneration systems, including the tetra-combined system, are compared with each other, satisfying energetic demands for three different applications: a dairy industry, a hospital and a drinks industry. The configurations in study are optimized using the Genetic Algorithm method.

The results show that the hybrid absorption/ejector compression refrigeration system is a good alternative for chilled water production due to that the coefficient of performance (COP) and the exergetic efficiency are higher than simple effect absorption refrigeration system. Observing the impact in the formation of the energy conversion costs for trigeneration systems proposed, the systems that use a double effect absorption refrigeration system presents the less impact. When tetra-combined system is compared with the system using a simple effect absorption refrigeration system, the results show a reduction in the impact of costs formation. The fuel consumption and exergy destruction of the different systems is reflected in the exergy based costs of the different products. The optimization with genetic algorithms shown important profits in the exergy based costs of products, by means of the exergetic efficiency maximization of the different trigeneration systems. The genetic

algorithm method is a robust method for energy conversion systems optimization, even that it demands a great computational effort.

Keywords: Exergy. Exergoeconomics. Absorption refrigeration. Trigeneration. Optimization. Genetic Algorithms.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Evolução do preço do petróleo em dólares nominais por barril.....	2
Figura 1.2 - Tendência da demanda mundial de petróleo para o ano 2010 e 2011.....	3
Figura 1.3 - Distribuição de reservas provadas de gás natural no final do ano 2009.....	4
Figura 1.4 - Distribuição de reservas provadas de gás natural no final do ano 2009.....	4
Figura 1.5 - Unidades de cogeração no Brasil.....	7
Figura 1.6 - Empreendimentos que utilizam cogeração por segmento de atividade.....	8
Figura 1.7 - Unidades de cogeração por tipo de combustível utilizado.....	10
Figura 1.8 - Unidades de cogeração que utilizam gás natural por segmento de atividade	10
Figura 3.1 - Princípio de um sistema de trigerção.....	18
Figura 3.2 - Esquema de um sistema de trigerção.....	18
Figura 3.3 - Sistema de cogeração de turbina a gás com caldeira de recuperação.....	21
Figura 3.4 - Variação da eficiência do ciclo em função da relação isentrópica de temperaturas.....	22
Figura 3.5 - Esquema da turbina a vapor de contrapressão e de extração/condensação...	25
Figura 3.6 - Diferentes variantes de sistemas de cogeração com turbina a vapor. (a) Sistema básico de contrapressão; (b) Sistema de contrapressão com estrangulamento e capacidade de condensação adicional; (c) Sistema com extração intermediária de vapor e condensação; (d) Sistema com extração intermediária de vapor.....	26
Figura 3.7 - Esquema de um sistema de cogeração de ciclo combinado.....	28
Figura 3.8 - Comparação de ciclos simples com o ciclo combinado.....	29
Figura 3.9 - Eficiência térmica do ciclo combinado em função da temperatura de entrada na turbina a gás da MHI.....	30
Figura 3.10 - Esquema de uma célula de combustível.....	33
Figura 3.11 - Esquema de um sistema de cogeração com motor alternativo de combustão interna.....	35
Figura 3.12 - Esquema dos tipos de configuração com motor Stirling.....	38
Figura 3.13 - Ciclo de refrigeração por absorção de simples estágio.....	41
Figura 3.14 - Ciclo de absorção de simples estágio com trocador de calor.....	42
Figura 3.15 - Ciclo de amônia/água de simples estágio com retificador e trocador de calor.....	43

Figura 3.16 - Ciclo de absorção de duplo efeito em paralelo.....	44
Figura 3.17 - Ciclo de absorção de duplo efeito usando água/LiBr.....	45
Figura 3.18 - Ciclo de absorção de duplo efeito usando água/NH ₃	46
Figura 3.19 - Ciclo de refrigeração por absorção com absorvedor-recuperador de calor.	47
Figura 3.20 - Ciclo de refrigeração de ejetor-absorção proposto por Kuhlenschmidt.....	48
Figura 3.21 - Sistema combinado de ejetor-absorção proposto por Chung et. al. e Chen.	48
Figura 3.22 - Sistema híbrido de absorção/ejetor compressão.....	49
Figura 3.23 - Sistema combinado de ejetor-absorção proposto por Aphornratana e Eames.....	50
Figura 3.24 - Ciclo combinado de absorção proposto por Wu e Eames (2000).....	51
Figura 3.25 - Diagrama do ciclo combinado de Potência e Refrigeração.....	52
Figura 3.26 - Ciclo combinado de potência e refrigeração por ejetor-absorção.....	54
Figura 3.27 - Diagrama do Ciclo Kalina.....	55
Figura 3.28 - Linha de utilização de calor. a) Ciclo Rankine, b) Ciclo Kalina.....	56
Figura 3.29 - Ciclo combinado de potencia e refrigeração por absorção.....	57
Figura 3.30 - Ciclo combinado de potência e refrigeração e diagrama T-s.....	58
Figura 3.31 - Sistema de trigerção com turbina a gás.....	60
Figura 3.32 - Sistema de trigerção híbrido.....	61
Figura 3.33 - Sistema de trigerção com micro-turbina a gás e sistema de refrigeração com ejetor.....	63
Figura 4.1 - Princípio de um sistema combinado de potência.....	64
Figura 4.2 - Esquema do sistema tetra-combinado de trigerção.....	66
Figura 4.3 - Sistema tri-combinado de cogeração.....	68
Figura 4.4 - Sistema tetra-combinado de cogeração.....	68
Figura 4.5 - Sistema tetra-combinado de trigerção.....	69
Figura 4.6 - Sistema tetra-combinado de trigerção objeto de estudo.....	70
Figura 4.7 - Diagrama do sistema de refrigeração por absorção/ejetor compressor.....	71
Figura 4.8 - Evolução do vapor motriz e o vapor aspirado através do ejetor.....	72
Figura 5.1 - Volume de controle indeformável com uma entrada e uma saída.....	75
Figura 5.2 - Componentes da Exergia.....	77
Figura 5.3 - Ilustração qualitativa da relação entre o impacto ambiental e a sustentabilidade de um processo, e sua eficiência exergética.....	85
Figura 5.4 - Índice exergético de renovabilidade para a usina em função do índice do	

sistema de cogeração.....	90
Figura 6.1 - Diagrama da unidade de refrigeração por absorção de simples efeito.....	97
Figura 6.2 - Diagrama da unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito.....	97
Figura 6.3 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor.....	100
Figura 6.4 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção.....	101
Figura 6.5 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a gás, caldeira de recuperação e refrigeração por absorção.....	103
Figura 6.6 - Diagrama do sistema de trigeração com ciclo combinado e refrigeração por absorção.....	105
Figura 6.7 - Taxa de exergia de combustível (kW) das configurações analisadas para o caso da indústria de laticínios.....	110
Figura 6.8 - Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigeração para o caso da indústria de laticínios.....	111
Figura 6.9 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações aplicadas ao caso da indústria de laticínios.....	112
Figura 6.10 - Taxa de exergia de combustível (kW) das configurações analisadas para o caso do hospital.....	116
Figura 6.11 - Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigeração para o caso do hospital.....	117
Figura 6.12 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações aplicadas ao caso do hotel...	118
Figura 6.13 - Taxa de exergia de combustível (kW) das configurações analisadas para o caso da indústria de bebidas.....	122
Figura 6.14 - Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigeração para o caso da indústria de bebidas.....	123
Figura 6.15 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações aplicadas ao caso da indústria de bebidas.....	124
Figura 7.1 - Evolução das concentrações das soluções e a sua influencia na eficiência exergética.....	134

Figura 7.2 - Melhores valores obtidos na otimização com o método genético para o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.....	135
Figura 7.3 - Variação do COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão devido à pressão e temperatura do vapor aos ejetores.....	136
Figura 7.4 - Variação do COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão devido à variação da relação de pressão nos ejetores.....	137
Figura 7.5 - Variação no consumo de vapor de insumo energético e o vapor consumido pelos ejetores como função da relação de pressão nos ejetores.....	137
Figura 7.6 - Evolução das concentrações das soluções e a sua influencia na eficiência exergética para o sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão.....	138
Figura 7.7 - Melhores valores obtidos na otimização com o método genético para o sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão.....	139
Figura 7.8 - Evolução das concentrações das soluções e a sua influencia na eficiência exergética para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.....	140
Figura 7.9 - Melhores valores obtidos na otimização com o método genético para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.....	140
Figura 7.10 - Evolução da eficiência exergética de alguns sistemas de trigerção: (a) Sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito. (b) Sistema de trigerção com turbina a gás e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito. (c) Sistema de trigerção de ciclo combinado e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito. (d) Sistema tetra-combinado de trigerção.....	144
Figura 7.11 - Taxa de exergia de combustível (kW) das configurações otimizadas para o caso da indústria de laticínios.....	146
Figura 7.12 - Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigerção otimizados para o caso da indústria de laticínios.....	147
Figura 7.13 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações otimizadas sem produção de eletricidade excedente.....	148

Figura 7.14 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações otimizadas com eletricidade excedente de 1662 kW.....	149
Figura 7.15 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações com eletricidade excedente de 3143 kW.....	151
Figura 7.16 - Volume de controle considerado para a determinação do índice.....	154
Figura 7.17 - Índice exergético de renovabilidade para os sistemas de trigeração em função da eficiência exergética no caso base.....	155
Figura 7.18 - Índice exergético de renovabilidade para os sistemas de trigeração em função da eficiência exergética para os sistemas otimizados.....	155
Figura 7.19 - Variação do Índice exergético de renovabilidade em função da eficiência exergética.....	157
Figura A.1 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor.....	177
Figura A.2 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção.....	184
Figura A.3 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a gás, caldeira de recuperação e refrigeração por absorção.....	189
Figura A.4 - Diagrama esquemático da caldeira de recuperação.....	196
Figura A.5 - Diagrama T vs. ΔH para a caldeira de recuperação.....	196
Figura A.6 - Diagrama do sistema de trigeração com ciclo combinado e refrigeração por absorção.....	198
Figura A.7 - Diagrama esquemático da caldeira de recuperação do ciclo combinado.....	203
Figura A.8 - Diagrama T vs. ΔH para a caldeira de recuperação do ciclo combinado.....	203
Figura A.9 - Sistema Tetra-combinado de trigeração.....	205
Figura B.1 - Analogia entre a Evolução Natural e os Algoritmos Genéticos.....	211
Figura B.2 - Representação ilustrativa da aplicação do operador de cruzamento (<i>crossover</i>).....	213
Figura B.3 - Representação ilustrativa da aplicação do operador de mutação.....	213
Figura B.4 - Seqüência lógica de processamento em um Algoritmo Genético.....	214

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Faixas de cargas elétricas típicas em prédios	8
Tabela 1.2 - Consumo de calor e eletricidade específica, requeridos para a produção de vários produtos industriais.....	9
Tabela 1.3 - Potencial de cogeração com gás natural no setor industrial.....	11
Tabela 1.4 - Potencial de cogeração com gás natural no setor de comércio e serviços.....	11
Tabela 1.5 - Alguns projetos de cogeração da COGERAR e as utilidades produzidas.....	12
Tabela 3.1 - Tipos de células de combustível e as suas principais características.....	34
Tabela 3.2 - Estimativas de desempenho futuro dos sistemas CHP com motores a gás.....	36
Tabela 3.3 - Resumo das tecnologias CHP e indicadores associados.....	38
Tabela 3.4 - Características das Tecnologias de cogeração relevantes para uso em edifícios.....	39
Tabela 3.5 - Características técnicas dos chillers de absorção.....	51
Tabela 3.6 - Comparação do desempenho do ciclo combinado com ejetor-absorção e o ciclo sem ejetor.....	54
Tabela 3.7 - Desempenho do ciclo combinado APC.....	58
Tabela 3.8 - Resultados da simulação do ciclo combinado de potência e refrigeração.....	59
Tabela 4.1 - Resultados para Coeficiente de Desempenho (COP) e Eficiência exergética para os sistemas de refrigeração incluindo um por compressão de vapor.....	73
Tabela 6.1 - Características das turbinas a gás disponíveis nos modelos dos sistemas de trigeração.....	98
Tabela 6.2 - Conjunto de dados que define as condições de operação do sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	100
Tabela 6.3 - Parâmetros gerais utilizados na simulação dos sistemas de trigeração operando sob ciclo Rankine.....	101
Tabela 6.4 - Conjunto de dados que define as condições de operação do sistema de refrigeração por absorção.....	102
Tabela 6.5 - Parâmetros assumidos para a simulação dos sistemas de refrigeração por absorção.....	102
Tabela 6.6 - Parâmetros assumidos para simular o sistema de trigeração com turbina a gás.....	104
Tabela 6.7 - Parâmetros adicionais assumidos para simular o sistema de trigeração com	

ciclo combinado.....	105
Tabela 6.8 - Parâmetros assumidos para a simulação do sistema híbrido de absorção/ejeto compressão.....	106
Tabela 6.9 - Eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente no caso da indústria de laticínios.....	108
Tabela 6.10 - Eficiência energética e exergética na simulação para o segundo cenário, eletricidade excedente 1662 kW.....	108
Tabela 6.11 - Eficiência energética e exergética na simulação para o cenário com 3143 kW de eletricidade.....	109
Tabela 6.12 - Eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente no caso do hospital.....	114
Tabela 6.13 - Eficiência energética e exergética na simulação dos sistemas de trigeração com 2390 kW de eletricidade excedente.....	115
Tabela 6.14 - Eficiência energética e exergética na simulação para o cenário com 3220 kW de eletricidade excedente.....	115
Tabela 6.15 - Eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente no caso da indústria de bebidas.....	120
Tabela 6.16 - Eficiência energética e exergética na simulação dos sistemas de trigeração com 442 kW de eletricidade excedente.....	120
Tabela 6.17 - Eficiência energética e exergética na simulação para o cenário com 1571 kW de eletricidade excedente.....	121
Tabela 7.1 - Variáveis de decisão para otimizar a eficiência exergetica dos sistemas de refrigeração por absorção.....	133
Tabela 7.2 - Resultados da otimização para o sistema de refrigeração por absorção de efeito simples.....	135
Tabela 7.3 - Resultados da otimização para o sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão.....	139
Tabela 7.4 - Resultados da otimização para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.....	141
Tabela 7.5 - Variáveis de decisão para otimizar a eficiência exergética dos sistemas de trigeração.....	143
Tabela 7.6 - Eficiência energética e exergética na otimização das configurações sem eletricidade excedente no caso da indústria de laticínios.....	145

Tabela 7.7 - Eficiência energética e exergética na otimização para o segundo cenário, eletricidade excedente 1662 kW.....	145
Tabela 7.8 - Eficiência energética e exergética na otimização para o cenário com 3143 kW de eletricidade.....	146
Tabela 7.9 - Valores das variáveis de decisão otimizadas para os sistemas de trigeração com ciclo combinado.....	152
Tabela A.1 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor para indústria de laticínios. Caso base.	178
Tabela A.2 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	178
Tabela A.3 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso base.....	185
Tabela A.4 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	185
Tabela A.5 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso base.....	186
Tabela A.6 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	186
Tabela A.7 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso base.....	190
Tabela A.8 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	191
Tabela A.9 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso base.....	192
Tabela A.10 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a gás e	

refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	193
Tabela A.11 - Valor das propriedades para o sistema de trigerção com ciclo combinado e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso base.....	199
Tabela A.12 - Valor das propriedades para o sistema de trigerção com ciclo combinado e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	200
Tabela A.13 - Valor das propriedades para o sistema de trigerção com ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso base.....	201
Tabela A.14 - Valor das propriedades para o sistema de trigerção com ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	202
Tabela A.15 - Valor das propriedades para o sistema de trigerção com ciclo tetra-combinado para indústria de laticínios. Caso base.....	206
Tabela A.16 - Valor das propriedades para o sistema de trigerção com ciclo tetra-combinado para indústria de laticínios. Caso otimizado.....	207

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

b	Exergia específica (kJ/kg)
$\dot{B}$	Fluxo de exergia (kW)
c	Custo em base exergética (kJ/kJ)
$\dot{C}$	Fluxo de custos (\$/s)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
$\dot{m}$	Fluxo de massa (kg/s)
P	Pressão (kPa)
PCI	Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor (kW)
s	Entropia específica (kJ/kg.K)
$\dot{S}$	Taxa de geração de entropia (kW/K)
T	Temperatura (K)
$\dot{W}$	Potência (kW)
$\dot{Z}$	Fluxo de custo associado ao capital, operação e manutenção (\$/s)

Símbolos Gregos

η	Eficiência
ψ	Eficiência racional
λ	Índice exergético de renovabilidade

Subscritos

0	Estado de referência
e	Entrada
PQ	Processos químicos
PT	Processos térmicos
PD	Processos dissipativos
s	Saída

Sobrescritos

Q	Calor
W	Trabalho

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	ii
RESUMO.....	iv
ABSTRACT.....	vi
LISTA DE FIGURAS.....	viii
LISTA DE TABELAS.....	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xvii
SUMÁRIO.....	xviii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 APLICAÇÕES E POTENCIALIDADE DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO.....	6
2. OBJETIVO DA TESE.....	15
2.1. DIVISÃO DOS CAPÍTULOS.....	15
3. SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO.....	17
3.1 CONCEITO DE TRIGERAÇÃO.....	17
3.2 TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO DISPONÍVEIS.....	20
3.2.1 Sistema de cogeração de turbina a gás.....	21
3.2.2 Sistema de cogeração de turbina a vapor.....	24
3.2.3 Sistema de cogeração de ciclo combinado.....	27
3.2.4 Sistema de cogeração com micro-turbinas.....	31
3.2.5 Sistema de cogeração com células de combustível.....	32
3.2.6 Sistema de cogeração com motor alternativo de combustão interna.....	35
3.2.7 Sistema de cogeração com motores Stirling.....	37
3.3 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	40
3.3.1 Refrigeração por Absorção.....	40
3.3.1.1 Ciclo de refrigeração por absorção Multi-efeito.....	45
3.3.1.2 Ciclo de refrigeração por absorção com absorvedor-recuperador de calor.....	46
3.3.1.3 Ciclo de refrigeração combinado ejeto-absorção.....	47
3.4 NOVOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO.....	52
3.4.1 Ciclo combinado de Potência e Refrigeração.....	52
3.4.2 Ciclo combinado de Potência e Refrigeração por ejeto-absorção.....	53

3.4.3 Ciclo combinado de Potência e Refrigeração por absorção (APC).....	55
3.4.4 Ciclo combinado de Potência e refrigeração com ejeter.....	58
3.4.5 Sistema de trigerção com Turbina a gás.....	60
3.4.6 Sistema solar híbrido de trigerção.....	61
3.4.7 Sistema de trigerção com micro-turbina a gás e sistema de refrigeração com ejeter.....	62
4. SISTEMA TETRA-COMBINADO DE TRIGERAÇÃO.....	64
4.1 ANÁLISE CONCEITUAL DO SISTEMA TETRA-COMBINADO DE TRIGERAÇÃO.....	64
4.2 ORIGEM E DEFINIÇÃO DO SISTEMA TETRA-COMBINADO.....	67
4.3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA TETRA-COMBINADO DE TRIGERAÇÃO.....	69
5. ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA DE SISTEMAS.....	74
5.1 CONCEITO DE EXERGIA E BALANÇO EXERGÉTICO.....	74
5.2 ANÁLISE EXERGETICA.....	78
5.3 RENDIMENTO EXERGÉTICO.....	78
5.4 TERMOECONOMIA.....	79
5.5 ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA.....	82
5.6 EXERGIA E IMPACTOS AMBIENTAIS.....	84
5.7 ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA EM SISTEMAS DE COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO.....	91
6. IMPACTO DAS TECNOLOGÍAS DE TRIGERAÇÃO NOS CUSTOS DE PRODUÇÃO.....	95
6.1 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	99
6.2 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	101
6.3 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	103
6.4 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO COMBINADO E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	104
6.5 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO TETRA-COMBINADO.....	105

6.6 RESULTADOS OBTIDOS PARA OS DIFERENTES SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO.....	106
6.6.1 Indústria de Laticínios.....	108
6.6.2 Hospital.....	114
6.6.3 Indústria de bebidas.....	120
7. OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO	127
7.1 INTRODUÇÃO.....	127
7.2 OTIMIZAÇÃO USANDO O SOFTWARE EES.....	129
7.3 FORMULAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO PARA OS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO	132
7.3.1 Otimização dos sistemas de refrigeração por absorção.....	132
7.3.2 Otimização global dos sistemas de trigerção.....	141
7.4 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO.....	143
7.5 APLICAÇÃO DO ÍNDICE EXERGÉTICO DE RENOVABILIDADE NOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO.....	154
8. CONCLUSÕES.....	158
8.1 SUGESTÃO PARA FUTUROS TRABALHOS.....	163
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	164
APÊNDICE A - MODELAGEM DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO...	177
A. 1. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	177
A. 2. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	184
A. 3. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	189
A. 4. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO COMBINADO E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	198
A. 5. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO TETRA-COMBINADO.....	205
APÊNDICE B - ALGORITMOS GENÉTICOS.....	211
B.1 DEFINIÇÕES BÁSICAS.....	212
B.2 DESEMPENHO DE UM ALGORITMO GENÉTICO.....	215
B.3 ALGUMAS VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS ALGORITMOS GENÉTICOS.....	216

1. INTRODUÇÃO

A flutuação nos custos das fontes de energia primária incentiva os consumidores a uma utilização eficaz das mesmas. O incremento nos preços do combustível e as implicações ecológicas estão dando impulso a tecnologias de conversão de energia que melhor aproveitem as fontes primárias de energia. Em termos gerais, a energia primária, produtos energéticos providos pela natureza na sua forma direta, como o gás natural e o petróleo, alimenta o conjunto das operações industriais, e pelo princípio de conservação de energia fica desagregada em duas parcelas: uma energia útil que satisfaz as necessidades dos seres humanos e outra energia não utilizada rejeitada ao meio ambiente. Assim, para diminuir o consumo de energia primária, existem três eixos de pesquisa e desenvolvimento tecnológico: diminuir o consumo da energia útil; substituir as fontes convencionais de energia primária por fontes alternativas e por último, diminuir a quantidade da energia não utilizada rejeitada ao meio ambiente.

Com respeito ao primeiro eixo, este não representa uma opção real para resolver os problemas energéticos já que a quantidade de energia que o ser humano considera necessária para seu bem-estar vai aumentar em vez de diminuir. O segundo eixo só permite resolver o problema energético no longo prazo, já que substituir o petróleo ou o gás natural por fontes alternativas está longe de ser técnica e economicamente rentável. Assim, a alternativa de pesquisa e desenvolvimento tecnológico é o terceiro eixo, que significa aumentar a eficiência energética das indústrias com o objetivo de diminuir a energia não utilizada rejeitada ao meio ambiente e é aqui onde aparecem tendências tecnológicas que vem sendo estudadas, como a gaseificação e cogeração com ciclo combinado, os ciclos de refrigeração por absorção, a trigeração, as células de combustível, etc., para aproveitar ou otimizar não somente o uso da quantidade de energia senão a sua qualidade.

Com relação aos preços dos combustíveis, a principal razão para a flutuação dos preços do petróleo é a lei da oferta e a procura. Por tratar-se de um energético não renovável, cujo consumo aumenta em momentos de crescimento econômico, a demanda pressiona a oferta e, conseqüentemente, os preços sobem.

Em 2007, o preço do petróleo experimentou um alto grau de volatilidade, exibindo uma queda de quase US\$ 7 o barril em meados de agosto e retomando uma tendência claramente de ascensão na segunda metade do dito mês, que se estendeu para setembro. No final de 2007 o preço do barril se aproximou dos US\$ 100. Um barril de petróleo custava US\$147,27 em 2008 e para os especuladores, ele chegaria próximo a 200 dólares em 2009 (RHODES, 2008). Contudo, os preços do petróleo diminuíram e o barril não alcançou os 200 dólares que predisseram em 2009. O preço do barril de petróleo entre os anos 2009 e 2010 tem-se mantido na faixa dos 60 a 80 dólares.

A figura 1.1 mostra a evolução do preço do petróleo nos últimos 12 anos desenvolvida pela Energy Information Administration (EIA) do governo dos Estados Unidos (EIA, 2010).

Figura 1.1 - Evolução do preço do petróleo em dólares nominais por barril (EIA, 2010)

Pelo lado da demanda, as cifras ainda mostram elevados ritmos de expansão no consumo de petróleo em nível global. Neste sentido, China, Brasil, Estados Unidos e as nações de Oriente Médio consolidaram-se como os principais pilares do aumento da demanda, tendência que se espera manter no médio prazo. Entretanto, em nível setorial global, o transporte é a principal fonte de incremento da demanda, seguido pelo setor industrial e residencial dos países Não-OECD (Organização para a Cooperação e o Desenvolvimento Econômico).

Segundo a EIA (2011), a previsão de crescimento da demanda global de petróleo para 2011 é cortado sobre a persistência de preços elevados e mais fracas projecções do Fondo Monetario

Internacional para o PIB das economias avançadas. A demanda global, que em média foi de 87,9 milhões de barris por dia em 2010 (+3,3% ou +2,8 milhões de barris por dia, ano-a-ano), é projetado para alcançar 89,2 milhões de barris por dia em 2011 (+1,5% ou 1,3 milhões de barris por dia em relação ao anterior ano). A figura 1.2 mostra a demanda mundial de petróleo em 2010 e a tendência para o ano 2011, segundo a EIA (2011)

Figura 1.2 - Tendência da demanda mundial de petróleo para o ano 2010 e 2011 (Adaptada de EIA, 2011)

Segundo um documento preparado por Ruiz-Caro (2003) para a Comissão Econômica para América Latina e o Caribe (CEPAL), as previsões da Agência Internacional de Energia (AIE) e a Organização de Países Exportadores de Petróleo (OPEP) coincidem em afirmar que o crescimento energético mundial registrará até 2020 uma taxa média anual de 1,7 %. Coincidem também em que apesar dos esforços que se realizarão no desenvolvimento de energias alternativas renováveis, os combustíveis fósseis serão o recurso predominante. A maioria dos países industrializados, especialmente Estados Unidos e países da Europa, têm desenvolvido políticas energéticas nas quais se considera os combustíveis fósseis como um recurso estratégico. Estas políticas incluem programas para o uso eficiente da energia e desenvolvimento de fontes energéticas alternativas, entre outras.

Segundo a revista Memória de Labores da Companhia de Petróleos de México (PEMEX, 2006), o gás natural como fonte de energia primária ocupa a terceira posição depois do carvão e do petróleo cru no consumo mundial e se mostra como o combustível de maior demanda no

futuro. A importância energética do gás natural se baseia no baixo impacto ambiental que se tem no seu uso como combustível no setor industrial, bem como por ser um produto final para os setores doméstico e comercial. O mercado internacional de gás natural se compõe de diferentes mercados regionais, porém não é possível falar de um mercado mundial para este produto. Neste contexto, os preços dependem do equilíbrio entre a oferta e a demanda em cada região e as suas diferenças entre regiões podem ser significativas. Em escala mundial, os recursos de gás natural são abundantes, mas como no caso do petróleo, estão concentrados num reduzido número de países. A figura 1.3 mostra a distribuição de reservas provadas de gás natural no final do ano 2009 no mundo, enquanto que a figura 1.4 mostra a distribuição de reservas provadas para América do Sul, em trilhões de metros cúbicos.

Figura 1.3 - Distribuição de reservas provadas de gás natural no final do ano 2009. (Adaptado de: BP Statistical Review of World Energy, 2010)

Figura 1.4 - Distribuição de reservas provadas de gás natural no final do ano 2009. (Adaptado de: BP Statistical Review of World Energy, 2010)

Durante 2009, o México foi o maior consumidor de gás natural na região com 69600 Mm³ (o que representa um incremento de 5,7% em relação ao ano anterior), seguido da Argentina (43100 Mm³, - 2,6%), Venezuela (29700 Mm³, -2,9%), Brasil (20300 Mm³, -19,2%), Colômbia (8700 Mm³, +15,5%), Peru (3500 Mm³, +2,6%), Chile (3300 Mm³, +25,8%) e Equador (500 Mm³, +9,6%). Em outros países da região o consumo baixou 4,2% a 25500 Mm³ (PLATAFORMA ENERGÉTICA, 2010).

No Brasil, a média diária de produção em 2009 foi de 57,9 milhões de m³/dia e o volume de gás natural importado foi o menor desde 2004, com média de 23,4 milhões de m³/dia. Com isto houve decréscimo na participação do gás natural na matriz energética nacional, para o patamar de 8,7%. A demanda industrial por gás natural sofreu queda expressiva em relação ao ano anterior (-15,3%), em decorrência da crise econômica que atingiu a economia brasileira, principalmente no primeiro semestre de 2009. A queda no consumo deste energético foi maior na siderurgia (-25,2%), na pelletização (-43,8%) e no setor químico (-24,2%) (BEN, 2010).

É previsto que a geração de potência devido ao gás natural, o principal combustível para equipamentos de geração de potência, no mundo será de 5.000 TWh em 2010 e de aproximadamente 10.000 TWh em 2030. A geração bruta de potência no mundo subiu para 15000 TWh em 2000, e é estimado que exceda os 20.000 TWh em 2010 e 30.000 TWh em 2030 (IEA, 2008).

Segundo Temir e Bilge (2004), as energias obtidas de recursos naturais limitados estão ficando cada vez mais valiosas na relação com o aumento na demanda. Por isso, o objetivo é projetar sistemas com a eficiência máxima e com os custos mais baixos. A eficiência energética aumenta quando se consegue realizar um produto com uma quantidade de energia inferior à que era usualmente consumida. Neste sentido, ser eficiente “energeticamente” equivale a gastar menos quantidade de energia para se obter um mesmo resultado final; ou, gastar a mesma quantidade de energia e obter maiores resultados.

Por exemplo, as centrais termelétricas convencionais convertem apenas 1/3 da energia do combustível em energia elétrica. O restante são perdas sob a forma de calor. O efeito adverso no ambiente derivado deste desperdício é óbvio. A necessidade de aumentar a eficiência do processo de produção de eletricidade é portanto imperativa.

Um método para uma utilização mais racional da energia na produção de eletricidade é a cogeração de calor (ou refrigeração) e energia elétrica, em que mais de 4/5 da energia do combustível é convertida em energia utilizável, resultando em benefícios financeiros e ambientais. O termo “cogeração” é um neologismo de origem americana, difundido a partir do final dos anos 1970, e que indica uma tecnologia conhecida e praticada desde o século passado. Os sistemas de cogeração são aqueles em que se faz, simultaneamente, e de forma seqüenciada, a geração de energia elétrica ou mecânica e calor a partir da queima de um combustível (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Em muitos processos industriais e no setor terciário da economia (envolve a comercialização de produtos em geral, e o oferecimento de serviços comerciais, pessoais ou comunitários, a terceiros), há uma necessidade simultânea de potência elétrica, vapor e refrigeração ou ar condicionado. Isto leva à possibilidade de colocar plantas de trigerção, também conhecidas como plantas CHCP (*combined heat and cooling plant*) ou CCHP (*combined cooling, heat and power*) para satisfazer estes requerimentos. O conceito de trigerção representa uma extensão de uma planta CHP (*combined heat and power*), isto é, a produção *in situ* de um vetor de energia triplo solicitado pelo usuário, geralmente de uma fonte única de combustível (p.ex., gás natural).

Para Colonna e Gabrielli (2003), quando se está projetando uma nova planta de produção dever-se-ia considerar uma produção integrada das utilidades. Assim, o número de instalações de sistemas chamados de trigerção estaria aumentando.

Nos processos de conversão de energia, a tecnologia não só tem influência na quantidade mas também na qualidade da energia consumida e dos rejeitos jogados no meio ambiente, além da qualidade dos produtos finais.

1.1 APLICAÇÕES E POTENCIALIDADE DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

O fim do monopólio estatal na geração de energia elétrica e a extinção das barreiras que impediam a importação de equipamentos no Brasil permitiram que surgissem novas

oportunidades na área de produção de energia, viabilizando a implantação de sistemas de cogeração. Em todo o mundo esta solução vem assumindo uma importância crescente, sendo fortemente incentivada por governos e por empresas privadas de distribuição de energia (COGERAR, 2009).

No Brasil, o mercado de eletricidade começa a se abrir e, futuramente, os consumidores poderão escolher o seu fornecedor de energia elétrica. Além disso, o racionamento de 2001, e a possibilidade de um novo “apagão” não é descartada por autoridades e acadêmicos da área energética (COMGAS, 2009). Diante deste quadro, a cogeração, e portanto a trigeração, representam uma alternativa bastante interessante de gerar eletricidade a partir do gás natural em menos tempo que o necessário para a maturação de uma termelétrica.

Os sistemas de cogeração, tanto de biomassa quanto de gás natural, são ambientalmente sustentáveis pois produzem baixos níveis de emissão e além disso, possibilitam mitigação dos impactos. Segundo a COGEN (2010), a biomassa da cana-de-açúcar pode ser considerada energia verde e o gás natural é o combustível pretendido por todas as nações industrializadas e, principalmente, por provocar baixos níveis de emissões é considerado o combustível do milênio.

A figura 1.5 mostra o progressivo desenvolvimento do mercado de cogeração no Brasil.

Figura 1.5 – Unidades de cogeração no Brasil (Adaptado da COGEN, 2010)

As aplicações de cogeração, ou trigeração, são classificadas usualmente segundo o setor em que elas aparecem: setor de utilidades, setor industrial e setor comercial e de serviços.

No setor industrial, os processos que requerem calor são classificados de acordo com o nível de temperatura do calor requerido, assim:

- Processos de temperatura baixa (menor que 100°C), por exemplo, a secagem de produtos agrícolas, água quente doméstica ou aquecimento ou resfriamento de ambientes.
- Processos de temperatura média (100 a 300°C), ex. a indústria do papel e celulose, indústria têxtil, algumas indústrias químicas, etc. Nesses processos o calor é geralmente fornecido em forma de vapor.
- Processos de temperatura alta (300 a 700°C), ex. a indústria química.
- Processos de temperatura muito alta (maior que 700°C) ex. a indústria do cimento, a indústria do metal primário, indústria do vidro.

No setor comercial a demanda de eletricidade e carga térmica apropriada para a cogeração aparece em prédios como hotéis, hospitais, colégios e universidades, prédios de escritórios, restaurantes, lojas, supermercados, shoppings.

Desde o ponto de vista das demandas de cargas térmicas de aquecimento e refrigeração, podem-se identificar três sub setores: a) hospitais e hotéis, b) prédios de apartamentos e c) prédios de escritórios. Cada um dos sub setores tem o seu próprio perfil (ZOGOU, 2007).

A tabela 1.1, mostra uma indicação da potência elétrica requerida em vários tipos de prédios.

Tabela 1.1 – Faixas de cargas elétricas típicas em prédios (ZOGOU, 2007)

Prédio	Carga elétrica (kW)
Restaurantes	50 - 80
Prédios de apartamentos	50 - 100
Supermercados	90 - 120
Hotéis	100 - 2000
Hospitais	300 - 1000
Shoppings	500 - 1500
Colégios, Universidades	500 - 1500
Prédios de escritórios	500 - 2000

O consumo de calor e eletricidade específica requerido para a produção de vários produtos industriais de uso diário com sistemas de cogeração, são mostrados na Tab. 1.2.

Tabela 1.2 – Consumo de calor e eletricidade específica, requeridos para a produção de vários produtos industriais (ZOGOU, 2007)

Produto	Calor de entrada (kWh/t)	Pressão (bar)	Energia elétrica (kWh/t)
Papel	5000	5	1100
Papel de embrulho	2500	2,5	450
Arroz	500	3,5	70
Açúcar	3000	3	175

Os empreendimentos que utilizam cogeração por segmento de atividade no Brasil, são mostrados na Fig. 1.6 (COGEN, 2010).

Figura 1.6 – Empreendimentos que utilizam cogeração por segmento de atividade (Adaptada de COGEN, 2010)

Pode-se notar a variedade do segmento de atividade onde a cogeração e trigeração são aplicáveis e o mercado imenso, demonstrando o seu potencial vasto. A tendência da cogeração em pequena escala deve-se, em boa parte, à emergência de micro-turbinas, motores Stirling, células de combustível que tornaram possível dimensionar de forma compacta todo um sistema de produção de energia.

A COGEN (2010) propõe uma classificação dos empreendimentos de cogeração no Brasil, de acordo ao combustível utilizado, sendo os resultados mostrados na Fig. 1.7.

Figura 1.7 – Unidades de cogeração por tipo de combustível utilizado (COGEN, 2010)

As unidades de cogeração que utilizam o gás natural como combustível, por segmento de atividade no Brasil, são apresentadas na Fig. 1.8.

Figura 1.8 – Unidades de cogeração que utilizam gás natural por segmento de atividade (COGEN, 2010)

A oferta de gás natural tem sido crescente em São Paulo. Segundo Silvestrin (2009), em 2009 a oferta será de 22,3 Mm³/dia, para 2010 de 26,9 Mm³/dia, para 2011 de 29 Mm³/dia e para 2012 de 30,1 Mm³/dia.

O potencial de cogeração com gás natural para o estado de São Paulo, no setor industrial e comercial é mostrado nas Tab. 1.3 e 1.4 (Silvestrin, 2009).

Tabela 1.3 – Potencial de cogeração com gás natural no setor industrial (Silvestrin, 2009)

Segmento	Clientes	Potencial (MW)	1000 (m ³ /dia)
Química	26	912	5330
Pneus	5	70	418
Bebidas	19	65	348
Madeira	4	63	431
Massa/Biscoito	22	62	327
Aminoácidos	4	60	430
Cerâmica	166	59	402
Laticínios	26	41	198
Papel e celulose	30	346	2052
Ferro gusa e aço	1	287	2065
Óleo	5	27	194
Cimento	9	221	1184
Têxtil	56	183	984
Alumínio	1	164	1233
Frigorífico	29	105	528
Cítricos	5	104	558
TOTAL	408	2769	16682

Tabela 1.4 – Potencial de cogeração com gás natural no setor de comércio e serviços (Silvestrin, 2009)

Segmento	Clientes	Potencial (MW)	1000 (m ³ /dia)
Hotéis	247	50	170
Edif. Corporativos	100	42	141
Supermercados	550	358	1214
Shopping Center	94	132	445
Hospitais	193	118	398
TOTAL	1184	700	2368

Segundo a COMGAS (2009), importantes empreendimentos já optaram pela cogeração em São Paulo e na Grande São Paulo, entre eles:

- Aeroporto de Congonhas – São Paulo
- Shopping Taboão da Serra – Grande São Paulo
- Inapel (indústria de embalagens) – Grande São Paulo
- Panamco – Jundiaí
- Sonda Supermercados – São Paulo e Grande São Paulo
- Caesar Park – Grande São Paulo
- Sofitel – São Paulo
- IGW Edifício Plaza Iguatemi – São Paulo

- AMBEV – Jaguariúna
- Kaiser – Jacareí
- VCP – Jacareí

A COGERAR (2009) menciona um número variado de sistemas de cogeração, e ainda de trigeração, instaladas por eles no Rio de Janeiro. A tabela 1.5, mostra as utilidades produzidas.

Tabela 1.5 – Alguns projetos de cogeração da COGERAR e as utilidades produzidas

Projeto	Energia Elétrica (kW)	Vapor (t/h)	Água gelada (TR)
Jornal o Globo	5600	-	1500
Cervejaria Brahma	135000	175	-
Coca-Cola (Jundáí)	8000	6	1000
Coca-Cola (Rio)	4800	3.6	800
Ilha Plaza Shopping	900	-	1200
Norte Shopping	1000	-	800
Shopping Carioca	3200	-	1400

Pelo exposto anteriormente, a cogeração, e também a trigeração, são mais uma opção real de oferta de energia para a matriz energética do Brasil e de outros países com recursos naturais como o gás natural.

Segundo Silvestrin (2009), a elevação dos preços do óleo combustível, em torno de 12%, a queda dos preços do gás natural, devido à redução dos preços do petróleo, a formação de um mercado livre de gás natural a partir de 2011, e a possibilidade de negociação de créditos de carbono - diante da possibilidade de compensar emissões - abrem uma janela de oportunidades para empreendedores dispostos a utilizar a cogeração a gás natural.

Os conceitos de eficiência energética, conservação do meio ambiente e redução de custos formarão o tripé de sustentação da base energética dos países. Tendo em conta que os sistemas de trigeração são uma realidade hoje e com melhores perspectivas no futuro, o interesse de estudar e propor este tipo de sistemas é fundamental para o aproveitamento das fontes primárias de energia e o uso racional e eficiente da mesma.

Assim, o presente trabalho visa analisar a questão do uso racional da energia e o aproveitamento de uma fonte primária (gás natural), buscando modelos alternativos de sistemas de trigeração. A economia de energia é uma forma de manter a produção com gastos

menores tanto para a indústria como para o setor terciário. Assim, a necessidade de se reduzir os custos de produção de utilidades tem estimulado o desenvolvimento deste tipo de sistemas. Neste caso, o modelo é chamado sistema tetra-combinado de trigeração, e gera: eletricidade, vapor e água gelada (para propósitos de ar condicionado). Este sistema é composto de uma turbina a gás, um gerador de vapor de recuperação (caldeira de recuperação), uma turbina a vapor de condensação/extração e uma unidade de refrigeração híbrida de absorção/ejeto-compressão a vapor. A expressão tetra-combinado é devido ao fato que o sistema é baseado em dois ciclos de potência (ciclos Brayton e Rankine) e dois ciclos de refrigeração (ciclos de absorção e de ejeto compressão a vapor). O sistema tetra-combinado é comparado com diferentes configurações de sistemas de trigeração que satisfazem demandas energéticas em três aplicações diferentes.

Com relação aos sistemas de refrigeração associados aos sistemas de potência, destacam-se aqueles baseados no ciclo de absorção. Os sistemas de refrigeração por absorção ganharam grande importância nos últimos anos devido a questões energéticas e ambientais. Por requererem calor como insumo energético e, portanto, ao utilizarem rejeitos térmicos de sistemas de conversão termomecânica, contribuem para maximizar o desempenho do sistema de trigeração. Além disso, a refrigeração por absorção utiliza substâncias naturais, as quais não causam a depleção da camada de ozônio e o aquecimento global, como fluidos de trabalho.

A avaliação do desempenho dos sistemas de trigeração, incluindo o sistema tetra-combinado, estará baseada na implementação de modelos que mostrem o comportamento dos sistemas e seus componentes. Para isto, se utilizará a análise exérgica e exergoeconômica, cujos princípios se detalham no capítulo 5 e que se apresenta como um instrumento poderoso para projetar, avaliar e melhorar sistemas térmicos. Assim, por meio das análises é possível determinar os custos de produção das utilidades (eletricidade, vapor e água gelada) para uma aplicação dada.

Do ponto de vista de otimização, o software EES[®] usado para a modelagem dos sistemas de trigeração permite o uso de quatro algoritmos de otimização. O método adotado foi dos Algoritmos Genéticos já que só necessita da avaliação da função objetivo, e com isso pode tratar uma gama enorme de problemas, sejam eles definidos num espaço discreto, contínuo ou misto, e ainda com ou sem restrições. O método simplex de Nelder-Mead ou de busca por

poliedros flexíveis foi também usado como uma medida de comparação dos resultados obtidos no processo de otimização. Neste trabalho concentrou-se na maximização da eficiência exergética dos sistemas de trigeriação e assim na minimização dos custos em base exergética dos produtos (eletricidade, vapor para processo e água gelada).

2. OBJETIVO DA TESE

O presente trabalho tem por objetivo a obtenção de configurações ótimas para satisfazer demandas de eletricidade e cargas térmicas de aquecimento e refrigeração a partir de uma fonte primária de energia, avaliando o impacto dessas nos custos de produção de eletricidade, vapor e água gelada. Estes tipos de sistemas são conhecidos como sistemas de trigeriação.

A avaliação de desempenho deste tipo de sistema é conduzida por meio da aplicação da análise exergética e exergoeconômica de plantas de conversão de energia para a determinação do rendimento exergético e custos em base exergética de produção de utilidades desse tipo de sistema.

A aplicabilidade de técnicas evolucionárias (método genético) na otimização de sistemas de conversão de energia é uma contribuição para o estudo de otimização de sistemas de trigeriação, sendo importante para que estas plantas tenham um melhor rendimento exergético, uma melhor relação custo/benefício e menor impacto ambiental.

Este trabalho faz parte da temática “Otimização de Sistemas de Conversão de Energia”, linha de pesquisa sub a orientação do Prof. Silvio de Oliveira Jr. na Universidade de São Paulo (USP).

2.1. DIVISÃO DOS CAPÍTULOS

A tese ora apresentada está dividida em sete capítulos e dois apêndices.

O Cap. 1 apresenta uma discussão sobre o uso eficiente e racional de energias primárias, mostrando brevemente a situação do petróleo e o gás natural, além de mostrar um panorama da situação para a aplicação de sistemas de trigeriação para satisfazer demandas energéticas na indústria e o setor terciário.

O Cap. 2 expressa de maneira clara o objetivo da presente tese.

O Cap. 3 faz uma revisão geral de sistemas de trigeração, as tecnologias envolvidas neste tipo de sistemas, mesmo que apresenta uma breve descrição de alguns ciclos de cogeração e trigeração, que diferentes pesquisadores têm proposto nos anos recentes.

O Cap. 4 detalha o conceito e desenvolvimento do sistema tetra-combinado de trigeração.

O Cap. 5 descreve os conceitos envolvidos na análise exergética e exergoeconômica, seguida de uma revisão dos trabalhos publicados nesta área e aplicados a sistemas de refrigeração por absorção, cogeração e trigeração.

O Cap. 6 mostra o impacto das tecnologias de trigeração nos custos em base exergética dos produtos: eletricidade, vapor para processo e água gelada. Diversos sistemas são comparados satisfazendo demandas energéticas para três aplicações diferentes.

O Cap. 7 apresenta a descrição e os resultados do processo de otimização dos sistemas de trigeração, usando o método genético.

O Cap. 8 apresenta as conclusões do trabalho, assim como algumas sugestões para trabalhos futuros.

O Apêndice A apresenta os principais equacionamentos utilizados para a elaboração dos modelos computacionais dos sistemas de trigeração desenvolvidos para a obtenção dos resultados.

O Apêndice B apresenta uma pequena introdução e alguns conceitos fundamentais dos Algoritmos Genéticos.

3. SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

3.1 CONCEITO DE TRIGERAÇÃO

O termo trigeração pode ser definido como a produção simultânea de potência, vapor e água gelada geralmente para propósitos de ar condicionado. Os sistemas de trigeração produzem essas três formas de energia a partir de uma fonte primária de energia que pode ser o gás natural ou petróleo, entre outros. Trabalhos como o de Temir e Bilge (2004) e Teopa-Calva, Picón-Nuñez e Rodríguez (2005), coincidem com anterior definição. Segundo Temir e Bilge (2004), estes sistemas, embora apresentem custos de investimento muito altos, são mais econômicos quanto comparados com sistemas onde potência, vapor e água gelada são obtidos individualmente. A trigeração, segundo Teopa-Calva, Picón-Nuñez e Rodríguez, (2005), pode ser considerada como um caso especial da aplicação dos sistemas de cogeração onde uma fração da potência ou calor residual é usada num sistema de refrigeração. Segundo Emho (2003), a trigeração é uma técnica introduzida no começo dos anos 1980 e usada em sistemas de aquecimento e resfriamento distrital. Segundo Goodell (2007), presidente e executivo da *Trigeneration Technologies*, subsidiária de *Ecogeneration Solutions*, nos Estados Unidos, quando a trigeração é encontrada em hospitais, universidades, bases militares ou conjunto de prédios de escritórios, se denomina Sistemas de energia distrital (*District Energy Systems*) ou Sistemas de energia integrados (*Integrated Energy Systems*). O mesmo documento, também denomina a trigeração como CHCP das palavras em inglês “*combined heating, cooling and power*” o qual permite uma maior flexibilidade operacional em sítios com demanda de energia na forma de aquecimento como também de resfriamento, particularmente relevante em países tropicais onde os prédios precisam de ar condicionado e muitas indústrias requerem de processos de resfriamento. Segundo Guo (2004), do Instituto para a promoção de tecnologias inovadoras (Itália), a trigeração é conhecida também como BCHP (*Building cooling, heat and power*) quando é aplicada em prédios.

A figura 3.1 mostra o princípio e aproveitamento da fonte de energia de um sistema de trigeração.

Figura 3.1 - Princípio de um sistema de trigeração

O trabalho de Maidment, Tozer e Missenden (2001), mostra uma aplicação de trigeração em supermercados, baseados em iniciativa do governo do Reino Unido por sistemas eficientes de energia. O artigo define a demanda de potência e cargas térmicas de aquecimento e refrigeração de um supermercado e faz a avaliação de diferentes esquemas de trigeração e define sua viabilidade econômica e ambiental comparada com métodos convencionais de fornecimento de resfriamento, aquecimento e potência. Os autores concluem que ainda que o trabalho esteja baseado num estudo de caso, os resultados são relevantes para outras aplicações de refrigeração que têm cargas constantes.

Segundo Colonna e Gabrielli (2002), em muitos processos industriais há uma necessidade simultânea de potência elétrica e refrigeração a baixas temperaturas. Exemplos na indústria alimentícia, petroquímica e farmacêutica são citados pelos autores, assegurando que os sistemas de trigeração usando sistemas de refrigeração por absorção amônia-água são viáveis e, em algumas circunstâncias, uma opção econômica. Bassols et al. (2002) mostra a aplicação de sistemas de trigeração na indústria alimentícia descrevendo vários exemplos de plantas de trigeração principalmente com refrigeração por absorção com amônia. Os autores falam que para obter uma completa utilização de uma planta de cogeração, é necessária uma demanda constante de calor e potência. A demanda de potência é regulada pelas vendas de todo o excedente de potência à rede, mas o excedente de calor usualmente é perdido. Assim, a combinação de refrigeração por absorção com uma planta de cogeração permite usar todo o calor gerado para satisfazer a carga térmica de refrigeração. O documento é claro quando assegura que, enquanto a demanda de calor ou vapor usualmente tem grandes flutuações, a demanda de refrigeração é mais constante, especialmente em baixas temperaturas, entre -15 e -55 °C, onde a demanda quase não é influenciada pela temperatura ambiente.

A figura 3.2 (TEOPA-CALVA; PICÓN-NUÑEZ; RODRÍGUEZ, 2005) mostra um diagrama geral de um sistema de trigerção. Enquanto o calor e a potência são fornecidos pela turbina e pelos gases de escape, a refrigeração pode ser obtida de dois modos diferentes, usando um sistema de absorção ou usando um sistema de compressão alimentado eletricamente. O uso de um sistema ou outro dependerá das necessidades da relação calor/potência do processo e das características específicas do lugar. Assim, pode considerar-se que quando se dispõe de calor de baixo custo ou de rejeito, o esquema de refrigeração por absorção pode ser atrativo, enquanto a refrigeração por compressão mecânica é a opção ideal quando se têm excedentes de energia elétrica.

Figura 3.2 - Esquema de um sistema de trigerção. (Teopa-Calva, Picón-Nuñez e Rodríguez, 2005)

Segundo Guo (2004), no setor terciário a trigerção mostra-se conveniente em uma ampla variedade de prédios, por exemplo, hotéis, hospitais, centros de esporte, edifícios de escola, aeroportos, supermercados e grandes lojas. Algumas das vantagens, segundo o documento, podem ser assim resumidas:

Economia de combustível: a instalação com sucesso de uma planta CHP/CHCP leva à redução do consumo de combustível em aproximadamente 25% em comparação com a produção de eletricidade convencional.

Redução de emissões: a redução na emissão de poluente segue a mesma proporção. Com o uso de gás natural, e não óleo ou carvão, as emissões de SO₂ são reduzidas ao zero.

Benefícios econômicos: O preço da energia de unidades de trigeração é mais baixo do que aqueles das unidades "convencionais". Como uma indicação, a redução de preço pode estar na faixa de 20-30 %.

Aumento na confiança do fornecimento de energia: as pequenas estações CHP/CHCP conectadas à rede elétrica garantiriam a provisão de energia ininterrupta de usuários finais, em caso da interrupção da operação da estação ou provisão de eletricidade da rede.

Aumento de estabilidade da rede de eletricidade: as unidades de trigeração oferecem alívio significativo em redes de eletricidade durante os meses quentes de verão, pela mudança dos processos de resfriamento de compressão para absorção. Além disso, aumenta a estabilidade da rede de eletricidade e melhora a eficiência do sistema, porque os picos de verão muitas vezes são servidos por companhias elétricas através de unidades de reserva ineficientes e linhas de transmissão de eletricidade sobrecarregadas.

3.2 TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO DISPONÍVEIS

Um sistema de trigeração pode ser dividido em duas partes:

- A unidade de cogeração CHP (*Combined Heat and Power*) que produz a eletricidade e o aquecimento, o que caracteriza a planta.
- O sistema de refrigeração (*chiller*) de compressão de vapor ou absorção, que produz o resfriamento utilizando eletricidade e/ou calor da unidade CHP.

Assim, as principais tecnologias disponíveis no mercado para cogeração (CHP) são: Turbina a Gás (Ciclo Brayton), Turbina a vapor (Ciclo Rankine), Ciclo combinado, Micro-turbinas a Gás, Motor de combustão interna (Ciclo Otto ou Diesel), Células de combustível e Motor Stirling.

A seguir se apresenta uma breve descrição e evolução das tecnologias anteriormente citadas.

3.2.1 Sistema de cogeração de turbina a gás

O termo turbina a gás é mais comumente empregado em referência a um conjunto de três equipamentos: compressor, câmara de combustão e turbina. A turbina ou expensor é um equipamento construído para captar e converter energia mecânica e térmica contida em um fluido em trabalho de eixo. A denominação turbina a gás se refere ao fluido de trabalho da turbina, isto, é a mistura de gases resultante da combustão. Geralmente, os gases de escape deixam a turbina em uma temperatura considerável, aproximadamente 450-600 °C. Assim, os gases podem ser aproveitados diretamente para processos térmicos, ou de modo indireto na produção de vapor ou água quente.

A figura 3.3 mostra um sistema de cogeração de turbina a gás.

Figura 3.3 – Sistema de cogeração de turbina a gás com caldeira de recuperação

Algumas características de operação e condições de funcionamento podem ser resumidas assim:

O ar entra no compressor onde a pressão e a temperatura são aumentadas, passa para a câmara de combustão e então é misturado com o combustível e a combustão ocorre. Os gases quentes,

resultado da combustão, expandem-se na turbina produzindo potência para o compressor e potência útil. O compressor funciona com aproximadamente 65 % da energia da turbina, enquanto o resto (35 %), é a energia mecânica disponível no eixo de turbina. Um gerador unido ao eixo de turbina produz a eletricidade.

A combustão realiza-se com elevado excesso de ar. Os gases de escape saem do combustor com alta temperatura e com concentrações de oxigênio de até 15-16 %. A temperatura mais alta do ciclo aparece neste ponto; quanto mais alta esta temperatura, mais alta a eficiência do ciclo. A figura 3.4 mostra a variação da eficiência do ciclo para três TET (Temperatura de Entrada na Turbina) diferentes, em função da relação isentrópica de temperaturas definida como a relação entre a temperatura na entrada da turbina e a temperatura na saída como se o processo fosse isentrópico.

Figura 3.4 - Variação da eficiência do ciclo em função da relação isentrópica de temperaturas (TIBAQUIRA; BURBANO, 2002)

Com a tecnologia comercial atual a temperatura de entrada na turbina é aproximadamente 1300 °C. É assim que cada 55°C de incremento na TET traz como resultado um aumento entre 10% e 13% da potência de saída da turbina a gás e entre 2% e 4% na eficiência térmica do ciclo (TIBAQUIRA; BURBANO, 2002). A demanda por menores custos de combustível está conduzindo os projetistas de turbinas a procurar formas de incrementar a TET para produzir eficiências de operação mais altas. Historicamente, o ataque de corrosão por temperatura foi o fator dominante para as turbinas a gás industriais. Agora os esforços para incrementar a TET criaram a necessidade de desenvolver materiais que possam suportar corrosão a altas

temperaturas e oxidação. As diferentes companhias produtoras de turbinas de gás centraram suas investigações e desenvolvimentos no incremento da temperatura de entrada na turbina (TET). Por exemplo, a General Electric (GE), foi líder neste campo, sendo que em 1970 apresentou a série Frame 7 de 45 MW, uma TET de 900°C e um fluxo de ar de 222 kg/s. Em 1990, a GE colocou no mercado uma turbina mais avançada, seu modelo tipo F de 147 MW, uma TET de 1260°C e um fluxo de ar de 417 kg/s, esta companhia manteve sua excelente posição no mercado acumulando 130 unidades solicitadas, enquanto Mitsubishi Heavy Industries (MHI) recebeu menos de 50 solicitações, Siemens e ABB apenas 10 unidades. Ainda que o modelo tipo F da GE ocupe apenas 10% do total de turbinas a gás instaladas ao redor do mundo, quase todas as turbinas a gás instaladas depois de 1996 são modelo F de GE e adicionalmente a participação no mercado de GE excede 50% (TIBAQUIRA; BURBANO, 2002). Desde 1984, MHI teve sucesso no desenvolvimento das turbinas a gás tipo F e tipo G com TET acima dos 1100°C, tipo F com 1400°C e tipo G com 1500°C (TSUKAGOSHI et. al., 2007). Ao mesmo tempo, para produzir turbinas a gás de eficiência térmica mais alta, a MHI está participando em um projeto nacional do Japão para desenvolver uma turbina a gás com 1700°C de TET fazendo pesquisa e desenvolvimento das tecnologias necessárias para os componentes. De acordo com o documento, esta turbina planejada para estar comercialmente disponível para o final do ano 2007, segundo um informe da JCNNetwork (2009), a MHI apenas concluiu o desenvolvimento da turbina a gás da série J, apresentando a maior capacidade de geração de potência (320 MW) e a eficiência térmica mais alta (acima de 60% em aplicações de ciclo combinado). A unidade é projetada para trabalhar com uma TET perto de 1600°C. A companhia também lançou atividades em direção à produção comercial da turbina. Pela sua parte, a Siemens, tem desenvolvido turbinas a gás industriais que compreendem oito modelos (da série STG 100 até a STG 800), com capacidades que vão de 4 a 47 MW. Estas turbinas têm aplicação principalmente em indústrias químicas e farmacêuticas, fábricas de alimentos e bebidas, fábricas automotivas, papel e celulose, têxteis, hospitais, universidades, shoppings e outros conjuntos de edifícios (SIEMENS, 2009).

Entre as vantagens desta tecnologia para trigeriação estão: baixo custo inicial, alta disponibilidade, altas eficiências no maior tamanho, rápida fabricação e instalação, peso leve e pequeno volume, alta temperatura de gás de escape, resposta imediata em variações de carga. Entre as desvantagens podem-se citar: necessidade de combustível de alta qualidade, necessidade da alta pressão de gás natural (se este for o combustível) com relações de pressão de 15 na média e necessidade de pessoal especializado para operação.

Segundo Guo (2004), o período de instalação deste tipo de tecnologia é de aproximadamente 9 a 14 meses e até dois anos para sistemas de grande porte. A vida útil, segundo o mesmo documento pode variar entre 15 e 20 anos.

Podem-se mencionar alguns trabalhos que fazem análise deste tipo de tecnologia para aplicações de trigeriação como o de Zihger e Poredos (2006), que estudaram as possibilidades da produção combinada de potência elétrica, aquecimento e água gelada em um dos maiores hospitais na Eslovênia. O trabalho de Khaliq (2009), que propõe um sistema de trigeriação conceitual baseado no ciclo de turbina a gás convencional com caldeira de recuperação e ciclo de refrigeração por absorção. O trabalho faz uma análise termodinâmica combinando a primeira e a segunda leis da Termodinâmica e comprova que o sistema pode ser altamente eficiente.

3.2.2 Sistema de cogeração de turbina a vapor

A turbina a vapor é um dos equipamentos mais versáteis e antigos ainda em produção. As turbinas a vapor têm gerado potência durante mais de 100 anos, quando elas substituíram os motores alternativos a vapor, por causa das suas mais altas eficiências e preços mais baixos. Ainda que o documento de Guo (2004) seja claro quando diz que as turbinas a vapor não são usadas para trigeriação no setor terciário, podem-se mencionar algumas condições de operação e funcionamento como também as vantagens e desvantagens desta tecnologia.

As configurações que podem ser encontradas neste tipo de tecnologia são: *Turbinas de Contrapressão*, que enviam vapor ao processo industrial nas condições de aquecimento requeridas pelo processo, geralmente a uma pressão superior à pressão atmosférica. A pressão de descarga é estabelecida em função de demandas específicas, sendo 345 kPa (50 psig), 1034 kPa (150 psig), e 1723 kPa (250 psig) os níveis de pressão mais típicos de sistemas de distribuição do vapor. As pressões mais baixas muitas vezes são usadas em sistemas de aquecimento distrital, e as pressões mais altas muitas vezes são usadas no fornecimento de vapor a processos industriais (GOLDSTEIN et al., 2003).

Turbinas de extração/condensação, que podem ter uma ou várias aberturas nas suas coberturas para a extração de uma porção do vapor em alguma pressão intermediária. O vapor extraído pode ser usado para objetivos de processo em uma unidade CHP ou para o aquecimento da água de alimentação, como é o caso na maior parte de plantas de potência, sendo que o resto do vapor é condensado.

A figura 3.5 mostra um esquema dos dois tipos de turbinas a vapor.

Figura 3.5 - Esquema da turbina a vapor de contrapressão e de extração/condensação.

O sistema funciona segundo o ciclo Rankine seja em sua forma básica ou em versões melhoradas com reaquecimento do vapor e pré-aquecimento regenerativo da água. A turbina usa vapor que se produz na caldeira. O estado do vapor nestas condições é de alta temperatura e pressão para produzir trabalho mecânico e também o vapor se extrai em varias etapas da turbina, dependendo da demanda de energia térmica.

Para aplicações de cogeração, a pressão do vapor pode oscilar entre uns poucos bar até aproximadamente 100 bar. No setor gerador de eletricidade podem-se usar pressões mais altas. A temperatura do vapor pode oscilar de uns poucos graus de pré-aquecimento até aproximadamente 450 °C, e no setor gerador de eletricidade até ao redor de 540 °C. Os sistemas de turbina de vapor têm uma grande confiabilidade (95%) e alta disponibilidade (90-95%).

Uma restrição no sistema de cogeração com turbina a vapor é o equilíbrio flutuante entre as demandas de potência e calor que requerem comandos bastante complexos para a passagem

do vapor ao condensador, etc. Uma relação de calor/potência bem definida durante períodos longos pode fazer um sistema extremamente eficiente em termos de energia, como é evidenciado pelo uso destes sistemas para eletricidade e aquecimento comunitário em regiões muito frias (ZOGOU, 2007).

Devido ao forte grau de acoplamento induzido pela necessidade da condensação do fluxo de massa do vapor total, a relação eletricidade/calor tende a permanecer justamente constante, com só pequenas perturbações possíveis com uma variação da temperatura de vapor superaquecido. No entanto, uma relação variável de eletricidade/calor é necessária na maioria de aplicações industriais de cogeração. Por esta razão, ciclos mais complexos são empregados, com extração de vapor de etapas intermediárias da turbina. A figura 3.6 mostra diferentes configurações de sistemas de cogeração com turbinas a vapor.

Figura 3.6 - Diferentes variantes de sistemas de cogeração com turbina a vapor. (a) Sistema básico de contrapressão; (b) Sistema de contrapressão com estrangulamento e capacidade de condensação adicional; (c) Sistema com extração intermediária de vapor e condensação; (d) Sistema com extração intermediária de vapor. (ZOGOU, 2007)

Como vantagens deste tipo de tecnologia têm-se: uso de qualquer tipo de combustível em caldeiras, saída do vapor a pressão e temperatura desejadas, vida útil longa (25 a 30 anos).

Dentro das desvantagens podem se citar: alto custo inicial, resposta lenta às variações de carga, necessidade de vapor a alta pressão e temperatura e construção de grande volume.

O período de instalação para unidades pequenas é calculado em 12 a 18 meses e até três anos para unidades de maior tamanho.

3.2.3 Sistema de Cogeração de Ciclo Combinado

Alguns ciclos básicos possuem uma alta temperatura média de fornecimento de calor, mas também possuem uma temperatura bastante alta da rejeição de calor (ciclos com turbina a gás); outros rejeitam o calor na temperatura próxima à do ambiente, mas possuem uma temperatura média de fornecimento de calor moderada (ciclos com turbina a vapor). Por isso, para alcançar mais alta eficiência, é requerido um ciclo combinado com um ciclo *topping* de alta temperatura e um ciclo *bottoming* de meia ou baixa temperatura. O termo *topping* em ciclos combinados representa a unidade motora de maior capacidade energética, e *bottoming* representa a unidade motora subsequente na cascata energética (BALESTIERI, 2002).

A combinação mais amplamente aceita de ciclo combinado é a que acopla turbinas a gás como ciclo *topping* e turbinas a vapor como ciclo *bottoming*.

A figura 3.7 mostra um diagrama de um sistema de cogeração de ciclo combinado usando turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor.

Figura 3.7 - Esquema de um sistema de cogeração de ciclo combinado. (Trigemed Project, 2003).

Segundo Kehlhofer et al. (1999), a combinação do ciclo com turbina a gás com um ciclo água/vapor apresenta as seguintes vantagens:

- O ar é um meio direto que pode ser usado em turbinas a gás modernas com níveis de temperatura de entrada na turbina (TET) acima dos 1100°C, um ótimo requisito para um bom ciclo *topping*.
- O vapor/água não é custoso, amplamente disponível e conveniente para faixas de temperatura médias e baixas, sendo ideal para um ciclo *bottoming*.

Korobitsyn (1998) ilustra a vantagem na eficiência do ciclo combinado quando comparado com três ciclos simples: uma planta a turbina a gás, uma planta de vapor e uma planta de vapor com reaquecimento. A figura 3.8 (KOROBITSYN, 1998), mostra o diagrama T-s para as plantas em consideração. A planta de turbina a gás funciona entre uma faixa ampla de temperaturas, de 300 para 1300 K, mas rejeita o calor a um nível bastante alto de temperatura, 800 K (Fig. 3.8a). As plantas de turbina a vapor (Fig. 3.8b e Fig. 3.8c) conseguem uma temperatura de trabalho máxima de apenas 800 K, mas o seu calor rejeitado é transferido a uma temperatura próxima à temperatura ambiente. A combinação desses ciclos (Fig. 3.8d) cobre a maior área no diagrama T-s, e isto resulta em uma maior eficiência de Carnot de 70 %, enquanto que a melhor eficiência de um ciclo simples se aproxima de um valor de 56 %.

Planta	(a)	(b)	(c)	(d)
Temperatura média do calor fornecido, K	1000	600	680	1000
Temperatura média do calor rejeitado, K	520	300	300	300
Eficiência dos ciclos, %	40	45	48	60
Eficiência de Carnot, %	48	50	56	70

Figura 3.8 - Comparação de ciclos simples com o ciclo combinado (adaptada de KOROBITSYN, 1998).

O ciclo combinado mais comum é aquele em que o combustível é fornecido na câmara de combustão da turbina a gás sem queima suplementar adicional na caldeira de recuperação. A turbina a gás produz eletricidade e a caldeira de recuperação gera vapor de alta temperatura que se expande através da turbina de vapor, gerando mais eletricidade e vapor de menor pressão. Para estes sistemas, a temperatura máxima possível do vapor esta entre 25 e 40 °C mais baixa que a temperatura dos gases de escape na saída da turbina a gás, enquanto a pressão pode chegar aos 8 MPa. Dentro dos ciclos combinados, podem-se encontrar ciclos de pressão simples, pressão dupla ou até pressão tripla, dependendo se a caldeira de recuperação gera vapor a só um nível de pressão, dois níveis ou três, respectivamente.

Quando se requer maior temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás e maior pressão do vapor, se utiliza uma caldeira de recuperação com queimador suplementar. Há várias razões da queima suplementar em uma caldeira de recuperação, mas provavelmente, a mais comum é permitir ao sistema seguir a linha da demanda (produzir mais vapor quando a carga está acima do que a unidade sem queima suplementar pode produzir). Segundo Kehlhofer et al. (1999), a queima suplementar pode ser uma vantagem em casos especiais como a cogeração quando se faz possível o controle da eletricidade e do calor separadamente, mediante a regulação da entrada de combustível no queimador suplementar. Com a queima suplementar, a temperatura do vapor pode aproximar-se de 540 °C e, a pressão pode passar de 10 MPa (Trigemed Project, 2003).

Segundo Tsukagoshi et al. (2007) as plantas de geração de potência são responsáveis por um terço de emissões de CO₂ no mundo. Assim, uma melhora significativa na eficiência da geração seria eficaz para redução de emissões de CO₂. Como indicado anteriormente, o melhoramento das turbinas a gás baseado no aumento da temperatura de entrada na turbina tem tornado possível a melhora da eficiência térmica do ciclo. A figura 3.9 (TSUKAGOSHI et al., 2007) mostra a evolução da temperatura de entrada (TET) em turbinas a gás da MHI e o impacto na eficiência térmica do ciclo combinado. Isto ocorre pois há um aumento da temperatura média de fornecimento de calor para o ciclo.

Figura 3.9 - Eficiência térmica do ciclo combinado em função da temperatura de entrada na turbina a gás da MHI (Adaptada de TSUKAGOSHI et. al., 2007)

Segundo Tsukagoshi et. al., (2007) a substituição de 1.250.000 kW de plantas ativadas por carvão por plantas de ciclo combinado com turbinas a gás de alta temperatura (1700°C),

reduziriam as emissões de CO₂ totais no Japão em 0,4 %. Isto é porque uma turbina a gás com a temperatura de entrada na turbina (TET) de 1700 °C alcança uma eficiência térmica entre 62 e 65 %, como foi mostrado na figura 3.9.

Como principal vantagem dos ciclos combinados, para aplicações de cogeração, tem-se uma maior eficiência, enquanto que como desvantagem tem-se que é um sistema pouco rentável em tamanhos pequenos.

Segundo o documento do projeto TriGeMed (Trigemed Project, 2003), o período de instalação pode durar de 2 a 3 anos. O mesmo documento indica que a instalação pode ser concluída em duas fases: primeiro se instala o ciclo simples, que pode estar pronto para funcionar em 12 ou 18 meses e enquanto este está funcionando, se instala o subsistema de turbina a vapor. A vida útil deste sistema está entre 15 e 25 anos.

3.2.4. Sistemas de cogeração com Micro-turbinas

Outra tecnologia sob intensa pesquisa durante os últimos anos são as micro-turbinas. Considerável pesquisa está em andamento, principalmente nos EUA, focando sua aplicação em unidades de geração distribuída (GD), cogeração e veículos. Uma micro-turbina a gás trabalha da mesma forma que a turbina a gás, tendo como objetivo principal a geração de energia em pequena escala ou micro-geração (potência elétrica inferior a 500 kW) no local do seu consumo final, conseguindo esta ser produzida por aparelhos que chegam a ser um milhão de vezes menores que as grandes centrais de produção de energia centralizada. Segundo um documento do Fundo Europeu de desenvolvimento regional que fala das tecnologias de micro-geração, o termo “micro-turbina” refere-se em geral a um sistema de dimensões relativamente reduzidas composto por compressor, câmara de combustão, turbina e gerador elétrico, com uma potência total disponível não superior a 250 kW. Para sistemas semelhantes mas com potências entre 250 kW e 1MW o documento usa o termo “mini-turbina”.

As micro-turbinas são usadas para aplicações de cogeração e geração distribuída (GD), uma forma estratégica de se instalar pequenas unidades geradoras (de poucos kW até algumas dezenas de alguns MW) próximas aos consumidores. As vantagens ambientais e energéticas,

aliadas a uma crescente atratividade em nível econômico, permitem que as micro-turbinas a gás, além das células de combustível se tornem tecnologias que são fortes alternativas à penetração em um mercado até hoje dominado pelos motores de combustão interna.

De acordo com Bona e Filho (2004), as micro-turbinas evoluíram das aplicações da turbina nas indústrias aeroespacial e automotiva para as aplicações em sistemas elétricos de potência (GD) apresentando diversas inovações tecnológicas como o uso de mancais a ar, de ligas metálicas e cerâmicas resistentes a altas temperaturas e de componentes eletrônicos de alta potência. Hamilton apud Bona e Filho (2004) indica que as micro-turbinas podem ser encontradas no mercado em potências de 30 kW (Capstone) até 250 kW (Ingersoll-Rand) e têm como maiores benefícios: a) emissões atmosféricas baixas devido à combustão contínua (A micro-turbina da Capstone apresenta emissões atmosféricas de $\text{NO}_x < 9\%$ quando operando com plena carga com gás natural); b) baixos níveis de ruído e de vibração; c) flexibilidade de combustível (pode ser utilizado gás natural, diesel, propano, biogás); d) dimensões reduzidas (uma micro-turbina de 30kW tem em média a dimensão de um refrigerador doméstico) e simplicidade na instalação, podendo ser instalada em locais cobertos ou ao ar livre, e) modularidade (as conexões da micro-turbina com a rede/carga são feitas de modo “*plug-and-play*”, podendo se conectar diretamente em paralelo até 20 micro-turbinas da Capstone sem necessidade de equipamentos adicionais); f) baixo custo e pequena necessidade de manutenção, g) alta eficiência quando utilizada em cogeração (apesar da micro-turbina ter uma eficiência elétrica de aproximadamente 30%, sua eficiência total, quando utilizada em instalações de cogeração, pode chegar a mais de 80%).

3.2.5. Sistema de cogeração com células de combustível

Uma célula de combustível é um dispositivo que eletroquimicamente converte um combustível, tipicamente hidrogênio e oxigênio em eletricidade, calor, e água. Uma célula de combustível consiste em dois eletrodos, ânodo e cátodo separado por um meio propício iônico chamado eletrólito.

A figura 3.10 ilustra o princípio de operações de uma célula de combustível que usa o hidrogênio como combustível

Figura 3.10 - Esquema de uma célula de combustível. (Adaptada de Trigemed Project, 2003)

O eletrólito permite o transporte seletivo de íon do ânodo para o catodo. Se os elétrons livres ou os gases pudessem viajar pelo eletrólito, eles interromperiam a reação química. Os eletrodos são responsáveis pelos processos de transporte requeridos para a operação de célula de combustível. Eles são feitos geralmente planos e sua estrutura é porosa de maneira que, tanto o eletrólito de um lado como o gás do outro possa penetrá-lo. Em cada eletrodo um processo de catálise ocorre. Em um lado elétrons e prótons de hidrogênio são separados, enquanto no outro lado eles são combinados com o oxidante para formar água.

Como o combustível é convertido diretamente em energia elétrica, a célula a combustível pode operar com eficiências muito superiores às dos motores de combustão interna ou turbinas, extraíndo mais energia elétrica com a mesma quantidade de combustível. Ou seja, não estão sujeitas à eficiência de Carnot.

Existem diferentes tipos de células de combustível, segundo o tipo de eletrólito: Alcalinas (AFC), principalmente para aplicações aeroespaciais, de polímeros (PEFC), de ácido fosfórico (PAFC), de carbonatos fundidos (MCFC) e de óxidos sólidos (SOFC). Uma célula de combustível pode ter vários tipos de combustíveis, caracterizados pelo tipo de eletrólito, com temperaturas de funcionamento de 80 a 1000 °C. Assim, para células tipo PAFC pode-se ter módulos de aproximadamente 400 kW e 400 °C, para células tipo MCFC, módulos de 50 a 100 kW e 1100 °C. Entre os eletrólitos mais usados estão: hidróxido de potássio (KOH) e ácido fosfórico (H₂PO₄). Como combustível pode ser usado o gás natural, hidrogênio puro ou metanol.

A temperatura de operação, tipo de eletrólito, portador de carga e a capacidade de potência de vários tipos de células de combustível são resumidos na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 - Tipos de células de combustível e as suas principais características. (LARMINIE E DICKS, 2003)

Célula de Combustível	AFC	PEFC	PAFC	MCFC	SOFC
Temperatura de Operação (°C)	30 - 90	30 - 90	160 - 220	600 - 800	800 - 1000
Eletrólito	KOH aquoso	Polímero ácido	Acido fosfórico em matriz SiC	Li ₂ CO ₃ em LiAlO ₂	Cerâmico
Íon conduzido Através do eletrólito	OH ⁻	H ⁺	H ⁺	CO ³⁻	O ²⁻
Capacidade de Potência (kW)	5 - 150	2 - 250	50 - 1100	100 - 2000	100 - 250

As células de combustível MCFC e SOFC que operam na faixa de temperatura de 600 °C a 1000 °C são classificadas como células de combustível de alta temperatura (BADWALL E FOGER, 1996; CARRETE, FRIEDRICH E STIMMING, 2001).

Um trabalho de Bischoff (2006) mostra a célula de combustível MCFC como uma potencial alternativa aos convencionais sistemas de geração de potência. De acordo com o artigo de Bischoff (2006), a geração combinada de calor e potência (CHP) é uma área na qual as plantas de potência MCFC podem ser aplicadas com grande vantagem devido à alta eficiência que pode ser conseguida. Foi demonstrado por vários fabricantes que na região abaixo de 1 MW as plantas de potência MCFC podem atingir eficiências elétricas de 47%. Fazendo uso do calor gerado pelo sistema, podem-se conseguir eficiências totais superiores a 80%.

As vantagens deste sistema de cogeração são principalmente: funcionamento silencioso, alta eficiência e constante para uma ampla faixa de condições de carga, construção modular, não possui peças móveis.

Como desvantagens podem-se destacar: alto custo, custo de manutenção muito elevado, ainda não muito bem conhecido e sua vida útil reduzida. Como dados interessantes, o custo de uma célula combustível instalada no Brasil pode girar em torno de US\$ 5.000/kW com tendência a

ter uma redução nos próximos anos. Em geral para uma célula de 200 kW o consumo de gás gira em torno de 57 m³/h (SCGAS, 2009).

3.2.6. Sistema de cogeração com motor alternativo de combustão interna

Os fluidos de trabalho em motores alternativos convencionais de ignição por centelha ou ignição por compressão atingem temperaturas superiores a 2000 °C, e saída do motor de até aproximadamente 800 °C. A montagem de um trocador de calor aos gases de escape de um motor existente é relativamente simples, apesar de que impõe uma certa contrapressão com a conseqüente perda de potência de saída. Seus principais componentes são: motor alternativo, sistema de refrigeração, caldeira de recuperação de calor, sistema de controle e equipamento auxiliar como, por exemplo, bombas, etc. A figura 3.11 mostra um esquema de um sistema deste tipo.

Figura 3.11 - Esquema de um sistema de cogeração com motor alternativo de combustão interna.
(Trigemed Project, 2003)

Existem dois tipos de configuração: ciclo Otto e ciclo Diesel. Num motor Otto, se comprime uma mistura de ar e combustível em cada cilindro e a ignição se realiza por uma centelha fornecida externamente. A energia mecânica para a produção de eletricidade está disponível no eixo e o calor é contribuído pelos gases de combustão (400-500 °C) e pela água de refrigeração (90-120 °C). Segundo um documento de Klimstra (2004), eficiências elétricas tão altas como 43% são possíveis com motores Otto usando gás natural.

Em um motor Diesel, só se comprime ar no cilindro, que somado ao combustível que se injeta no final do curso de compressão, se inflamam espontaneamente devido à alta temperatura do ar comprimido. Num ciclo Diesel, estão disponíveis temperaturas ligeiramente mais baixas nos gases de escape que em um ciclo Otto.

A geração normal com motores a gás natural oferece baixo custo inicial, partida rápida, confiabilidade provada quando é corretamente mantido; características excelentes de seguimento da carga, e potencial de recuperação de calor significativo. A eficiência elétrica de motores a gás natural se estende na faixa de 28 % para motores com mistura estequiométrica menores de 100 kW a mais de 40 % para motores maiores de 2 MW (GOLDSTEIN et. al., 2003).

Outras vantagens são: calor disponível em dois níveis de temperatura (gases de escape e ciclo de refrigeração), sendo possível a utilização de vários motores em paralelo. Dentre as desvantagens tem-se: maior trabalho de manutenção, ruído difícil de controlar, especialmente em motores de ciclo Diesel.

Algumas estimativas de desempenho futuro dos sistemas CHP com motores a gás de 100 kW até o ano 2030, são mostradas na Tab. 3.2, adaptada do trabalho de Goldstein et. al., (2003).

Tabela 3.2 – Estimativas de desempenho futuro dos sistemas CHP com motores a gás (adaptada de GOLDSTEIN et al., 2003)

Características para CHP	2003	2005	2010	2020	2030
Eficiência Total CHP (%)	78	78	79	79	80
Energia emitida (MW)	1,64	1,55	1,50	1,43	1,35
Relação calor/combustível	0,49	0,47	0,47	0,47	0,46
Relação potência/calor	0,61	0,64	0,67	0,70	0,74
Taxa de calor líquida (kJ/kWh)	4748	4813	4702	4613	4520

O período de instalação é curto em comparação com outros sistemas de cogeração, aproximadamente de 9 a 12 meses. A vida útil para unidades pequenas pode ser de 10 anos e para unidades grandes, 3 a 6 MW, cerca de três anos.

3.2.7 Sistema de cogeração com motores Stirling

O motor Stirling foi patenteado em 1816 por Robert Stirling como uma bomba de água para operações em minas. Há companhias que promovem o motor Stirling, mas houve pouco êxito comercial até agora na geração de potência ou aplicações combinadas de potência e calor (CHP) (GOLDSTEIN et. al., 2003). Esta tecnologia ainda não está bem desenvolvida e se encontra em fase de pesquisa (Trigemed Project, 2003). Este sistema de cogeração apresenta três tipos de configuração:

- *Disposição Alfa*, que tem dois pistões em cilindros separados, que estão em série com um aquecedor, um regenerador e um arrefecedor.
- *Disposição Beta*, que utiliza um pistão de deslocamento que em conjunto com um sistema aquecedor, regenerador, arrefecedor, estão ligados ao mesmo cilindro.
- *Disposição Gama*, que utiliza um pistão de deslocamento, em que este e o sistema de tipo anterior estão em cilindros separados.

A figura 3.12 mostra um esquema dos tipos de configurações para o sistema de cogeração com motor Stirling.

De acordo com Goldstein et al. (2003), outras melhorias que aumentarão a atratividade de potência e aplicações de CHP, para os motores Stirling, são: depois da redução de preço, um aumento em capacidades disponíveis e então, o aumento no desempenho (eficiência).

Figura 3.12 - Esquema dos tipos de configuração com motor Stirling. (Trigemed Project, 2003).

Os motores Stirling seguirão o modelo de microturbinas, onde se pensa geralmente que os preços diminuirão como aumento de volumes de fabricação a 50.000 unidades por ano (ou mais) no mundo inteiro, realizando uma economia de escala semelhante à indústria do automóvel (GOLDSTEIN et. al., 2003).

Na Tab. 3.3, apresenta-se um resumo das características técnicas dos ciclos CHP mencionados junto com preços indicativos que o Projeto Trigemed em seu relatório “*Promotion of Tri-Generation Technologies in the Tertiary Sector in Mediterranean Countries*” apresenta. O objetivo global do projeto TriGeMed é promover a adoção da trigerção pelo setor terciário nos países do Mediterrâneo (Trigemed Project, 2003).

Tabela 3.3 - Resumo das tecnologias CHP e indicadores associados (Trigemed Project, 2003; Guo, 2004,)

Motor	Turbina a Gás	Turbina a Vapor	Ciclo Combinado	MCI Otto/Diesel	Células de Combustível
Potência (MWe)	0,2-100	0,5-100	4-100	0,015-30	0,01-0,25
Calor/Potência	1,25-2	2-10	0,5-1,7	0,4-1,7	1,1
Eficiência Elét. (%)	15-35	10-40	30-40	25-45	35-40
Eficiência Térm. (%)	40-59	40-60	40-50	40-60	20-50
Eficiência Total (%)	60-85	60-85	70-90	70-85	55-90
Vida útil (anos)	15-20	20-35	15-25	10-20	> 5
Carga Mínima (%)	75	20	75	50	Sem limites

Motor	Turbina a Gás	Turbina a Vapor	Ciclo Combinado	MCI Otto/Diesel	Células de Combustível
Disponibilidade (%)	90-98	99	90-98	92-97	> 95
Custo da Instal. (€/kWe)	600-800	700-900	600-800	700-1400	> 2500
Custo do serviço (€/MWe)	2-7	3	2-6	6-12	2-12
NOx (kg/MWh)	0,2-2	0,9	0,2-2	1-14	< 0,01
Temp. Usável (°C)	450-800	-	450-800	300-600	250-550
Uso de Calor	Calor, AQD*, Vapor BP-AP, aquecimento distrital	Vapor BP-AP, aquecimento distrital	Vapor BP-AP, aquecimento distrital	Calor, AQD*, Vapor BP aquecimento distrital	AQD*, Vapor BP-AP
Combustível	Gás, líquido	Todos	Gás, líquido	Gás, petróleo, diesel	Gás

*AQD = Água Quente Doméstica

Segundo um programa da Comissão Europeia (GREENBUILDING PROGRAMME, 2005), as tecnologias de cogeração relevantes que podem ser encontradas em sistemas de provisão de energia para os edifícios (uma das aplicações dos sistemas de trigeriação) são: Turbinas a gás com recuperação de calor, motores de combustão interna, microturbinas a gás, motor Stirling e células de combustível. Na tabela 3.4, descrevem-se algumas características destas tecnologias de acordo com o mesmo documento.

Tabela 3.4 - Características das Tecnologias de cogeração relevantes para uso em edifícios. (GREEN BUILDING PROGRAM, 2005).

Tecnologia	Faixa de Potência	Eficiência Elétrica	Eficiência Global	Comentários
Turbina a Gás com recuperação de calor	500 kWe - > 100 MWe	32 – 45 %	65 – 90 %	Principalmente para recuperação de calor de temperatura alta
Maquinas de Combustão Interna	20 kWe – 15 MWe	32 - 45 %	65 – 90 %	Disponível com motores de menor capacidade
Microturbinas a gás	30 – 250 kWe	25 – 32 %	75 – 85 %	Alguns modelos comerciais
Motor Stirling	1 – 100 kWe	12 – 20 %	60 – 80 %	Ainda em desenvolvimento
Células de Combustível	1 kWe – 1 MWe	30 – 65 %	80 – 90 %	Muito poucos modelos comerciais

3.3 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Como foi referido no item 3.2, a segunda parte mais importante de uma instalação de trigeriação é o sistema de refrigeração ou resfriador de compressão de vapor ou absorção, o aparelho que produz resfriamento. Dos sistemas de refrigeração, destacam-se aqueles baseados no ciclo de absorção. Os sistemas de refrigeração por absorção ganharam grande importância nos últimos anos por conta do apelo energético e ambiental. Comparados com os resfriadores mecânicos, os de absorção apresentam coeficientes de desempenho (COP) menores. Contudo, os resfriadores de absorção podem reduzir os custos operacionais porque requerem calor como insumo energético e, portanto, ao utilizarem rejeitos térmicos de sistemas de conversão termomecânica, contribuem para maximizar o desempenho do sistema de trigeriação. Além disso, a refrigeração por absorção usa substâncias naturais como fluidos de trabalho, que não causam a depleção da camada de ozônio atmosférico e o aquecimento global.

3.3.1 Refrigeração por Absorção

O funcionamento da refrigeração por absorção se baseia no fato de que os vapores de alguns fluidos refrigerantes conhecidos são absorvidos por certos líquidos ou soluções salinas. A refrigeração por absorção foi descoberta por Nairn em 1777 e teve seu primeiro refrigerador comercial construído por Carré em 1823 (COSTA, 1982).

Em um resfriador de ciclo de compressão, a refrigeração é obtida no evaporador, onde o refrigerante ou fluido de trabalho é vaporizado, e o calor é rejeitado no condensador, onde o refrigerante é condensado. A energia de elevação de pressão de uma baixa temperatura para uma temperatura mais alta é fornecida como energia mecânica pelo compressor.

Na sua concepção mais simples o ciclo de absorção consiste em um evaporador, um condensador, um absorvedor, um gerador e uma bomba de solução. O estágio correspondente à compressão do vapor do refrigerante é efetuada pelo absorvedor, pela bomba de solução e pelo gerador em combinação, em vez do compressor mecânico de vapor. Desta forma, o

trabalho requerido para compressão do fluido pela bomba é muito menor que o trabalho requerido por um compressor, uma vez que o volume específico do líquido é muito menor que o do gás e conseqüentemente o trabalho requerido. A figura 3.13 mostra um ciclo de simples estágio.

Figura 3.13 - Ciclo de refrigeração por absorção de simples estágio (diagrama de Dühring)

Refrigerante e absorvente num ciclo de absorção formam o que se designa de par de trabalho. Muitos pares têm sido propostos ao longo dos anos, mas apenas dois têm sido largamente utilizados: amônia juntamente com água como absorvente e água juntamente com uma solução aquosa de brometo de lítio como absorvente. O par amônia-água é, sobretudo encontrado em aplicações de refrigeração, com temperaturas de evaporação baixas, inferiores a 0 °C. O par água-brometo de lítio é muito utilizado em aplicações de resfriamento de ar, em que não é necessário esfriar a temperaturas abaixo de 0 °C. Os níveis de pressão em uma unidade de refrigeração de amônia-água estão geralmente acima da pressão atmosférica, enquanto que em unidades de água-brometo de lítio estes operam geralmente sob vácuo parcial. Segundo Stoecker e Jones (1985), as vantagens de se utilizar amônia são várias, entre as quais se podem citar o fato de ter seu ponto de ebulição normal ocorrendo a -33,35 °C o que permite que seja utilizado em sistemas de ar condicionado e refrigeração.

Para melhorar a eficiência do ciclo simples, um trocador de calor é instalado entre o absorvedor e gerador, para aproveitar a transferência de calor entre as soluções fraca e forte, sendo este considerado o ciclo de absorção de simples estágio padrão.

A figura 3.14 mostra um ciclo de absorção de simples estágio com trocador de calor.

Figura 3.14 - Ciclo de absorção de simples estágio com trocador de calor

Segundo Srihirin et al. (2001), tanto NH_3 como água tem volatilidade, e o ciclo necessita de um retificador para tirar a água que normalmente se evapora com o NH_3 . Sem um retificador, a água iria se acumular no evaporador e afetaria o comportamento do sistema. Há outras desvantagens como a sua alta pressão, toxicidade, e ação corrosiva ao cobre e à liga de cobre. Contudo, água/ NH_3 é ambientalmente favorável e de baixo custo.

Propriedades termodinâmicas de amônia/água podem-se obter nos trabalhos de El-Sayed e Tribus (1985), Park e Sonntang (1990), Patek e Klomfae (1995) apud Srihirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001).

A figura 3.15 mostra um ciclo de amônia/água de simples estágio com retificador e trocador de calor.

Figura 3.15 - Ciclo de amônia/água de simples estágio com retificador e trocador de calor.

Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001) citam um trabalho de Berestneff de 1949, que assegura que o uso do par LiBr/água, para sistemas de refrigeração de absorção começou ao redor de 1930. Segundo Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), duas características importantes da mistura LiBr/água são a não-volatilidade de LiBr (a necessidade de um retificador é eliminada) e entalpia alta de vaporização da água (refrigerante). Contudo, o uso de água como refrigerante limita a temperatura inferior de aplicação para valores superiores a 0°C. Como a água é o refrigerante, o sistema deve ser feito para funcionar em condições de vácuo. Em altas concentrações, a solução é propensa à cristalização, o que intensifica o processo de corrosão e aumenta os custos de operação.

Estudos termodinâmicos têm sido feitos tentando calcular as propriedades da solução de brometo de lítio, dentro dos quais se podem citar os trabalhos de McNeely (1988), Koehler, Ibele e Soltes (1998), Chua et al. (2000), Kim e Infante Ferreira (2006) e Palacios, Gonzales e Nebra (2007).

Uma das limitações do ciclo de absorção de simples efeito é que eles não podem tirar vantagem da maior disponibilidade de fontes de calor de alta temperatura para alcançar um COP superior. O COP de uma máquina de simples efeito é em torno de 0,7, essencialmente independente da temperatura de entrada de calor (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996).

Os resfriadores ou *chillers* de absorção de duplo efeito são comumente instalados em aplicações de conforto de grande capacidade de resfriamento que também são servidos por

chillers centrífugos ou de parafuso, tais como edifícios de escritórios, hospitais e universidades, bem como instalações de fabricação e processo de resfriamento de algumas indústrias. Eles também são usados em aplicações de plantas híbridas, que envolvem tanto unidades de refrigeração elétricas e de absorção, e é uma escolha ideal quando as potências e/ou cargas de demanda são altas. Os *chillers* de duplo efeito usam duas etapas da reconcentração de solução de brometo de lítio contra uma etapa de uma máquina de simples efeito, que aumenta a eficiência e consequentemente reduz o consumo de energia.

A figura 3.16, mostra um ciclo de absorção de duplo efeito em paralelo.

Figura 3.16 - Ciclo de absorção de duplo efeito em paralelo.

O calor é transferido ao ciclo tanto no gerador de alta pressão como no evaporador. O calor é transferido do ciclo no absorvedor e no condensador de baixa pressão. O ciclo de duplo efeito inclui dois trocadores de calor para a solução que têm um papel similar no circuito da solução do ciclo simples. Uma nova característica do ciclo de duplo efeito é o intercâmbio de calor interno entre o condensador de alta pressão e o gerador de baixa pressão. Este intercâmbio de calor interno é conseguido na prática incorporando estes dois componentes num único dispositivo de transferência. Um lado do trocador é o condensador de alta pressão e o outro lado é o gerador de baixa pressão.

O trabalho de Sriksirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001) descreve vários ciclos de refrigeração por absorção; a seguir alguns deles são apresentados.

3.3.1.1 Ciclo de refrigeração por absorção multi-efeito

Segundo Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), o principal objetivo de um ciclo multi-efeito é incrementar o desempenho quando uma fonte de calor de alta temperatura é disponível. O ciclo tem que ser configurado de forma que o calor rejeitado do estágio de alta temperatura seja usado como calor de entrada no estágio a temperatura baixa para geração do efeito de resfriamento adicional no estágio de temperatura baixa.

Os autores informam que o ciclo de duplo efeito foi introduzido entre 1956 e 1958. A figura 3.17 mostra um ciclo de duplo efeito usando água/brometo de lítio. O ciclo opera com três níveis de pressão: alta, moderada e baixa.

Figura 3.17 - Ciclo de absorção de duplo efeito usando água/LiBr. (SRIKHIRIN, APHORN RATANA, E CHUNGPAIBULPATANA, 2001)

Segundo a análise dos autores, este sistema de absorção de duplo efeito tem um coeficiente de desempenho (COP) de 0,96 quando o correspondente sistema de efeito simples tem um COP de 0,6.

Segundo Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), se o par de trabalho água/LiBr é substituído por água/NH₃, a pressão máxima no gerador de primeiro efeito será significativamente alta. Um sistema de absorção de duplo efeito usando água/NH₃ operando com dois níveis de pressão é mostrado na figura 3.18.

Figura 3.18 - Ciclo de absorção de duplo efeito usando água/NH₃. (SRIKHIRIN, APHORN RATANA, E CHUNGP AIBULPATANA, 2001)

Em contraste com o sistema para água/LiBr, este sistema pode ser considerado como uma combinação de dois ciclos de efeito simples separados. O evaporador e o condensador dos dois ciclos são integrados como uma unidade simples. Assim, têm-se apenas dois níveis de pressão no sistema.

Ainda que os autores falem de muitos tipos de ciclos de absorção multi-efeito que foram analisados, como o de triplo efeito e o de quádruplo efeito, é de anotar que uma melhora do COP não é diretamente ligada ao incremento do número de efeitos. Além disso, o mais alto número de efeitos leva à maior complexidade do sistema, por isso, o ciclo de efeito duplo é aquele que é disponível comercialmente.

3.3.1.2 Ciclo de refrigeração por absorção com absorvedor-recuperador de calor

Um sistema de absorção de efeito simples pode alcançar alto desempenho. Segundo Sriksirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), a solução saindo do absorvedor pode ser pré-aquecida antes de entrar no gerador por transferência de calor de uma solução quente que vem do gerador. Introduzindo um absorvedor-recuperador de calor, a temperatura da solução pode ser aumentada. O absorvedor é dividido em duas seções. O calor é rejeitado em uma temperatura diferente. A seção de temperatura mais baixa rejeita o calor ao meio como de hábito. Contudo, a seção de temperatura mais alta é usada para pré-aquecer a solução como mostrado na Fig. 3.19. Por isso, a entrada de calor ao gerador é reduzida, resultando no aumento do COP. A linha pontilhada na Fig. 3.19 mostra o fluido secundário usado para

transferir o calor da seção de alta temperatura no absorvedor à seção de temperatura baixa no gerador (SRIKHIRIN; APHORN RATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001).

Figura 3.19 - Ciclo de refrigeração por absorção com absorvedor-recuperador de calor. (SRIKHIRIN, APHORN RATANA, E CHUNGPAIBULPATANA, 2001)

3.3.1.3 Ciclo de refrigeração combinado ejeto-absorção

Um sistema de refrigeração de absorção pode melhorar seu desempenho com um ejeto. Segundo o trabalho de Srikuhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), há uma aproximação notável deste tipo de sistemas inventada por Kuhlenschmidt (1973). O objetivo é desenvolver um sistema de absorção usando um fluido de trabalho baseado num absorvente de sal, capaz de funcionamento em temperaturas de evaporador baixas e empregando um absorvente refrigerado pelo ar. Em contraste com um sistema de absorção convencional de duplo efeito, o vapor de refrigerante a pressão baixa do gerador de segundo efeito é usado como fluido motriz para o ejeto que recebe vapor de refrigerante do evaporador. A saída do ejeto é descarregada ao absorvedor, causando um aumento de pressão no absorvedor num nível mais alto que no evaporador. Conseqüentemente, a concentração da solução dentro do absorvente pode ser mantida fora da zona de cristalização quando o sistema tiver que operar com temperaturas do evaporador baixas ou com temperaturas do absorvedor altas.

A figura 3.20 apresenta um ciclo de refrigeração de ejeto-absorção no qual não há condensador incluído. De acordo com Srikuhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), nem resultados teóricos, nem práticos para esse sistema estavam disponíveis, mas para eles se

esperava que o COP do sistema não fosse maior do que o sistema de absorção de efeito simples.

Figura 3.20 - Ciclo de refrigeração de ejeto-absorção proposto por Kuhlenschmidt. (Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana, 2001)

Outro sistema de absorção que usa ejeto, analisado por Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), é o proposto por Chung et al. (1984) e por Chen (1988), e opera similarmente ao sistema de Kuhlenschmidt (1973). A diferença está no fluido motriz para o ejeto que é a solução líquida da alta pressão do gerador. Por isso, só pode ser usado refrigerante de alta pressão e alta densidade. Isto porque o líquido que flui através do ejeto não é conveniente para operar com o vapor de baixa densidade tal como a água, como os sistemas que usam água/LiBr. Os autores indicam que a pesquisa experimental mostrou que usando DMETEG/R22 e DMETEG/R21 como fluidos de trabalho, a razão de pressão entre o absorvedor e o evaporador foi de 1,2. A figura 3.21 mostra um sistema de ejeto-absorção no qual a solução retornando do gerador serve como fluido primário e vapor de refrigerante do evaporador como fluido secundário.

Figura 3.21 - Sistema combinado de ejeto-absorção proposto por Chung et. al. e Chen. (Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana, 2001)

Outro sistema que usa ejetores é um sistema híbrido para melhorar o aproveitamento do calor existente em rejeitos industriais e foi proposto nos trabalhos de Oliveira Jr. (1991) e Oliveira Jr. e Le Goff (1993). O conceito do sistema híbrido está baseado no ciclo de absorção, onde se propõe que a etapa intermediária, entre evaporador e absorvedor, seja substituída por um sistema de compressão que incrementa a pressão do vapor que deixa o evaporador, até o nível de pressão do absorvedor. Este sistema de compressão usa ejetores e vapor de alta pressão como fluido motriz.

A figura 3.22 mostra o sistema híbrido de absorção/ejeto compressão proposto.

Figura 3.22- Sistema híbrido de absorção/ejeto compressão (Oliveira Jr., 1991)

O sistema mostrado na Fig. 3.22 deu origem ao *chiller* de absorção/ejeto compressão que será usado no ciclo tetra-combinado de trigerção que se descreve no capítulo 4 deste trabalho.

Outro sistema combinado de ejeto-absorção analisado por Srihirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana (2001), é o proposto por Aphornratana e Eames (1998). Neste sistema o ejeto é posto entre o gerador e o condensador de um sistema de absorção de efeito simples, utilizando brometo de lítio. O ejeto usa vapor da água a alta pressão do gerador como fluido motriz. Assim, o gerador é operado a uma pressão mais alta do que o condensador permitindo

que a temperatura da solução seja elevada sem risco de cristalização. O ejetor usa vapor refrigerante do evaporador e, portanto se produz mais efeito de resfriamento. Segundo os pesquisadores o COP é elevado significativamente em relação a um sistema de absorção de efeito simples e citam como exemplo uma pesquisa experimental na qual o COP passou de 0,86 a 1,04. Contudo, o sistema tem de ser operado com uma fonte de calor de alta temperatura (190 a 210°C). Outro problema é a corrosão do material devido à alta temperatura do gerador. A figura 3.23 mostra o sistema combinado de ejetor-absorção proposto por Aphornratana e Eames (1998).

Figura 3.23 - Sistema combinado de ejetor-absorção proposto por Aphornratana e Eames. (Srihirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana, 2001)

Outro dos ciclos que usa ejetor é o proposto por Wu e Eames (2000) e também é analisado por Srihirin, Aphornratana e Chungpaibulpatana (2001). Trata-se de um ciclo combinado entre uma bomba de calor de jato de vapor e um ciclo de absorção de efeito simples. Neste sistema, para recuperar o calor rejeitado durante a condensação do vapor de refrigerante de um ciclo de absorção de efeito simples, usa-se um sistema de jato de vapor. A bomba de calor fornece calor ao gerador do sistema de absorção. O vapor refrigerante gerado pelo gerador é usado pelo ejetor de vapor e é liquefeito junto com o vapor motriz do ejetor mediante o calor rejeitado à solução do gerador. Segundo os autores, o problema de corrosão neste sistema é eliminado se a temperatura máxima da solução é mantida a 80 °C. A figura 3.24 mostra o ciclo combinado de absorção proposto por Wu e Eames (2000).

Figura 3.24 - Ciclo combinado de absorção proposto por Wu e Eames (2000). (Srikhirin, Aphornratana, e Chungpaibulpatana, 2001).

O projeto TriGeMed em seu relatório “*Promotion of Tri-Generation Technologies in the Tertiary Sector in Mediterranean Countries*” (TRIGEMED PROJECT, 2003), apresenta algumas características técnicas dos *chillers* de absorção frequentemente usados nos projetos de trigeração (Tab. 3.5).

Tabela 3.5 - Características técnicas dos *chillers* de absorção. (Trigemed Project, 2003)

Indicadores	NH ₃ - absorção	LiBr – absorção	
	Simples	Simples	Duplo
Efeito	Simples	Simples	Duplo
Capacidade de resfriamento (kW)	20 - 2500	300 - 5000	300 - 5000
COP	0,6 - 0,7	0,5 – 0,6	0,9 – 1,1
Faixa de Temp. (°C)	120 - 132	120 - 132	150 - 170
Custo da máquina (€/ton)	1250 a 1750	890 a 920	930 a 980

O documento não considera resfriadores de triplo efeito dado que os equipamentos existentes deste tipo são máquinas experimentais. Estas máquinas têm COPs acima de 1,6 e funcionam em uma faixa de temperaturas de 170 a 200 °C.

3.4 NOVAS CONFIGURAÇÕES DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO

A seguir se apresentam e se faz uma breve descrição de alguns ciclos de cogeração e trigeração, que diferentes pesquisadores têm proposto recentemente.

3.4.1 Ciclo combinado de Potência e Refrigeração

Wang, Dai e Gao (2008) propõem um ciclo combinado de potência e refrigeração, que combina o ciclo Rankine e o ciclo de refrigeração por absorção. Este ciclo combinado usa uma mistura binária amônia-água como fluido de trabalho e produz potência e refrigeração simultaneamente a partir de uma única fonte de calor. O uso de misturas de amônia-água, segundo os autores, faz com que se reduza a irreversibilidade na transferência de calor, especialmente para fontes de calor de temperaturas baixas como a energia solar e calor geotérmico.

A figura 3.25, mostra um esquema do ciclo proposto por Wang, Dai e Gao (2008).

Figura 3.25 – Diagrama do ciclo combinado de Potência e Refrigeração (WANG, DAI E GAO, 2008)

Como se mostra na Fig. 3.25, a solução saturada de concentração básica, a qual deixa o absorvedor, é bombeada a alta pressão. Depois de ser aquecida num trocador de calor, é enviada ao retificador, onde a solução básica é separada em vapor rico de amônia e uma solução fraca. O fluxo saindo da parte baixa do retificador é aquecido e a solução fraca absorve calor e se converte em vapor saturado. A solução saturada fraca é superaquecida e depois expandida na turbina para produzir potência. O vapor rico em amônia é então condensado. A amônia líquida passa por uma válvula, e é estrangulado até uma pressão baixa. Este fluxo que é amônia quase pura, evapora-se completamente no evaporador onde ocorre o processo de resfriamento. Então é absorvido pela solução fraca que é trazida ao absorvedor depois da expansão na turbina, para formar uma solução líquida saturada de amônia-água para completar o ciclo. O fluido quente passa pelo superaquecedor, e depois flui na caldeira, e finalmente sai ao ambiente através de um trocador de calor.

Segundo os autores, o ciclo combinado proposto tem um máximo de eficiência exergética de 43,06 % quando a pressão de entrada na turbina, a temperatura de entrada e a concentração na solução de amônia são 1,706 MPa, 280,4 °C e 0,305; respectivamente.

3.4.2 Ciclo combinado de Potência e Refrigeração por ejeto-absorção

Este ciclo combinado está baseado no ciclo descrito no item 3.4.1 e é proposto por Wang et. al., (2009). De fato, dois dos autores que propõem este ciclo, participaram da proposta do ciclo combinado de potência e refrigeração descrito no anterior item. O ciclo introduz um ejeto entre o retificador e o condensador, e de acordo com os autores provê uma melhora no desempenho sem aumentar a complexidade do sistema.

A figura 3.26, mostra um diagrama do ciclo proposto.

Figura 3.26 – Ciclo combinado de potência e refrigeração por ejetor-absorção (WANG et. al., 2009)

Este ciclo combinado, segundo seus autores (WANG et. al., 2009), pode trabalhar com gases de saída de uma turbina de gás, energia solar, vapor geotérmico ou outra fonte de calor. Para simular este ciclo combinado, a fonte de calor está formada por 96,16 % N₂, 3,59 % O₂, 0,23 % H₂O e 0,02 % NO e NO₂ em volume.

Na tabela 3.6 se apresenta uma comparação que os autores fazem entre o ciclo combinado que usa ejetor e o ciclo proposto inicialmente.

Tabela 3.6 – Comparação do desempenho do ciclo combinado com ejetor-absorção e o ciclo sem ejetor (WANG et al., 2009)

	Ciclo com ejetor-absorção	Ciclo sem ejetor
Potência da turbina (kW)	619,70	619,70
Potência da bomba (kW)	7,58	7,58
Refrigeração (kW)	245,97	224,61
Potência líquida (kW)	612,12	612,12
Potência e refrigeração líquida (kW)	858,09	836,73
Eficiência térmica (%)	20,97	20,45
Eficiência exergética (%)	35,77	35,54

As principais conclusões que os autores chegam podem ser resumidas da seguinte forma:

- O ciclo combinado com ejetor tem um melhor desempenho do que o ciclo sem ejetor e sem aumentar a complexidade do sistema.

- A temperatura da fonte de calor, a temperatura do condensador, a temperatura do evaporador, a pressão e temperatura da turbina, e a concentração de amoníaco na solução tem significativo efeito na potência neta e a refrigeração produzida e na eficiência exergética do ciclo combinado.

3.4.3 Ciclo combinado de Potência e Refrigeração por absorção (APC)

O sistema está baseado no ciclo Kalina e é proposto por Zheng et. al. (2006). Na maioria de estudos do ciclo Kalina, se utiliza uma mistura de água e amônia. Um ciclo Kalina básico consiste num gerador de vapor de recuperação de calor (HRSG), uma turbina de vapor de amoníaco, e um subsistema de condensação destilação (DCSS), como se mostra na figura 3.27.

Figura 3.27 – Diagrama do Ciclo Kalina (KOROBITSYN, 1998)

No DCSS o fluxo da turbina é resfriado no recuperador, e depois misturado com uma solução fraca de amônia a fim de elevar a temperatura de condensação. A solução básica que resulta é condensada no absorvedor e trazida ao recuperador sob pressão. Parte da vazão é enviada para diluir a vazão rica de amônia que vem do separador. O fluxo principal passa pelo recuperador e é vaporizado (*flash*) no separador. O vapor é misturado com a solução básica, condensado e pressurizado antes de entrar no gerador de vapor.

Um diagrama da utilização de calor no ciclo Rankine (Fig.3.28a) contra o ciclo Kalina (Fig. 3.28b) mostra a vantagem do último (KOROBITSYN, 1998).

Figura 3.28 - Linha de utilização de calor. a) Ciclo Rankine, b) Ciclo Kalina (KOROBITSYN, 1998).

Com respeito ao ciclo de Zheng et. al. (2006), o tanque *flash* no ciclo Kalina foi substituído por um retificador, para realçar o processo de separação e obter uma pureza mais alta da amônia para a refrigeração. Um condensador e um evaporador foram introduzidos entre o retificador e o segundo absorvedor. Com estas modificações, o ciclo é capaz de proporcionar refrigeração e gerar potência simultaneamente. As características termodinâmicas do APC foram analisadas por modelagem e simulação utilizando o software ASPEN Plus.

A figura 3.29, mostra um diagrama do ciclo proposto.

Figura 3.29 - Ciclo combinado de potência e refrigeração por absorção (APC) (ZHENG et al., 2006)

Como pode se ver na Fig. 3.29, a solução de amônia/água (ponto 8) é bombeada a uma pressão alta de aproximadamente 5 MPa (ponto 9), depois superaquecida na caldeira (CAL). O vapor superaquecido (ponto 10) é expandido na turbina (TUR) para gerar potência. Depois da expansão, o vapor (ponto 11), a aproximadamente 100 kPa, troca calor com o fluxo de alimentação ao retificador (REC), no trocador de calor (TC1). Então, no absorvedor (ABS1), o vapor é absorvido pela solução fraca (ponto 14) vindo de um segundo trocador de calor (TC2). A solução (ponto 15) é bombeada a 1,35 MPa (ponto 1) e é separada em duas correntes pelo separador (SEP). Uma parte da vazão da solução (ponto 2) é aquecida nos trocadores de calor (TC1 e TC2) e então é enviada para o retificador (REC), onde a solução é separada em vapor rico em amônia (ponto 6) e uma solução fraca (ponto 7). O fluxo da parte inferior do REC é reaquecido (REAQ), com calor de separação. O vapor de amônia é condensado (ponto A1) no condensador. A amônia líquida passa por uma válvula, VAL2, e é estrangulada a 200 kPa (ponto A2). Este fluxo, que é quase amônia pura, evapora-se completamente (ponto A3) no evaporador (EVA), para a refrigeração. O vapor de amônia é absorvido no absorvedor (ABS2), pelo segundo fluxo da solução (ponto A4) do separador. A solução débil (ponto 7) deixa o calor no trocador de calor (TC2), depois passa por uma

válvula (VAL1) (ponto 14). Neste ciclo, o calor de alta temperatura é fornecido à caldeira (CAL), e o calor de temperatura intermediária é fornecido ao retificador (REC), para obter potência na turbina (TUR), e resfriamento no evaporador (EVA), simultaneamente.

A seguir, na tabela 3.7, se apresentam as características de desempenho do ciclo APC.

Tabela 3.7 – Desempenho do ciclo combinado APC (ZHENG et al., 2006)

Item	Energia	Exergia
Taxa de calor de entrada na caldeira (kW)	3730	1946
Taxa de calor de entrada no reaquecedor (kW)	667,3	204,5
Potência gerada na turbina (kW)	774,7	774,7
Potência na bomba 1 (kW)	23,14	23,14
Potência na bomba 2 (kW)	9,275	9,275
Refrigeração no evaporador (kW)	298,8	39,42
Eficiência térmica global (%)		24,24
Eficiência Exergética (%)		37,28

3.4.4 Ciclo combinado de potência e refrigeração com ejedor

O sistema é proposto como um novo sistema combinado de potência e refrigeração por Dai, Wang e Gao (2009) e combina um ciclo Rankine e um ciclo de refrigeração com ejedor. Este ciclo combinado pode produzir tanto potência como refrigeração simultaneamente.

O sistema consiste de seis componentes principais: caldeira, turbina, evaporador, condensador, ejedor e válvula.

A figura 3.30, mostra um esquema do ciclo e o respectivo diagrama T-s.

Figura 3.30 – Ciclo combinado de potência e refrigeração e diagrama T-s. (DAI, WANG, GAO, 2009)

Na caldeira se gera vapor a alta pressão e temperatura e de acordo com os autores, pode utilizar fontes de calor como energia solar, energia geotérmica e calores de rejeito. O vapor a alta pressão e temperatura é expandido na turbina para produzir potência. O vapor de saída da turbina como o vapor primário entram no injetor supersônico do ejetor. A mistura é descarregada do ejetor ao condensador onde se converte de vapor a líquido. Uma parte do fluido de trabalho que deixa o condensador entra no evaporador passando através da válvula, e a outra parte flui à bomba. A pressão do líquido é aumentada à pressão de caldeira pela bomba, e o líquido é bombeado à caldeira para ser vaporizada outra vez. O fluido de trabalho que entra ao evaporador está à pressão e temperatura baixa. No evaporador, converte-se em vapor absorvendo calor do meio que se quer resfriar, produzindo o efeito de resfriamento. O trabalho de Daí, Wang e Gao (2009), usa calor de rejeito, que é composto de 96,16% de N_2 , 3,59 % de O_2 , 0,23 % de H_2O e 0,02% de NO e NO_2 por volume, para simular o ciclo combinado. O R123 é selecionado como fluido de trabalho.

A tabela 3.8, mostra o desempenho do ciclo combinado de potência e refrigeração.

Tabela 3.8 – Resultados da simulação do ciclo combinado de potência e refrigeração

Potência da turbina (kW)	114,14
Potência da bomba (kW)	3,45
Refrigeração (kW)	60,44
Potência líquida (kW)	110,69
Potência líquida e refrigeração (kW)	171,13
Relação refrigeração/Potência	0,35
Temperatura de exaustão da fonte de calor (°C)	92,53
Calor de entrada na caldeira (kW)	1246,96
Exergia de entrada (kW)	524,49
Exergia de refrigeração (kW)	5,74
Eficiência térmica (%)	13,72
Eficiência exergética (%)	22,20

Os autores fazem uma análise paramétrica para pesquisar os efeitos dos parâmetros termodinâmicos no desempenho do ciclo.

Segundo o autor, no estudo foi observado que a eficiência de primeira lei, a relação de energia elétrica e térmica e a eficiência de segunda lei do sistema de trigeracão, cogeração e o ciclo de turbina a gás varia consideravelmente com a mudança na relação de pressão total e temperatura de entrada na turbina, mas a mudança na queda de pressão, pressão do calor de processo, e temperatura do evaporador mostram pequenas variações nesses parâmetros.

3.4.6 Sistema solar híbrido de trigeracão

Este sistema é proposto e estudado por Zhai et. al., (2009) sendo basicamente um sistema híbrido solar de geração de potência, aquecimento e resfriamento, incluindo um coletor solar parabólico e um *chiller* de adsorção com sílica gel - água. O sistema compõe-se de três subsistemas principais, a saber: o subsistema de geração de vapor, o subsistema de geração de potência e o subsistema de utilização de calor rejeitado a uma temperatura de 70 – 90°C.

A figura 3.32, mostra o sistema de trigeracão proposto.

Figura 3.32 – Sistema de trigeracão híbrido (ZHAI et al., 2009)

Segundo os autores, o sistema tem a vantagem de efetuar o ciclo de geração de potência num nível de temperatura baixo com energia solar mais eficientemente e pode proporcionar tanto efeito de aquecimento e potência para regiões remotas fora da rede. Um estudo de caso foi

realizado para avaliar a energia anual sob o clima da região noroeste de China. Como resultado deste estudo, os autores concluem que o sistema solar híbrido é capaz de produzir 23,5 kW de energia elétrica, 79,8 kW de resfriamento com uma radiação solar de 600 W/m^2 e área do coletor de 600 m^2 , e é suficiente para satisfazer as necessidades de um edifício ou uma pequena cidade rural remota.

3.4.7 Sistema de trigeração com micro-turbina a gás e sistema de refrigeração com ejetor.

O trabalho de Ameri, Behbahaninia e Tanha (2010) apresenta uma nova configuração de um sistema de cogeração e trigeração, com um sistema de refrigeração com ejetor de vapor e uma caldeira de recuperação.

O sistema opera com uma micro-turbina a gás que produz 200 kW de potência. Os gases de exaustão da turbina entram na caldeira de recuperação gerando vapor saturado em grande quantidade. No inverno o vapor entra no trocador de calor 1 (TC1) produzindo água quente para unidades de serpentina. A parte restante do vapor saturado entra no trocador de calor 2 (TC2) para produzir água quente para uso doméstico durante todo o ano. No verão, o trocador de calor 1 (TC1) é substituído pelo sistema de refrigeração com ejetor para produzir água gelada para unidades de serpentina.

Um diagrama do sistema proposto por Ameri, Behbahaninia e Tanha (2010) é mostrado na Fig. 3.33.

Os autores dividem o trabalho em duas partes: uma análise termodinâmica na qual se faz uma avaliação do desempenho deste sistema com respeito à utilização de fator de energia (UFE), a eficiência térmica, a relação potência/calor, capacidade no evaporador do sistema de refrigeração. Na segunda parte se faz uma análise exergética para apresentar as perdas de exergia e as eficiências exergéticas dos componentes.

Figura 3.33 – Sistema de trigeração com micro-turbina a gás e sistema de refrigeração com ejedor (Ameri, Behbahaninia e Tanha 2010)

Os autores demonstraram que ao utilizar o sistema de cogeração, pode-se reduzir o consumo de combustível ao redor de 23% no verão e até 33% no inverno, em comparação com a geração separada de aquecimento, refrigeração e eletricidade.

4. SISTEMA TETRA-COMBINADO DE TRIGERAÇÃO

4.1 ANÁLISE CONCEITUAL DO SISTEMA TETRA-COMBINADO DE TRIGERAÇÃO

Com o objetivo de aperfeiçoar o uso do insumo energético consumido por um sistema de potência e assim maximizar o seu desempenho, associa-se em série térmica sistemas de potência, o que caracteriza o denominado sistema combinado ou ciclo combinado. Assim, o rejeito térmico de um sistema é o insumo energético de outro sistema.

A Figura 4.1 apresenta uma representação esquemática de dois sistemas de potência operando entre os níveis de temperatura T_1 , T_2 e T_0 (temperatura do meio ambiente). Desta forma, ao invés do rejeito térmico do sistema 1 ser enviado diretamente para o meio ambiente, destruído-se assim a exergia associada a ele, emprega-se esta exergia como insumo do sistema 2, o que aumenta a quantidade de trabalho obtida por unidade de insumo energético consumido no sistema 1 (OLIVEIRA JR., 2006)

Figura 4.1 – Princípio de um sistema combinado de potência (OLIVEIRA JR., 2006)

Observando-se a Fig. 4.1 tem-se a Eq. 4.1 e Eq. 4.2 para os rendimentos térmicos:

$$\eta_1 = \frac{W_1}{Q_c} \quad (4.1)$$

$$\eta_2 = \frac{W_2}{(Q_c - W_1)} \quad (4.2)$$

O rendimento térmico global do sistema amostrado na Fig. 4.4 está dado por:

$$\eta_{global} = \frac{W_1 + W_2}{Q_c} \quad (4.3)$$

Assim, pode-se mostrar que o rendimento térmico global do sistema combinado em função dos rendimentos, é dado pela Eq. (4.4).

$$\eta_{global} = \eta_1 + \eta_2(1 - \eta_1) \quad (4.4)$$

O trabalho de Oliveira Jr. (2006) mostra a vantagem de empregar ciclos de potência em cascata térmica, com o objetivo de aumentar o rendimento de utilização do insumo energético. Assim, para um sistema combinado composto por três sistemas de potência, o rendimento global é dado pela Eq. (4.5):

$$\eta_{global} = \eta_1 + \eta_2(1 - \eta_1) + \eta_3(1 - \eta_1 - \eta_2(1 - \eta_1)) \quad (4.5)$$

As Equações (4.4) e (4.5) evidenciam a vantagem de empregar ciclos de potência em cascata térmica, com o objetivo de aumentar o rendimento de utilização do insumo energético.

A figura 4.2 apresenta uma representação esquemática do sistema tetra-combinado de trigerção.

Figura 4.2 – Esquema do sistema tetra-combinado de trиграção

A eficiência energética global do sistema tetra-combinado de trиграção é dada pela Eq. (4.6):

$$\eta_{global} = \frac{W_{Turbina\ gás} + W_{Turbina\ vapor} + Q_4 + Q_7}{Q_1} \quad (4.6)$$

Observando-se a Fig. 4.2, têm-se as seguintes equações para as eficiências:

Para o motor térmico:

$$\eta_1 = \frac{W_{Turbina\ gás}}{Q_1} \quad (4.7)$$

Para o sistema de cogeração:

$$\eta_2 = \frac{W_{Turbina\ vapor} + Q_4 + Q_7}{(1-f)Q_2} \quad (4.8)$$

Sendo:

f é a fração do calor rejeitado do motor térmico que é enviado ao sistema de refrigeração.

Para o sistema de refrigeração:

$$COP = \frac{Q_7}{(f Q_2 + Q_5)} \quad (4.9)$$

Assim, a eficiência energética global do sistema tetra-combinado de trigerção pode-se escrever em termos das eficiências dos componentes do sistema, portanto:

$$\eta_{global} = \eta_1 + (1 - \eta_1)(\eta_2 - f + f COP) + r(COP - 1) \quad (4.10)$$

Sendo:

$$r = \frac{Q_5}{Q_1} \quad (4.11)$$

A Eq. (4.10) mostra como a eficiência global do sistema tetra-combinado é influenciada pelas eficiências dos subsistemas e a distribuição do calor rejeitado.

4.2 ORIGEM E DEFINIÇÃO DO SISTEMA TETRA-COMBINADO

O sistema tetra-combinado de trigerção foi proposto por Garagatti e Oliveira Jr. (2003), ante a necessidade de reduzir os custos de produção das utilidades e desenvolver sistemas mais eficientes de conversão de energia. Este sistema de trigerção tem suas origens nos trabalhos desenvolvidos por Garagatti (2000) e Garagatti e Oliveira Jr. (2001), que apresentam a descrição e avaliações exergéticas dos sistemas de cogeração identificados como: sistema tri-combinado e sistema tetra-combinado de cogeração. O primeiro se caracteriza por ter uma turbina a gás acoplada em cascata térmica com uma caldeira de recuperação, a qual está acoplada a uma turbina a vapor de extração/condensação. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético de um sistema de refrigeração por absorção com três estágios no misturador.

A figura 4.3, mostra um diagrama do sistema tri-combinado de cogeração.

com o sistema tri-combinado, porque apresenta custos unitários e totais mais econômicos dentro da condição de maior eficiência exergetica.

Assim, o sistema tetra-combinado de trigeração proposto por Garagatti e Oliveira Jr. (2003), além de produzir eletricidade e água gelada, produz vapor para um processo industrial e um esquema do sistema é mostrado na Fig. 4.5.

Figura 4.5 – Sistema tetra-combinado de trigeração. (GARAGATTI, OLIVEIRA JR., 2003)

A expressão tetra-combinado é derivada do fato deste sistema ser baseado em dois ciclos de potência (ciclos Brayton e Rankine) e dois ciclos de refrigeração (ciclos de absorção e ejeto-compressão).

4.3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA TETRA-COMBINADO DE TRIGERAÇÃO

O sistema Tetra-combinado de trigeração é formado de três subsistemas em cascata térmica: turbina a gás, um sistema de cogeração baseado num ciclo de vapor e uma unidade de refrigeração híbrida de absorção - ejeto compressão.

O sistema tetra-combinado de trigeração objeto de estudo neste trabalho é apresentado na Fig. 4.6.

Figura 4.6 - Sistema tetra-combinado de trigeração objeto de estudo

O subsistema turbina a gás está composto pelo compressor, câmara de combustão e turbina a gás e para sua análise utilizará gás natural como insumo energético. Este subsistema gera potência quando os gases de combustão são expandidos na turbina a gás. Grande parte da potência é consumida pelo compressor e outra parte é para satisfazer requerimentos de potência elétrica da planta.

O subsistema de cogeração, baseado num ciclo de vapor, aproveita os gases rejeitados na turbina a gás para produzir vapor superaquecido em uma caldeira de recuperação. O vapor superaquecido alimenta uma turbina a vapor de extração/condensação e uma pequena fração é para alimentar os ejtores do sistema híbrido de absorção – ejeto compressão. A razão pela qual este vapor sai da caldeira e não de uma extração da turbina é porque o COP e a eficiência exergética do sistema híbrido aumentam quanto maior é a pressão e a temperatura do vapor que vai para os ejtores. A turbina a vapor se caracteriza por gerar potência elétrica e ter duas extrações de vapor. A primeira extração é imposta pelo processo. Este vapor é altamente superaquecido e em certas aplicações precisa-se de vapor saturado, portanto faz-se necessário incluir um dispositivo chamado dessuperaquecedor para levar o vapor superaquecido até o

estado de vapor saturado. O método mais econômico para baixar a temperatura do vapor é por injeção de água. Assim, no dessuperaquecedor é produzida uma mistura de vapor superaquecido e água obtendo-se o vapor saturado nas condições do processo. A segunda extração de vapor na turbina é usada como fonte de calor para alimentar o gerador do sistema de refrigeração híbrido de absorção – ejetor compressão. O resto de vapor que sai da turbina entra no condensador para ser recuperado como água de alimentação para caldeira.

O sistema de refrigeração por absorção/ejetor compressão foi proposto por Oliveira Jr. (1991), como descrito no item 3.3.1.3 deste trabalho. O sistema se caracteriza por produzir água gelada em condições requeridas, e ter ejetores entre o evaporador e absorvedor. O modo de operação é similar ao sistema de absorção de efeito simples com uma variação que consiste na utilização de ejetores entre o evaporador e absorvedor, o número de ejetores depende da elevação de pressão do vapor à saída do evaporador. Cada ejetor funciona com uma relação de pressão de aproximadamente 2. A saída do ejetor é descarregada no absorvedor, fazendo com que a pressão do absorvedor seja mais alta que no evaporador. Portanto, a concentração de solução no absorvedor pode ser mantida longe da cristalização quando o sistema tenha que operar com uma temperatura baixa no evaporador ou com uma temperatura alta no absorvedor, como quando se tem uma unidade resfriada com ar.

A figura 4.7 ilustra um esquema do sistema de refrigeração por absorção/ejetor compressão.

Figura 4.7 – Diagrama do sistema de refrigeração por absorção/ejetor compressão.

O interessante do ciclo de absorção/ejeto compressão é o uso de ejetores. Estes equipamentos são usados em diferentes aplicações de engenharia; eles têm várias vantagens sobre sistemas de compressão convencionais: o baixo custo, a simplicidade de operação, confiabilidade e baixo custo de manutenção, são algumas (ALEXIS; ROGDAKIS, 2002).

A figura 4.8 ilustra como trabalha um ejeto: o refrigerante vaporizado a baixa pressão entra no ejeto no ponto (1), e é aspirado pelo vapor de alta pressão no ponto (B). O vapor de alta pressão gera um vácuo quando entra no ejeto no ponto (2) e sai no ponto (A). O resultado da mistura é descarregado em uma pressão que se encontra entre as pressões do vapor motriz e o vapor aspirado (ponto 3). Este vapor à saída do primeiro ejeto é usado por um segundo ejeto para elevar a sua pressão até a pressão do absorvedor. No absorvedor, o vapor é absorvido pela solução forte que vem do gerador. A vazão de refrigerante que não é vaporizada se mistura com a solução forte formando uma solução fraca que é enviada ao gerador onde novamente o vapor de água é separado da solução para fluir até o condensador e continuar o ciclo.

A evolução do vapor motriz e o vapor aspirado através do ejeto também são mostrados na Fig. 4.8.

Figura 4.8 - Evolução do vapor motriz e o vapor aspirado através do ejeto. (Oliveira Jr., 1991)

Para reduzir o consumo de vapor motriz, em cada saída do ejeto há um desvio do fluxo de massa que é enviado ao ejeto seguinte para ser comprimido. Esta vazão é sempre a mesma

fluindo desde o evaporador; assim, a vazão de vapor motriz é enviada novamente à caldeira, ou usada em outro processo, se as condições de pressão o permitem.

No trabalho de Burbano; Pellegrini e Oliveira Jr. (2009a) se fez uma análise do sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão e compara-se com sistemas de refrigeração de absorção comerciais de simples e duplo efeito, para satisfazer uma idêntica capacidade de refrigeração e saída da água gelada. A capacidade de refrigeração escolhida de catálogo foi de 352 kW e a temperatura de entrada e saída da água gelada são 12 e 7°C respectivamente. Os sistemas foram analisados incluindo uma torre de resfriamento e para o cálculo do COP e a eficiência exergética foi tida em conta a bomba do sistema de resfriamento e o ventilador da torre. Os resultados obtidos são mostrados na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 - Resultados para Coeficiente de Desempenho (COP) e Eficiência exergética para os sistemas de refrigeração incluindo um por compressão de vapor.

Sistemas de Refrigeração	COP	Eficiência Exergética (%)
Absorção simples efeito	0,71	15,2
Absorção duplo efeito	1,22	19,8
Híbrido Absorção/ejeto compressão	0,76	17,3
Compressão de Vapor	4,05	21,1

Os resultados na Tab. 4.1 mostram que o sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão é uma boa alternativa por que o COP e a eficiência exergética são maiores que o sistema de absorção de simples efeito e, apesar de ter um COP e uma eficiência exergética menor que a de um sistema de absorção de duplo efeito, este não tem a mesma complexidade já que o sistema híbrido usa ejetores, que têm por vantagens o fato de não apresentar partes móveis, exceto a bomba de solução, a simplicidade de operação, confiabilidade e baixo custo de manutenção.

Assim, a avaliação do desempenho do sistema tetra-combinado de trigerção estará baseada na implementação de modelos que mostrem o comportamento do sistema e seus componentes. Para isto, será utilizada a análise exergética e exergoeconômica, cujos princípios se detalham no capítulo seguinte. Assim, através das análises é possível determinar os custos em base exergética de produção das utilidades (eletricidade, vapor e água gelada) para uma aplicação dada.

5. ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA DE SISTEMAS

5.1 CONCEITO DE EXERGIA E BALANÇO EXERGÉTICO

O princípio de conservação de energia enuncia que "Energia não pode ser criada nem destruída; apenas muda de forma". Para Dewulf et al. (2008), este fato científico sobre o que a ciência chama energia não é o que as pessoas experimentam no seu cotidiano. Segundo Dewulf et al. (2008) o que é normalmente chamado de "energia" vem em uma quantidade indeterminada de formas tangíveis pelas quais as pessoas e as empresas pagam dinheiro: energia na forma de gasolina, eletricidade, gás natural, etc. Embora a energia científica seja conservada, esta outra "energia útil" ou "energia do mercado" não é. De acordo com Dewulf et al. (2008) a palavra energia como utilizada pela ciência e a palavra energia utilizada na vida cotidiana tem dois significados distintos. O primeiro refere-se a um aditivo abstrato, propriedade conservativa tremendamente útil em modelagem. A segunda refere-se à *exergia*, que quantifica a capacidade de provocar mudanças, e isso certamente não é conservativo.

A *exergia* tornou-se um instrumento cada vez mais importante no projeto e na análise de sistemas térmicos. O uso efetivo das fontes de energia como o petróleo, gás natural ou carvão é aparente, mas tem de ser determinado tanto com a Primeira como com a Segunda lei da Termodinâmica (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996). Embora o fundamento da *exergia*, a Segunda Lei da Termodinâmica, tenha sido estabelecido nos anos de 1800, é só nos últimos anos que o conceito de *exergia* ganhou um interesse mais amplo na análise de processos, tipicamente empregada para identificar ineficiências (DEWULF et al., 2008). Segundo Oliveira Jr. (2006), o balanço de energia, assim como o próprio conceito de energia, não é suficiente para identificar e quantificar corretamente os termos denominados de "ineficiências". De acordo com Oliveira Jr (2006), normalmente o que se denomina de "ineficiência", na verdade, é a consequência da ocorrência de um processo irreversível em que há geração de entropia.

Segundo Oliveira Jr. (2006), o conceito de *exergia* tem suas origens na formulação proposta por Gouy e Stodola, citando como fonte Rivero (1993). Esta formulação mostra que o

máximo potencial de um sistema realizar trabalho é função de sua energia interna e das condições do meio ambiente (pressão, temperatura e composição).

Assim, a exergia representa a máxima quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo interação apenas com os componentes do meio ambiente (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1988).

Oliveira Jr. (2006) quantifica a exergia a partir do conceito de trabalho reversível e descreve o balanço de exergia como uma combinação linear do balanço de energia e o balanço de entropia. A figura 5.1 mostra um volume de controle, em regime permanente (os sistemas estudados neste trabalho são modelados como volumes de controle em regime permanente), para o qual será feita a dedução da equação fundamental do balanço exergetico. Não são considerados os efeitos nucleares, magnéticos, elétricos, e de tensão superficial, assim como a variação da energia cinética e potencial.

Figura 5.1 - Volume de controle indeformável com uma entrada e uma saída

Pela Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$\dot{m}_s h_s - \dot{m}_e h_e = \dot{Q} - \dot{W} \quad (5.1)$$

Pela Segunda Lei:

$$\dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (5.2)$$

Multiplicando-se a eq. (5.1) por $-T_0$ e somando à eq. (5.2), tem-se:

$$\dot{m}_s(h_s - T_0 s_s) - \dot{m}_e(h_e - T_0 s_e) = \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (5.3)$$

Assim,

$$\dot{m}_s b_s - \dot{m}_e b_e = \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (5.4)$$

A eq. (5.4) é o balanço de exergia válido para o volume de controle considerado. O lado esquerdo na eq. (5.4), representa a variação da taxa de exergia entre os fluxos de entrada e saída. O termo b da eq. (5.4) representa a exergia associada aos fluxos de massa até chegarem às condições de P_0 e T_0 do ambiente e é calculado por:

$$b = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.5)$$

Para uma situação mais geral, com várias entradas e saídas, trocas de calor a diferentes temperaturas, o balanço de exergia fica:

$$\sum \dot{m}_s b_s - \sum \dot{m}_e b_e = \sum \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \sum \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (5.6)$$

Ou com outra notação:

$$\dot{B}_s - \dot{B}_e = \dot{B}^Q - \dot{B}^W - \dot{B}_{destruída} \quad (5.7)$$

Sendo:

$\dot{B}^Q$ simboliza o fluxo de exergia associado aos fluxos de calor devido à diferença de temperatura entre a fronteira e o ambiente. Assim:

$$\dot{B}^Q = \sum \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (5.8)$$

$\dot{B}^W$ significa o trabalho útil obtido no processo, portanto:

$$\dot{B}^W = \sum \dot{W} \quad (5.9)$$

$\dot{B}_{destruída}$ quantifica a exergia destruída, a qual está relacionada à entropia gerada. Assim:

$$\dot{B}_{destruída} = T_o \dot{S}_{ger} \quad (5.10)$$

A eq. (5.6) representa o balanço de exergia válido para um volume de controle qualquer, em regime permanente.

Desconsiderando-se efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão superficial, pode-se dividir a exergia em quatro componentes: exergia cinética, potencial, física e química, como mostrado na Fig. 5.2 (OLIVEIRA JR., 2006).

Figura 5.2 – Componentes da Exergia (OLIVEIRA Jr., 2006)

A exergia cinética e potencial equivalem, respectivamente, à energia cinética e potencial, pois podem ser totalmente convertidas em trabalho, ainda que na maior parte das análises de sistemas térmicos, os valores das exergias cinética e potencial podem ser desprezados.

A exergia física equivale à máxima quantidade de trabalho possível de se obter quando um sistema ou fluxo de uma substância passa de um estado inicial ao estado de referência restrito, caracterizado pela existência de equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente.

A exergia química é o máximo trabalho possível de se obter quando um sistema ou fluxo é levado do estado de referência restrito ao estado morto, caracterizado pela existência de equilíbrio térmico, mecânico e químico, interagindo reversivelmente com componentes do meio ambiente. Segundo proposto por Szargut; Morris e Steward (1988), para a determinação da exergia química é necessário definir um modelo de meio ambiente padrão.

5.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

Os sistemas térmicos são tipicamente fornecidos com entradas de exergia associadas diretamente ou indiretamente com combustíveis fósseis ou outros recursos de energia. Conseqüentemente, as destruições e as perdas da exergia representam os resíduos desses recursos de energia (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996). A análise exergética de plantas de conversão de energia permite caracterizar como a exergia disponível (p.ex., devido à queima do combustível, empregado como insumo energético) é utilizada e destruída nos processos de conversão de energia existentes na planta, mediante a avaliação quantitativa da destruição e perda das exergias associadas ao sistema.

5.3 RENDIMENTO EXERGÉTICO

A única variável que inequivocamente caracteriza o desempenho de um componente por um ponto de vista termodinâmico é o rendimento exergético apropriadamente definido (TSATSARONIS, 1999). Segundo Oliveira Jr (2006), têm-se várias formas de rendimento exergético adequadas para avaliar o desempenho de conversão de energia. Assim, para processos químicos há uma expressão, denominada por Szargut; Morris e Steward (1998), de grau de perfeição, dada por:

$$\eta_{PQ} = \frac{\text{exergia dos produtos úteis}}{\text{exergia de alimentação}} \quad (5.11)$$

Para a análise de processos térmicos, tem-se uma expressão similar à definida anteriormente, assim:

$$\eta_{PT} = \frac{\text{exergia útil produzida}}{\text{exergia consumida}} \quad (5.12)$$

Para avaliar processos em que há destruição de exergia, como expansão em uma válvula e rejeição de calor em um condensador, normalmente denominados processos puramente dissipativos, tem-se:

$$\eta_{PD} = \frac{\sum(\text{exergia de saída})}{\sum(\text{exergia de entrada})} \quad (5.13)$$

Outro critério de eficiência exergetica é definido por Kotas (1995), que chamou de eficiência racional à relação entre a exergia útil e a exergia usada:

$$\psi = \frac{B_{\text{útil}}}{B_{\text{usada}}} = 1 - \frac{B_{\text{destruída}}}{B_{\text{usada}}} \quad (5.14)$$

Na eq. (5.14) o que pode ser considerado como exergia útil ou efeito útil com relação à exergia usada vai depender do processo.

5.4 TERMOECONOMIA

A Termoeconomia é uma disciplina cujo objetivo é estudar a conexão entre as ciências naturais e a economia, formulando modelos que levem em conta a limitação de recursos naturais e à degradação da qualidade da energia, nos processos produtivos (SERRA, 1994). Para Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), a termoeconomia é o ramo da engenharia que combina a análise exergetica e os princípios econômicos. Ela fornece ao projetista do sistema, ou ao operador, a informação não disponível pela análise energética convencional e avaliações econômicas, mas crucial ao projeto e a operação de um sistema rentável. Em 1983, Tsatsaronis propôs o termo exergoeconomia para caracterizar de maneira mais precisa a combinação de análise exergetica e econômica (TSATSARONIS, 1993). A expressão termoeconômico deve ser usada num sentido mais geral, já que pode referir-se também a uma análise termodinâmica baseada só na Primeira Lei da Termodinâmica, com uma avaliação econômica convencional.

Sendo a termoeconomia uma metodologia desenvolvida para analisar sistemas térmicos e que tem como fundamento o Segundo Princípio da Termodinâmica (sua base é a exergia), faz-se necessário começar pela análise exérgica, sendo em seguida introduzidos os conceitos econômicos. Segundo o trabalho de Santos; Torres e Santos (2007), o principal objetivo da metodologia é atribuir custos ao conteúdo exérgico de um portador de energia. Esses custos podem ser expressos em termos de exergia ou em termos monetários.

A Termoeconomia analisa o processo de formação do custo dentro das plantas, que podem ser divididas em um número de subsistemas e se identificam um número de fluxos. A teoria do custo exergetico, introduzida por Lozano e Valero, unifica conceitos em uma metodologia sistemática e têm o objetivo de distribuir a exergia consumida em um processo entre os produtos, para o qual alguns postulados são estabelecidos (LOZANO; VALERO, 1993). A primeira proposta na literatura para o uso da exergia para propósitos de custos foi dada por Joseph H. Keenan em 1932 (GAGGIOLI; EL-SAYED, 1987; TSATSARONIS, 1993), fazendo explícito o uso da exergia para atribuir custos em uma planta de cogeração. Keenan indicou que o valor econômico do vapor e da eletricidade está na sua exergia não na sua energia.

As proposições da Teoria do custo exergetico de Lozano e Valero (1993), são:

- O custo exergoeconômico é uma quantidade conservativa, portanto, pode-se escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema. Nas equações de balanço de custo exergetico, o lado direito será igualado à zero, e na determinação do custo exergoeconômico, igualado aos outros custos associados ao sistema, com sinal negativo.
- Na ausência de informações, o custo exergetico de um insumo suprido externamente ao sistema é igual à sua exergia e o custo exergoeconômico é o custo de aquisição do insumo.
- Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser incluídos no custo final do produto, o que se traduz na atribuição de custo zero a todas as perdas.
- Se uma parcela ou todo o insumo de uma unidade é a variação da exergia de um fluxo que a atravessa, então o custo exergetico unitário do fluxo é constante através da unidade.

- Se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais aos custos exergéticos unitários de cada um destes fluxos.

Cabe dizer que a teoria de custo exergético está dentre os Métodos de Custeio em base exergética, cujo objetivo é atribuir custos aos produtos e subprodutos do processo, avaliar equipamentos e sistemas, e promover a otimização dos sistemas energéticos. Segundo Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), diferentes aproximações para formular eficiências e equações de custo auxiliar foram sugeridas na literatura. Essas aproximações podem ser divididas em dois grupos: Método de custeio em base exergética (*accounting methods*) e métodos baseados em multiplicadores de Lagrange que tem por objetivo a otimização de todo o sistema e o cálculo do custo marginal dos produtos.

Outro método de custeio em base exergética é o método de partição (GAGGIOLI; WEPFER, 1980), aplicável a processos multi-produtos nos quais os critérios de partição de custos fornecem novas relações que devem ser escolhidas baseadas em considerações econômicas. Os critérios de partição de custos normalmente utilizados são:

- *Método da igualdade*: considera-se que os equipamentos/processos devem satisfazer todas as demandas exergéticas e, portanto, os produtos têm mesmo custo exergético específico.
- *Método de extração*: O equipamento ou processo estudado tem uma única função e o produto resultante dessa função é responsável por carregar todo o custo do equipamento (capital e operacional).
- *Método do subproduto*: Define-se um produto principal e seu custo.

O trabalho de Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) propõe um método de custeio específico baseado em princípios contábeis (“LIFO – *Last in, first out*”). Segundo esta aproximação, os insumos, os produtos e os custos são definidos sistematicamente registrando-se ao longo de um fluxo de material, as adições de exergia, de custos e de retiradas de cada fluxo de exergia considerado na análise. O método está baseado em exergias específicas e custos por unidade de exergia, tomando o nome de SPECO (*Specific Exergy Costing*).

Cabe anotar que o método proposto por Lozano e Valero (1993), deu origem à Teoria Estrutural da Termoeconomía, que é um formalismo matemático geral construído a partir de quatro premissas: (a) A estrutura do sistema se representa matematicamente a partir da matriz de incidência, (b) Os fluxos se caracterizam por uma propriedade extensiva, (c) As equações características descrevem o comportamento dos equipamentos e são funções que expressam os fluxos de entrada como uma função dos fluxos de saída e dos parâmetros internos que modelam seu comportamento e (d) as equações características são funções homogêneas de grau um (SERRA, 1994).

El-Sayed e Evans abriram um campo de investigação em otimização termoeconômica baseada em multiplicadores de Lagrange e os custos marginais que produziram vários métodos de otimização, como a Análise Funcional Termoeconômica e a Análise Funcional de Engenharia (VALERO; SERRA; UCHE, 2006).

A Análise Funcional Termoeconômica (FRANGOPOULOS, 1987) é um método aplicável para um projeto ótimo ou melhoria de sistemas térmicos complexos. Segundo Frangopoulous (1987), a análise funcional termodinâmica e otimização de um sistema térmico consistem das seguintes ações: (1) identificar as funções do sistema como um todo e de cada unidade; (2) construção do diagrama funcional do sistema; (3) formular o problema de otimização; (4) solucionar o sistema de equações de otimização.

A análise Funcional de Engenharia (VON SPAKOVSKY, 1994) considera o estudo das condições de isolamento termoeconômico, nas quais a otimização em separado das unidades que constituem o sistema conduz a sua otimização global. No que diz respeito a determinação da estrutura funcional, dos custos marginais e médios dos produtos, assemelha-se bastante à Análise Funcional Termoeconômica.

5.5 ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA

A análise exergoeconômica de processos objetiva a determinação dos custos dos produtos e das irreversibilidades (exergia destruída) geradas nos processos de conversão de energia, empregando critérios de partição de custos que são função da exergia associada aos diferentes

fluxos existentes nos processos. Ou seja, com a análise exergoeconômica estuda-se todo o processo de formação de custos de produtos com uma base de valoração que é a exergia associada aos produtos e a exergia destruída ao longo da cadeia de produção (OLIVEIRA Jr, 2006). Os custos podem ser quantificados em unidades exergéticas (kJ/kJ) ou em unidades monetárias (\$/kJ), dependendo se o objetivo da análise é obter o custo em base exergética ou em base monetária.

Para Moran e Tsatsaronis (2000), o objetivo de uma análise exergoeconômica é: (1) calcular separadamente os gastos de cada produto gerado por um sistema que tem mais de um produto, (2) entender o processo de formação de custo e o fluxo de gastos no sistema, (3) otimizar variáveis específicas num componente e (4) minimizar os gastos associados com o sistema total.

A análise exergoeconômica agrega, basicamente, dois conjuntos de equações aos balanços de massa, energia e exergia: os balanços de custo para cada equipamento/processo e os critérios de partição de custos para os equipamentos/processos em que há mais de um produto.

A análise exergoeconômica completa, segundo Tsatsaronis (1993), consiste de: (a) análise exergética detalhada do sistema, (b) Análise econômica dos equipamentos, (c) custeio exergético e (d) avaliação exergoeconômica de cada componente do sistema.

Segundo Oliveira Jr. (2006), quanto mais individualizada for a análise termoeconômica, mais detalhado será o resultado do processo de formação de custo dos produtos da planta.

Em uma análise econômica convencional, o balanço de custo é formulado para o sistema operando em regime permanente como:

$$\dot{C}_p = \dot{C}_F + \dot{Z} \quad (5.15)$$

O balanço de custo expressa que o fluxo de custo associado ao produto do sistema ($\dot{C}_p$) é igual ao fluxo de custo dos gastos feitos para gerar o produto ($\dot{C}_F$) mais o fluxo de custo associado ao capital, operação e manutenção ($\dot{Z}$).

Considerando um sistema térmico, como o mostrado na figura 5.1, pode-se escrever o seguinte balanço de custos:

$$\dot{C}_{saída} + \dot{C}^W = \dot{C}^Q + \dot{C}_{entrada} + \dot{Z} \quad (5.16)$$

Rearranjando esta equação, tem-se:

$$\dot{C}_{saída} - \dot{C}_{entrada} = \dot{C}^Q - \dot{C}^W + \dot{Z} \quad (5.17)$$

Introduzindo o custo médio por unidade de exergia de um fluxo material/energético qualquer (c_i), definido pela Eq. (5.18), pode-se reescrever a equação de custos de acordo com a Eq. (5.19).

$$c_i = \frac{\dot{C}_i}{\dot{B}_i} \quad (5.18)$$

$$c_{saída} \dot{B}_{saída} - c_{entrada} \dot{B}_{entrada} = c^Q \dot{B}^Q - c^W \dot{B}^W + \dot{Z} \quad (5.19)$$

O balanço representado pela equação anterior pode ser aplicado para todos os componentes do sistema e segundo Tsatsaronis (1993), as incógnitas no sistema de equações são os custos médios por unidade de exergia de cada fluxo. Como o número de fluxos de matéria/energia é maior que o número de componentes do sistema, é necessária a introdução de equações adicionais (auxiliares) para o cálculo das incógnitas. Justamente Tsatsaronis (1993) fala das contribuições de Reistad e Giaggioli (1980), Wepfer (1980) e Valero et. al (1986) para estabelecer as equações auxiliares.

5.6 EXERGIA E IMPACTOS AMBIENTAIS

Os recursos energéticos podem ser usados para satisfazer necessidades humanas e melhorar a qualidade de vida, mas geralmente conduzem a impactos ambientais. Por exemplo, as Nações Unidas indicam que estratégias efetivas de proteção da atmosfera devem dirigir-se ao setor de

energia aumentando a eficiência e dando passo a sistemas de energia ambientalmente corretos (ROSEN; DINCER; KANOGLU, 2008)

O desenvolvimento sustentável requer não só que os recursos de energias sustentáveis sejam usados, mas que os recursos sejam usados eficazmente. Dincer e Rosen (2005) crêem que os métodos de exergia podem ser usados para avaliar e melhorar a eficiência e assim melhorar a sustentabilidade. Já que a energia nunca pode ser "perdida" de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, enquanto a exergia pode ser perdida devido às irreversibilidades internas, o trabalho sugere que as perdas de exergia, que representam o potencial não usado, particularmente do uso de formas de energia não renovável, deveriam ser minimizadas quando se trata de gerar um desenvolvimento sustentável. O termo energia sustentável, segundo Johansson e Goldemberg (2004), define-se como a energia gerada e utilizada de maneira a suportar o desenvolvimento humano no longo prazo em todas as dimensões sociais, econômicas e ambientais.

A relação entre exergia, sustentabilidade e impacto ambiental é ilustrada na Fig. 5.3, onde se pode verificar que a sustentabilidade aumenta e o impacto ambiental diminui, quando a eficiência exergética de um processo aumenta (DINCER; ROSEN, 2005).

Figura 5.3 – Ilustração qualitativa da relação entre o impacto ambiental e a sustentabilidade de um processo, e sua eficiência exergética. (Adaptada de DINCER; ROSEN, 2005)

Quando a eficiência exergética se aproxima de 100%, o impacto ambiental associado com a operação do processo se aproxima de zero, já que a exergia só é convertida de uma forma a outra sem perdas (por consumo interno ou emissões dos rejeitos). Também a sustentabilidade tende ao infinito porque o processo se aproxima da reversibilidade.

Quando a eficiência exergética se aproxima de 0 %, a sustentabilidade se aproxima de zero porque os recursos que contêm exergia (combustível, vapor, etc.) são usados mas nada é convertido em energia útil. Também, o impacto ambiental tende a infinito porque, para proporcionar um serviço fixo, deve-se usar uma quantidade crescente de recursos e uma quantidade proporcionalmente crescente de rejeitos que contêm exergia são emitidos.

O comportamento da Fig. 5.3 é aplicável a muitos processos, mas não a todos. Particularmente, quando a eficiência é reduzida pela introdução de uma medida de controle de contaminação, o impacto ambiental pode diminuir.

Um entendimento das relações entre exergia e o ambiente pode revelar os modelos fundamentais subjacentes de forças que afetam mudanças do ambiente, e ajudar pesquisadores a lidar com o dano ambiental. Rosen e Dincer apresentaram três relações entre exergia e impacto ambiental no ano 1997, e são discutidas por Dincer amplamente no trabalho do ano 2000 (DINCER, 2000). Elas são:

- Destruição da Ordem (Criação do Caos): relacionado com a geração de entropia como uma forma de dano ambiental.
- Degradação dos recursos naturais;
- Emissões da exergia dos rejeitos.

Diversos índices exergéticos de impacto ambiental tem sido propostos por diferentes autores:

Makarytchev (1997) apresentou três indicadores de impacto ambiental baseados no conceito de exergia, que permitem avaliar as tecnologias de energia com relação a seus impactos ambientais. Neste trabalho, Makarytchev fez um estudo dos impactos ambientais da geração de gás combustível e eletricidade a partir do carvão baseado na evolução do ciclo de vida da exergia contida em vetores energéticos envolvidos no processo. Esses indicadores são: taxa de recursos, a eficiência ambiental e a taxa de poluição total.

Mora-Bejarano e Oliveira Jr. (2005, 2006) propuseram a eficiência exergética como um índice de impacto ambiental, que compreende os aspectos de rendimento energético e impacto ambiental dos processos de tratamento de esgoto. Além da eficiência exergética ambiental, usaram a taxa de poluição total (MAKARYTCHEV, 1997) que a definiram como a razão

entre a exergia destruída e a exergia do efeito útil de um processo, para avaliar o impacto ambiental desses processos. Os autores concluíram que a exergia pode ser usada para quantificar o desempenho ambiental, e posteriormente, ser empregada como uma função objetivo para otimizar o desempenho ambiental desses processos.

Gong e Wall (2001) analisaram a exergia a partir da definição de indicador ecológico dada pela Organização para a Cooperação Econômica e o Desenvolvimento (OECD) que o define como um parâmetro ou um valor derivado de parâmetros, que fornece informação, descreve o estado de um fenômeno, ambiente ou área, com uma importância maior que o valor associado ao parâmetro. O trabalho fez uma comparação entre o indicador ecológico chamado EI95 e a exergia partindo do trabalho de Cornelissen (1997). Os resultados indicaram que a exergia é a melhor medida do dano em relação ao parâmetro usado como referência e um bom indicador ecológico.

No trabalho de Velásquez (2009) propõe-se um “Indicador Exergético de Renovabilidade” para a análise de rotas de produção de biocombustíveis, fruto dos trabalhos iniciados em Velásquez, Benjumea e Oliveira Jr. (2007) e Velásquez, Ruiz e Oliveira Jr. (2008), culminando na proposta apresentada por Velásquez, Pellegrini e Oliveira Jr. (2008). O indicador exergético avalia a exergia dos produtos em relação à exergia não-renovável nos insumos, de desativação dos resíduos, perdas nos resíduos não desativados e a exergia destruída nos processos. O trabalho de Velásquez (2009) conclui que ainda que seja usada a biomassa como matéria principal, devido especialmente à entropia gerada nas etapas dos processos, algumas rotas de produção de biocombustíveis podem ser consideradas como não renováveis.

O índice leva em consideração a relação entre a exergia dos produtos e as exergias de insumos não renováveis utilizadas nos processos, a exergia destruída, a exergia de desativação e a exergia das emissões e é dado pela equação (5.20).

$$\lambda = \frac{\sum B_p}{B_{\text{não-renovável}} + B_{\text{destruída}} + B_{\text{desativação}} + \sum B_{\text{emissões/resíduos}}} \quad (5.20)$$

Cada termo do indicador tem o seguinte significado:

B_p representa a exergia associada aos produtos;

$B_{\text{n\~ao-renov\~avel}}$ a exergia associada ao consumo de recursos n\~ao renov\~aveis;

$B_{\text{destru\~ida}}$ a exergia destru\~ida dentro do volume de controle;

$B_{\text{desativa\~cao}}$ \u00e9 a exergia requerida na desativa\~cao ou tratamento dos fluxos considerados como res\~iduos quando s\~ao levados at\u00e9 as condi\~c\u00f5es de equil\~brio com o meio ambiente;

$B_{\text{emiss\u00f5es/res\~iduos}}$ \u00e9 a exergia das emiss\u00f5es ou res\~iduos quando n\~ao s\~ao tratados, saindo em condi\~c\u00f5es de n\~ao equil\~brio com o meio ambiente.

Segundo os trabalhos de Pellegrini (2009) e Vel\u00e1squez (2009), a an\u00e1lise dos processos a partir desse \u00edndice implica processos:

- Ambientalmente desfavor\u00e1veis: $0 < \lambda < 1$;
- Interna e externamente revers\~iveis, com apenas uso de insumos n\~ao-renov\u00e1veis: $\lambda = 1$;
- Ambientalmente favor\u00e1veis: $\lambda > 1$;
- Interna e externamente revers\~iveis, com apenas uso de insumos renov\u00e1veis: $\lambda \rightarrow \infty$;

De acordo com Pellegrini (2009) e Vel\u00e1squez (2009), esse \u00edndice leva em considera\~cao a exergia destru\~ida pelo processo, de maneira que mesmo com o aporte de insumos renov\u00e1veis, uma opera\~cao muito ineficiente prejudica o desempenho ambiental do processo, ao mesmo tempo em que processos que fazem uso apenas de insumos n\~ao-renov\u00e1veis, caso sejam muito eficientes, podem vir a ter desempenhos superiores \u00e0queles com insumos renov\u00e1veis.

O significado do \u00edndice de renovabilidade ser maior que 1 implica que a exergia dos produtos poderia ser usada para restaurar o meio-ambiente \u00e0s condi\~c\u00f5es de antes do processo e ainda obter um fluxo positivo de exergia para outro uso. Essa condi\~cao est\u00e1 diretamente relacionada \u00e0 defini\~cao feita anteriormente de recurso renov\u00e1vel. Nesse caso, o efeito l\~iquido seria que os ciclos naturais de regula\~cao terrestre seriam respons\u00e1veis apenas pela regenera\~cao da exergia renov\u00e1vel utilizada (PELLEGRINI, 2009; VEL\u00c1SQUEZ, 2009).

Outra considera\~cao que fazem os trabalhos de Pellegrini (2009) e Vel\u00e1squez (2009) \u00e9 que o \u00edndice guarda forte rela\~cao com o tamanho do volume de controle considerado, devido ao

número de processos de conversão de energia que pode abranger. Quanto maior for o volume de controle considerado na análise, menor será o valor do índice em função do aumento das irreversibilidades e da possibilidade do aporte de insumos não-renováveis ao processo.

No trabalho de Pellegrini (2009) o indicador de renovabilidade (λ) foi obtido para diferentes configurações de usinas para a produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade. Essas configurações são: sistemas a vapor com turbinas de contrapressão, sistemas a vapor com turbinas de contrapressão e condensação, sistemas supercríticos (vapor a pressões e temperaturas acima do ponto crítico, $T_c = 374^\circ\text{C}$ e $P_c = 22,1 \text{ MPa}$) e sistemas com gaseificação de biomassa e ciclos combinados (BIGCC)). O índice foi calculado para a usina como um todo e para o sistema de cogeração apenas. As equações empregadas para o cálculo do índice foram:

$$\lambda_{usina} = \frac{B_{açúcar} + B_{álcool} + W_{excedente}}{B_{vinhaça} + B_{destruída} + B_{bagaço\ excedente} + B_{gases\ de\ exaustão} + B_{torta\ de\ filtro} + B_{cinzas}} \quad (5.22)$$

$$\lambda_{cogeração} = \frac{W_{gerado} + B_{processo}^Q}{B_{destruída} + B_{gases\ de\ exaustão} + B_{cinzas}} \quad (5.23)$$

A figura 5.4 mostra o índice exergético de renovabilidade para a usina em função do índice do sistema de cogeração (PELLEGRINI, 2009).

Figura 5.4 - Índice exergético de renovabilidade para a usina em função do índice do sistema de cogeração (PELLEGRINI, 2009)

O trabalho de Pellegrini (2009) mostra que o índice para a usina como um todo é superior ao índice do sistema de cogeração. Segundo o autor, isto ocorre devido às irreversibilidades do sistema de cogeração representarem em média 67% das irreversibilidades totais de uma usina, sendo seus produtos a energia eletromecânica e o calor utilizado nos processos de produção de açúcar e álcool, além da eletricidade excedente vendida para a rede. Assim, fazendo uma avaliação comparativa das configurações apresentadas, nota-se que o aumento da eficiência do sistema de cogeração (maior geração de eletricidade excedente) e a melhor integração térmica dos processos da usina (redução do consumo de vapor) melhoram o desempenho ambiental da usina. Ou seja, quando é otimizado o uso do bagaço como combustível e a transferência de calor e massa nos processos, diminui-se a exergia destruída ou perdida (PELLEGRINI, 2009).

Uma informação interessante do trabalho de Pellegrini (2009) é que o valor de λ só é maior que 1 para o sistema BIGCC pressurizado, o sistema mais eficiente de cogeração com o menor consumo de vapor no processo. Ou seja, nenhuma das demais configurações pode ser considerada como sendo um processo renovável mesmo só com insumos renováveis, pois a geração de entropia por esses sistemas é maior que a exergia produzida.

5.7 ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA EM SISTEMAS DE COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO

A análise exergética pode prever o desempenho termodinâmico de um sistema de energia e a eficiência de seus componentes mediante a quantificação da geração de entropia dos mesmos. Além disso, a análise exergoeconômica estima o custo unitário de produtos como a eletricidade e o vapor e quantifica o aumento de custos devido à irreversibilidade. Também, esta análise fornece um instrumento para um projeto ótimo e operação de sistemas térmicos complexos (KWAK; KIM; JEON, 2003). Segundo Tsatsaronis (1993), uma análise termoeconômica de uma planta de cogeração (que produz eletricidade e vapor para um processo) proporcionará o custo do vapor e o custo da eletricidade separadamente. A relação de custo do vapor e eletricidade calculada pela análise não necessariamente tem que ser refletido nos preços de venda, mas a companhia que opera a planta deveria saber o verdadeiro custo de gerar cada forma de energia.

Muitos trabalhos têm aplicado a análise exergética e exergoeconômica em sistemas térmicos de cogeração e trigeração. Por exemplo, Céspedes e Oliveira Jr. (1995) fazem uma análise energética, exergética e termoeconômica de plantas de cogeração no setor terciário no Brasil e realizam uma comparação entre uma unidade convencional de produção de água gelada e um sistema de cogeração de eletricidade e água gelada com unidade a absorção. A ferramenta mais comumente usada para avaliar os sistemas de refrigeração tem sido a Primeira Lei da Termodinâmica, no entanto, esta não pode mostrar as irreversibilidades que ocorrem durante os processos de conversão de energia.

Alguns trabalhos que analisam sistemas de refrigeração por absorção e que usam a análise de Segunda Lei estão disponíveis na literatura, por exemplo: Misra; Sahoo e Gupta (2002) aplicaram a Teoria do Custo Exergético para otimizar um sistema de refrigeração por absorção usando água quente pressurizada para aplicações de ar condicionado; Misra et al. (2003) usaram a teoria termoeconômica para a otimização econômica de um sistema de refrigeração por absorção água/LiBr de efeito simples para aplicações de ar condicionado, apontando à minimização dos custos de operação e amortização. Adewusi e Zubair (2004)

fizeram uso da Segunda Lei da Termodinâmica para estudar o desempenho de sistemas de refrigeração por absorção de amônia-água de simples e de duplo efeito para diferentes parâmetros de projeto; Misra et al. (2005) aplicou o conceito termoeconômico para a otimização de um sistema de refrigeração por absorção de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ de duplo efeito, que aponta à minimização do custo de produção total. Uma metodologia de minimização de custo simplificada baseada no conceito termoeconômico é aplicada para calcular os custos econômicos de todos os fluxos internos e os produtos do sistema formulando balanços de custo termoeconômico. Izquierdo et. al. (2005) faz uma análise exergética de um compressor térmico de duplo estágio usando uma solução de água-brometo de lítio. O sistema de duplo estágio em consideração permite obter temperaturas de evaporação iguais a 5°C utilizando energia solar que vem de coletores planos e outras fontes térmicas de baixa temperatura. Os resultados obtidos fornecem a entropia gerada, a exergia destruída e a eficiência exergética do sistema como uma função da temperatura de absorção. Palácios; Gonzáles e Nebra (2007) sinalizam que a exergia química é uma parte importante no cálculo da exergia total da solução usada em sistemas de refrigeração por absorção, e deveria ser considerada nos balanços de exergia. Gomri e Hakimi (2008) mostram uma análise exergética de um sistema de refrigeração por absorção brometo de lítio-água de efeito duplo e são calculadas as perdas de exergia que existem no sistema. Palácios, Gonzáles e Nebra (2008) realizam uma análise termoeconômica em sistemas de refrigeração por absorção de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ de efeito simples e duplo. Gomri (2009) apresenta um estudo comparativo entre sistemas de absorção de simples e duplo efeito com idêntica saída, usando a segunda lei. Burbano; Pellegrini e Oliveira Jr. (2009) utilizam a análise exergética e exergoeconômica para mostrar o desempenho de um chiller híbrido de absorção/ejeto compressão e sua comparação com sistemas de absorção convencionais de efeito simples e duplo.

Sistemas de cogeração produzindo aquecimento e refrigeração que utilizam a análise exergética encontram-se nos trabalhos de Wang; Dai e Gao (2008), Wang et. al. (2009), Zheng et. al. (2009), Dai, Wang e Gao (2009) descritos no item 3.4 deste trabalho. No estudo de Kwon; Kwak e Oh (2001), realiza-se uma análise exergoeconômica sistemática para saber como a mudança no custo anualizado de um componente específico, afeta os custos de produção de eletricidade e vapor num sistema de cogeração a turbina a gás de 1000 kW. Um sistema de cogeração que produz 50MW de eletricidade e 15 kg/s de vapor saturado a 250 kPa é otimizado usando a análise exergética no trabalho de Sahoo (2007).

Trabalhos para avaliar sistemas avançados de cogeração em usinas, como sistemas com gaseificação de biomassa (PELLEGRINI; OLIVEIRA JR., 2007) e sistemas supercríticos de vapor (PELLEGRINI; BURBANO; OLIVEIRA JR., 2007 e 2010), tem usado a abordagem exergética, para analisar o impacto nos custos de produção em base exergética do açúcar, álcool e eletricidade.

Alguns sistemas de trigeração que usam a análise exergética e exergoeconômica podem ser encontrados nos trabalhos de Temir e Bilge (2004). Neste estudo se examina uma planta de trigeração que produz potência elétrica com gás natural alimentando um motor alternativo que produz refrigeração por absorção, fazendo uso dos gases de exaustão do sistema. Nos trabalhos de Cardona e Piacentino (2006 e 2007), uma metodologia exergoeconômica simplificada que está baseada em dados de consumo, se aplica a um estudo de caso e também se apresenta uma técnica para interiorizar fluxos de exergia entre o sistema de energia considerado e outros sistemas externos. A metodologia proposta foi aplicada a uma planta de trigeração, com motor alternativo, que serve a um hospital de 300 leitos situado em uma área do Mediterrâneo. Nos trabalhos de Burbano; Pellegrini e Oliveira Jr. (2008, 2009b e 2010) se aplica a análise exergética e exergoeconômica para avaliar diferentes configurações de sistemas de trigeração, para satisfazer os requerimentos de eletricidade, vapor e água gelada para uma planta de laticínios. Khaliq (2009) aplica a análise exergética para avaliar um sistema de trigeração com turbina a gás descrito no item 3.4 de este trabalho.

Mais recentemente, no trabalho de Petrakopoulou et al. (2010), se propõe uma análise exergética e exergoeconômica avançada. Segundo os autores, estas análises são necessárias a fim de determinar que parte das ineficiências e os custos relacionados são causados pela interação de componentes e que parte pode ser evitada mediante a melhora tecnológica de uma planta. O uso destas análises ajuda a identificar explicitamente a destruição de exergia e os custos e separá-los em dois grupos principais: (1) a destruição de exergia e custo evitável-inevitável e (2) a destruição de exergia e custo endógeno-exógeno. Mais concretamente, em relação à análise exergética avançada, como a definem os autores (Petrakopoulou et al. 2010), a fonte de irreversibilidades de um componente é qualquer interação entre os mesmos (*destruição de exergia exógena*) ou ineficiências operacionais no componente (*destruição de exergia endógena*). Ademais, uma parte das irreversibilidades existe devido às limitações físicas, tecnológicas e econômicas e não se pode evitar (*destruição de exergia inevitável*). As irreversibilidades que se podem prevenir mediante a melhora do projeto constituem a

destruição de exergia evitável. No trabalho de Petrakopoulou et al. (2010), a análise exergética avançada foi aplicada a uma planta de potência de ciclo combinado.

Em geral, a análise exergética fornece uma avaliação mais significativa que a análise energética, mediante a indicação da exergia destruída nos diferentes processos e permite a avaliação termodinâmica em sistemas de cogeração e trigeração, e assim proporciona um indicador que aponta a direção em que os pesquisadores deveriam concentrar seus esforços para melhorar o desempenho (eficiência) destes sistemas.

6. IMPACTO DAS TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO NOS CUSTOS DE PRODUÇÃO

Este capítulo objetiva quantificar o impacto de algumas configurações de sistemas de trigeração, utilizando como referência o custeio em base exergética para avaliar os custos da eletricidade, vapor para o processo e água gelada. O custo de um determinado fluxo numa planta representa a quantidade de recursos externos que precisa ser fornecida à planta para produzir este fluxo. Estes recursos externos podem ser quantificados em unidades exergéticas (kJ/kJ) ou em unidades monetárias (\$/kJ), dependendo se o objetivo da análise é obter o custo em base exergética ou em base monetária deste fluxo. Assim, neste trabalho esses recursos serão quantificados em unidades exergéticas (kJ/kJ). Os processos de conversão de energia nas diferentes configurações alteram o processo de formação de custo dos produtos. Assim, os custos estabelecidos dos diferentes fluxos podem ser usados para comparar diversas modificações feitas nos processos de uma planta.

Para fazer a alocação dos custos em volumes de controle com mais de um produto, optou-se pela utilização do método de igualdade e atribuição de custo nulo para os fluxos de exergia perdida, como por exemplo, os gases de combustão, e custo unitário para fluxos de exergia de entrada. O apêndice A apresenta as equações necessárias para a determinação dos custos em base exergética.

Devido à variedade do segmento de atividade onde a trigeração é aplicável e com diferentes demandas energéticas, os sistemas de trigeração desenvolvidos neste capítulo são aplicados para satisfazer as demandas de energia de diferentes indústrias: uma indústria de laticínios, uma aplicação no setor terciário tomando como estudo de caso um hospital e uma indústria de bebidas.

Para a indústria de laticínios os sistemas são avaliados com as demandas de uma empresa colombiana (LARRAZÁBAL; OLIVEIRA JR., 2002). As demandas da indústria são:

- 2300 kW de energia elétrica;
- 25 kg/s de água gelada a 7°C (capacidade do evaporador: 525 kW);
- 2 kg/s de vapor saturado a 500 kPa para processo ($\dot{Q}_{processo} = 4963 \text{ kW}$).

Para o segundo caso, os hospitais são clientes bastante assíduos de sistemas de cogeração devido ao elevado peso que representam os custos energéticos na sua estrutura de custos, geralmente entre 15 a 20%. Os aproveitamentos térmicos são bastante significativos em sistemas de climatização e esterilização, no que diz respeito ao aquecimento, e em sistemas de climatização, no que diz respeito ao ar condicionado. A garantia de fornecimento de energia é outra das vantagens introduzidas pela cogeração, especialmente num local crítico como um hospital (TURBOMAR ENERGIA, 2010).

Para análise dos sistemas de trigerção em hospitais, tomou-se como estudo de caso um hospital de grande porte segundo o trabalho de Ruyet (2008), cujas demandas são:

- 2200 kW de energia elétrica;
- 100 kg/s de água gelada a 7°C (capacidade do evaporador: 2100 kW);
- 1,55 kg/s de vapor a 500 kPa para os processos ($\dot{Q}_{processo} = 3846$ kW).

No último caso, os sistemas de trigerção são avaliados na indústria de bebidas, por se tratar de um segmento que apresenta grande suscetibilidade ao desenvolvimento de empreendimentos de trigerção, tanto pelo porte dos sistemas, quanto pelo aspecto de confiabilidade no abastecimento de eletricidade e as outras utilidades.

Para análise dos sistemas de trigerção na industria das bebidas, tomou-se como estudo de caso uma planta de bebidas localizada em Jundiaí (SP) (COGERAR, 2009), cujas demandas são:

- 8000 kW de energia elétrica;
- 95 kg/s de água gelada a 7°C (capacidade do evaporador: 2000 kW);
- 1,7 kg/s de vapor a 500 kPa para os processos ($\dot{Q}_{processo} = 4218$ kW).

Para a análise do impacto das tecnologias nos custos de produção da eletricidade, vapor para processo e água gelada, consideram-se cinco configurações de sistemas de trigerção:

- i. Turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor;
- ii. Turbina a vapor e refrigeração por absorção;
- iii. Turbina a gás e refrigeração por absorção;

- iv. Ciclo combinado e refrigeração por absorção.
- v. Ciclo tetra-combinado.

Nas configurações dos sistemas de trиграção, as unidades de refrigeração por absorção estão divididas em sistemas de simples e duplo efeito, enquanto que o sistema tetra-combinado apresenta a unidade de refrigeração híbrida de absorção/ejeto compressão analisada no capítulo 4. As figuras 6.1 e 6.2 mostram os diagramas das unidades de refrigeração por absorção, de simples e duplo efeito, usadas nos sistemas de trиграção.

Figura 6.1 - Diagrama da unidade de refrigeração por absorção de simples efeito.

Figura 6.2 - Diagrama da unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito.

A seguir se apresentam algumas considerações gerais feitas para a modelagem dos sistemas de trigerção.

Todos os sistemas usam gás natural como combustível. O sistema de trigerção com turbina a gás, ciclo combinado e ciclo tetra-combinado foram modelados usando diferentes tipos de turbinas a gás comerciais, podendo escolher entre elas segundo as demandas energéticas; as características das turbinas disponíveis nos modelos dos sistemas de trigerção são apresentadas na Tab. 6.1.

Tabela 6.1 – Características das turbinas a gás disponíveis nos modelos dos sistemas de trigerção

CARACTERÍSTICA	CENTAUR50	SGT100	SGT300	MARS90	TITAN130	LM2500	LM6000
Relação de Pressão	10,5	14,6	13,7	16,3	17,1	18	29
Potência líquida [kW]	4600	5250	7900	9450	15000	22800	43315
Taxa de calor [kJ/kWh]	12270	11815	11532	11300	10230	9237	8198
Fluxo de gás de escape [kg/s]	18,8	20,8	29,8	31,8	49,8	69	126

Para todos os sistemas, a exceção do sistema de trigerção com turbina a gás, foi considerada uma queda de pressão entre a caldeira e a turbina a vapor. Assim, a pressão do vapor na entrada da turbina é 3% mais baixa do que a saída da caldeira. Com relação à temperatura do vapor, foi considerada uma queda de 5°C entre a saída da caldeira e a entrada na turbina a vapor.

Para o vapor que demanda o processo, foi considerada uma queda de pressão entre a extração da turbina a vapor e o processo. Assim, a pressão do vapor para o processo é 4% mais baixa do que aquela de extração da turbina a vapor.

Para os sistemas de trigerção com desaerador, a temperatura da água na saída do desaerador está 5°C mais baixa da temperatura de saturação à pressão do desaerador.

Para a modelagem das unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito foram desenvolvidas funções para o cálculo das propriedades entalpia, entropia e exergia da solução brometo de lítio-água. Isso se deve ao fato de o software EES (na sua versão 2009) usado para a modelagem dos sistemas de trigerção, só permite o cálculo da entalpia da solução com a

sua base de dados. O desenvolvimento das funções para o cálculo das propriedades foi feito baseado no trabalho de Palacios, Gonzales e Nebra (2007), usando a metodologia de Kim e Infante Ferreira (2006). Os resultados dos valores obtidos para as propriedades foram comparados com os resultados obtidos por Palacios, Gonzales e Nebra (2007), Chua et. al. (2000) e para o caso dos valores da entalpia a partir das correlações com o próprio software EES[®], sendo os resultados muito próximos. Com o trabalho de Palacios, Gonzales e Nebra (2007) os resultados são praticamente iguais, pois o erro é menor de 0,1% no cálculo da entalpia e da entropia, enquanto que com o trabalho de Chua et. al. (2000) o erro no cálculo da entalpia é 1,5% e na entropia é 2%.

Nos próximos itens são descritos os diferentes modelos dos sistemas de trigerção estudados neste trabalho. No apêndice A mostra-se varias tabelas contendo números que identificam os fluxos e os seus valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergetica para os diferentes sistemas de trigerção.

6.1 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O sistema opera seguindo um ciclo Rankine e produz potência na turbina a vapor. Parte da potência vai para a operação do compressor do sistema de refrigeração. A turbina a vapor é de condensação-extração e o vapor de extração vai satisfazer os requisitos do processo. O vapor de processo é assumido para ser recuperado em 75 % como condensado. O ciclo conta com um dessuperaquecedor para obter as condições do vapor de processo.

A figura 6.3, mostra um diagrama do sistema de trigerção com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor.

Figura 6.3 - Diagrama do sistema de trиграção com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor.

O conjunto de dados que definem as condições de operação do sistema de refrigeração por compressão é mostrado na Tab. 6.2.

Tabela 6.2 - Conjunto de dados que define as condições de operação do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Sistema de refrigeração por compressão	
Refrigerante	R134a
Temp. Condensação	40 °C
Temp. Evaporação	3 °C
Temp. entrada água gelada	12 °C
Temp. saída água gelada	7 °C
Condição do ambiente	25 °C e 100 kPa

Para a operação de sistemas de trиграção usando turbinas a vapor, assumem-se os parâmetros gerais que se mostram na Tab. 6.3.

Tabela 6.3 - Parâmetros gerais utilizados na simulação dos sistemas de trigeração com turbinas a vapor.

Parâmetro	Valor
Eficiência Caldeira (% , base PCI)	85
Eficiência Gerador Elétrico (%)	95
Pressão vapor (MPa)	4,2
Temperatura vapor (°C)	450
Eficiência Isoentrópica estágios Turbina (%)	78-80
Eficiência Isoentrópica Bomba (%)	70

6.2 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Este sistema de trigeração, como o anterior, opera segundo o ciclo Rankine. A turbina a vapor é de condensação-extração, com duas extrações de vapor: uma para satisfazer as demandas do processo, para o qual também conta com um dessuperaquecedor, e a outra para o vapor que serve como fonte de calor para alimentar o gerador do sistema de refrigeração por absorção. Esse vapor é recuperado como condensado para alimentação da caldeira.

A figura 6.4, mostra um diagrama do sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção.

Figura 6.4 - Diagrama do sistema de trigeração com turbina a vapor e refrigeração por absorção

Para a análise de sistemas de refrigeração por absorção água/brometo de lítio de simples e duplo estágio, são feitas as seguintes considerações: no gerador e no absorvedor, assume-se que a solução de brometo de lítio está em equilíbrio termodinâmico; o refrigerante (água) na saída do condensador e evaporador é saturado; desconsideram-se as perdas de pressão em todos os trocadores de calor e na tubulação. A pressão do vapor como fonte de calor ao gerador foi considerada em 100 kPa para o sistema de simples estágio e 300 kPa para o sistema de duplo estágio.

Na tabela 6.4 e 6.5 são apresentados o conjunto de dados que define as condições de operação do sistema de refrigeração por absorção e os parâmetros assumidos para a sua simulação, respectivamente.

Tabela 6.4 - Conjunto de dados que define as condições de operação do sistema de refrigeração por absorção

Sistema de Refrigeração por Absorção	
Temp. Condensação	40 °C
Temp. Evaporação	3 °C
Temp. entrada água gelada	12 °C
Temp. saída água gelada	7 °C
Condição do ambiente	25 °C e 100 kPa

Tabela 6.5 - Parâmetros assumidos para a simulação dos sistemas de refrigeração por absorção

Parâmetro	Valor
<i>Unidade de refrigeração por absorção de efeito simples</i>	
<i>Approach point</i> evaporador (°C)	3
Efetividade do trocador de calor	0,70
Eficiência isentrópica da bomba da solução (%)	70
<i>Unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito</i>	
<i>Approach point</i> evaporador (°C)	3
Efetividade do trocador de calor de alta e baixa pressão	0,70
Eficiência isentrópica da bomba da solução (%)	70

Os parâmetros gerais para a simulação do ciclo Rankine neste sistema de trigerção, são idênticos ao sistema de trigerção utilizando refrigeração por compressão de vapor, e foram mostrados na Tab. 6.3.

6.3 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Este sistema utiliza uma turbina a gás para gerar potência. A temperatura na saída da câmara de combustão e entrada na turbina vai depender da turbina escolhida (Tab. 6.1) de acordo com a demanda que o sistema requer. Os gases de combustão que são expandidos na turbina são aproveitados por uma caldeira de recuperação de calor, para gerar o vapor de processo e o vapor que alimenta ao gerador do ciclo de refrigeração por absorção. Para que o vapor obter as condições do processo, o sistema conta com um dessuperaquecedor.

A figura 6.5 mostra um diagrama do sistema de trigeriação com turbina a gás e refrigeração por absorção.

Figura 6.5 - Diagrama do sistema de trigeriação com turbina a gás, caldeira de recuperação e refrigeração por absorção

Os parâmetros assumidos utilizados para simular este sistema de trigeriação (turbina a gás, caldeira de recuperação de calor e sistema de refrigeração por absorção) são mostrados na Tab. 6.6.

Tabela 6.6 - Parâmetros assumidos para simular o sistema de trigeração com turbina a gás.

Parâmetro	Valor
Eficiência Isoentrópica do Compressor (%)	85
Eficiência Isoentrópica da Turbina a Gás (%)	87
Pressão vapor saturado (MPa)	1
Eficiência da caldeira de recuperação (%)	98
<i>Pinch point</i> (°C)	10
<i>Approach point</i> (°C)	5
Eficiência Isoentrópica da Bomba (%)	70

6.4 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO COMBINADO E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Este sistema utiliza uma turbina a gás e turbina a vapor para gerar potência. O vapor é produzido pela caldeira de recuperação, onde os gases de exaustão trocam calor com a água de alimentação da caldeira. A turbina a vapor conta com duas extrações, uma das quais vai para o processo passando pelo dessuperaquecedor e assim satisfazendo os requisitos do processo, e a outra para o vapor que alimenta o gerador do ciclo de absorção.

Como em todos os sistemas analisados, assume-se que se recupera 75% do vapor de processo e a totalidade do vapor do gerador do ciclo de absorção como condensado para alimentar a caldeira.

A figura 6.6 mostra um diagrama do sistema de trigeração com ciclo combinado e refrigeração por absorção.

Figura 6.6 - Diagrama do sistema de trigeração com ciclo combinado e refrigeração por absorção

Além dos parâmetros assumidos para o sistema com turbina a gás e mostrados na Tab. 6.6, os parâmetros mostrados na Tab. 6.7, também são considerados para o sistema com ciclo combinado.

Tabela 6.7 - Parâmetros adicionais assumidos para simular o sistema de trigeração com ciclo combinado.

Parâmetro	Valor
Eficiência do Gerador Elétrico (%)	95
Pressão do vapor (MPa)	4,2
Temperatura do vapor (°C)	450
Eficiência Isoentrópica da Turbina (condensação-extração) (%)	82-85
Eficiência Isoentrópica da Bomba (%)	70

6.5 SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO TETRA-COMBINADO

Este sistema foi descrito no capítulo 4 deste trabalho e um diagrama do ciclo combinado em estudo foi apresentado na Fig. 4.6. A diferença substancial com respeito ao sistema de

trigeração com ciclo combinado e refrigeração por absorção está no *chiller* de absorção, que apresenta a incorporação de ejetores entre o evaporador e absorvedor. Portanto, para a sua simulação, assumem-se os parâmetros mostrados nas Tab. 6.6 e 6.7.

A Tab. 6.8 apresenta os parâmetros assumidos para a simulação do sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão.

Tabela 6.8 - Parâmetros assumidos para a simulação do sistema híbrido de absorção/ejeto compressão.

Parâmetro	Valor
<i>Approach point</i> evaporador (°C)	3
Relação de pressão dos ejetores	2,0
Efetividade do trocador de calor	0,70
Eficiência isentrópica nos ejetores	0,89
Eficiência isentrópica da bomba da solução (%)	70

6.6 RESULTADOS OBTIDOS PARA OS DIFERENTES SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

Os resultados das eficiências energéticas e exergéticas, assim como a avaliação dos custos em base exergética para os diferentes sistemas de trigeração e aplicados para satisfazer as diferentes demandas energéticas, são apresentados e discutidos neste item. Para todos os casos foram consideradas várias configurações: Sistema de trigeração com turbina a vapor que satisfazem as demandas da planta; Sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, capaz de gerar eletricidade excedente segundo a turbina a gás escolhida para o modelo; e por último, sistemas de trigeração com ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito e o ciclo tetra-combinado, que geram eletricidade excedente segundo a turbina a gás usada para satisfazer as demandas.

Para avaliar os custos, o objetivo é desenvolver balanços de custo para cada um dos componentes do sistema. Considerando o custo em base exergética do combustível igual a 1 kJ/kJ, é possível calcular o custo dos diferentes fluxos da planta. Para a distribuição de custos em volumes de controle com mais de um produto, adotou-se o critério de igualdade,

isto é, cada produto (eletricidade, vapor de processo e água gelada) tem a mesma importância e portanto seu custo em base exergética é assumido igual. Assim, o custo associado às irreversibilidades no volume de controle é distribuído igualmente entre o conteúdo exergético dos produtos de saída.

A eficiência energética para os diferentes sistemas de trigeração é dada pela seguinte equação:

$$\eta_{\text{energética}} = \frac{\dot{W}_{\text{planta}} + \dot{W}_{\text{excedente}} + \dot{Q}_{\text{processo}} + \dot{Q}_{\text{água gelada}}}{\dot{m}_{\text{combustível}} PCI} \quad (6.1)$$

Na qual $\dot{W}_{\text{planta}}$ é a demanda de energia elétrica da indústria de laticínios, $\dot{W}_{\text{excedente}}$ é a quantidade de eletricidade excedente que pode ser gerada pelos sistemas de trigeração e pode ser vendida à rede, $\dot{Q}_{\text{processo}}$ é a taxa de calor transferida ao processo industrial, $\dot{Q}_{\text{água gelada}}$ é a taxa de calor no evaporador, $\dot{m}_{\text{combustível}}$ é a taxa de fluxo de massa do combustível e PCI é o Poder Calorífico Inferior do combustível.

A eficiência exergética é dada pela Eq. (5.12) apresentada no item 5.3 deste trabalho:

$$\eta_{\text{exergética}} = \frac{\text{Exergia útil produzida}}{\text{Exergia consumida}} \quad (6.2)$$

Assim:

$$\eta_{\text{exergética}} = \frac{\dot{W}_{\text{planta}} + \dot{W}_{\text{excedente}} + \Delta\dot{B}_{\text{processo}} + \Delta\dot{B}_{\text{água gelada}}}{\dot{m}_{\text{combustível}} b_{\text{combustível}}} \quad (6.3)$$

Na qual $\Delta\dot{B}_{\text{processo}}$ é a variação da taxa de exergia do vapor usado no processo, $\Delta\dot{B}_{\text{água gelada}}$ é a variação da taxa de fluxo de exergia da água gelada e $b_{\text{combustível}}$ a exergia específica do combustível.

6.6.1 Indústria de Laticínios

A seguir são apresentados os resultados da eficiência energética e exergética, taxa de exergia do combustível (exergia consumida), exergia destruída e custos em base exergética obtidos na simulação para as configurações de trigeração que satisfazem as demandas da planta da indústria de laticínios.

A Tab. 6.9 mostra a eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente.

Tabela 6.9 - Eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente no caso da indústria de laticínios.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	58,30	27,12
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	59,12	27,51
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	59,19	27,54

A tabela 6.10 mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação para o cenário no qual são comparados os sistemas de trigeração com turbina a vapor e os sistemas de trigeração com turbina a gás capaz de gerar eletricidade excedente. Neste caso, como a demanda de potência da indústria de laticínios é de 2300 kW, o modelo foi simulado com a turbina a gás CENTAUR50 que tem uma potência líquida nominal de 4600 kW (Tab. 6.1) a menor de todas as turbinas disponíveis no modelo. Assim, os sistemas de trigeração são comparados gerando 1662 kW de eletricidade excedente.

Tabela 6.10 - Eficiência energética e exergética na simulação para o segundo cenário, eletricidade excedente 1662 kW.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	46,83	25,88
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	47,27	26,13
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	47,28	26,14
Turbina a gás e refrigeração por absorção de simples efeito	57,13	31,58
Turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito	57,15	31,6

A tabela 6.11, mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação feita para os sistemas de trigerção com turbina a vapor, ciclo combinado com unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito e o ciclo tetra-combinado, capazes de gerar eletricidade excedente de 3143 kW.

Tabela 6.11 - Eficiência energética e exergética na simulação para o cenário com 3143 kW de eletricidade.

Sistema de Trigerção	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	41,63	25,32
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	41,93	25,51
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	41,91	25,50
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de simples efeito	66,08	40,21
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito	66,04	40,17
Ciclo Tetra-Combinado	66,01	40,14

A figura 6.7 mostra a taxa de exergia de combustível (kW) de cada configuração estudada para os cenários analisados: sem e com excedente de eletricidade.

Figura 6.7 - Taxa de exergia do combustível (kW) das configurações analisadas para o caso da indústria de laticínios.

Como apresentado na Fig. 6.7, a taxa de exergia do combustível para as configurações usando sistemas de turbina a vapor é muito similar, com uma pequena vantagem para o ciclo com o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito. Para eletricidade excedente de 1662 kW, o sistema de trigeração com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção apresentam uma redução na taxa de exergia de combustível de 17,26% com respeito aos sistemas de trigeração com turbina a vapor. Para eletricidade excedente de 3143 kW, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam 36,62% na redução da taxa de exergia de combustível com respeito aos sistemas de trigeração com turbina a vapor.

A figura 6.8 apresenta a exergia destruída (em kW) dos sistemas de trigeração em estudo.

Figura 6.8 – Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigeração para o caso da indústria de laticínios.

Como a Fig. 6.8 apresenta, a exergia destruída pelo sistema de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão é ligeiramente mais alta do que para os sistemas com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, para todos os cenários analisados. Para o cenário de 1662 kW de eletricidade excedente, os sistemas de trigeração com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito apresentam valores da taxa de exergia destruída de 9704 kW e 9709 kW respectivamente, apresentando uma redução da destruição de exergia de 34% com respeito aos sistemas de trigeração com turbina a vapor. Para o cenário de 3143 kW de eletricidade excedente, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam 54% na redução da destruição de exergia com respeito aos sistemas de trigeração usando turbina a vapor. O ciclo combinado usando uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito é o sistema que apresenta menor exergia destruída neste cenário com um valor de 8838 kW frente aos 8844 kW do ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e os 8853 kW do ciclo tetra-combinado.

A figura 6.9 apresenta uma comparação dos custos em base exergética (kJ/kJ) de eletricidade, vapor de processo e exergia transferida à água gelada para as configurações estudadas sob os três cenários, funcionando a fim de cobrir só as demandas da indústria: 2,3 MW de energia elétrica, 25 kg/s de água gelada a 7°C e 2 kg/s de vapor a 500 kPa de pressão para o processo.

Figura 6.9 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações aplicadas ao caso da indústria de laticínios.

Os resultados mostram que no primeiro cenário (sem eletricidade excedente): o custo em base exergética da eletricidade é semelhante nos sistemas de trigerção usando turbina a vapor, sendo ligeiramente mais alto no sistema com o ciclo de refrigeração por compressão com um valor de 3,368 kJ/kJ frente aos 3,306 kJ/kJ do sistema com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e os 3,327 kJ/kJ do sistema com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito. O custo do vapor para processo é muito semelhante para os três sistemas de trigerção que usam turbina a vapor. Este tipo de análise é válido para todas as configurações propostas aqui e para todos os produtos e fluxos da planta, a fim de comparar o impacto na formação de custos nos processos de conversão de energia. Assim, a comparação para o custo da água gelada entre as configurações utilizando turbina a vapor é interessante, registrando os seguintes resultados: 15,69 kJ/kJ para o sistema de trigerção com turbina a

vapor e unidade de refrigeração por compressão; 19,5 kJ/kJ para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e 15,87 kJ/kJ para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito. A razão desta diferença é por causa dos coeficientes de desempenho (COP) dos diferentes sistemas de refrigeração. O sistema de refrigeração por compressão tem um COP de 4,13 e sua eficiência exergética é 21,47%, o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem um COP de 0,715 e uma eficiência exergética de 16,95% e o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito tem um COP de 1,21 e eficiência exergética de 20,97%. No entanto, a eficiência exergética global da planta é maior para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito como mostrado na Tab. 6.7. A alternativa para usar sistema de refrigeração por absorção poderia ser refletida na redução do consumo de combustível como se mostrou na Fig. 6.7.

Para o segundo cenário, eletricidade excedente de 1662 kW, os resultados mostram como os sistemas de trigeração com turbina a gás resultam em melhor custo em base exergética dos produtos em comparação com os sistemas de trigeração com turbina a vapor, especialmente no caso da eletricidade e o vapor para processo. Os sistemas de trigeração com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito apresentam valores do custo em base exergética para a eletricidade de 1,735 kJ/kJ, apresentando uma redução de cerca de 50% no custo com respeito aos sistemas de trigeração com turbina a vapor. Para o vapor de processo o custo em base exergética apresenta uma redução de 17,16%. Para a exergia transferida à água gelada, o custo em base exergética mais alto é para o sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, isto porque o custo em base exergética do vapor que entra no gerador do sistema de refrigeração por absorção, tem um custo em base exergética de 2,95 kJ/kJ e a eficiência exergética da unidade de refrigeração é de 16,18%. No entanto, o sistema de trigeração com turbina de gás e refrigeração por absorção de simples efeito apresenta uma eficiência exergética global da planta de 31,58%, sendo mais alta que a dos sistemas com turbina a vapor e refrigeração por compressão e absorção, e praticamente igual ao sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito.

No último cenário, eletricidade excedente de 3143 kW, nos ciclos combinados com refrigeração por absorção e no ciclo tetra-combinado, a eletricidade tem duas classes de custo em base exergética: um custo da turbina a gás e outro da turbina a vapor. O resultado

mostrado na Fig. 6.9 para este cenário é uma média, calculada tendo em conta a potência desenvolvida por turbina. Os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam uma redução considerável de 48,8% no custo em base exergética da eletricidade e de 33,84% no custo em base exergética do vapor para processo em comparação com os sistemas de trigeracão usando turbina a vapor. O mesmo comportamento é apresentado para o custo em base exergetica da exergía transferida à água gelada, sendo o menor custo (10,87 kJ/kJ) para o sistema combinado com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito devido a que o vapor usado como fonte de calor no gerador da unidade de refrigeração deste sistema tem um valor de 2,402 kJ/kJ e uma eficiência exergetica de 20,93%. O sistema tetra-combinado apresenta um valor de 13,10 kJ/kJ menor que o custo em base exergética do sistema combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito com valor de 13,46 kJ/kJ. A redução do custo em base exergética da água gelada nos sistemas combinados e tetra-combinado em comparação com os sistemas de trigeracão usando turbina a vapor e unidades de refrigeração por absorção é devido ao maior custo em base exergética do vapor que vai para o gerador do ciclo de absorção e este tem a mesma eficiência exergética.

6.6.2 Hospital

Seguindo o mesmo procedimento da análise para o caso da indústria de laticínios no item 6.6.1, são apresentados os resultados obtidos para o caso da aplicação dos sistemas de trigeracão para satisfazer as demandas energéticas de um hospital. A tabela 6.12 mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética para as configurações de trigeracão com turbina a vapor satisfazendo as demandas do hospital, mas sem eletricidade excedente.

Tabela 6.12 - Eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente no caso do hospital.

Sistema de Trigeracão	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	59,40	24,02
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	62,66	25,41
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	63,13	25,57

A tabela 6.13 mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação para o cenário na qual são comparados os sistemas de trigeração com turbina a vapor e os sistemas de trigeração com turbina a gás capaz de gerar eletricidade excedente. Neste caso, o modelo foi simulado com a turbina a gás SGT100 que tem uma potência líquida nominal de 5250 kW (Tab. 6.1) capaz de satisfazer as demandas energéticas do hospital, gerando 2390 kW de eletricidade excedente. Assim, os sistemas de trigeração são comparados gerando 2390 kW de eletricidade excedente.

Tabela 6.13 - Eficiência energética e exergética na simulação dos sistemas de trigeração com 2390 kW de eletricidade excedente.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	44,83	23,82
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	46,19	24,58
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	46,35	24,64
Turbina a gás e refrigeração por absorção de simples efeito	57,96	30,84
Turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito	58,04	30,89

A tabela 6.14, mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação feita para os sistemas de trigeração com turbina a vapor, ciclo combinado com unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito e o ciclo tetra-combinado, capazes de satisfazer as demandas energéticas do hospital e gerar eletricidade excedente de 3220 kW.

Tabela 6.14 - Eficiência energética e exergética na simulação para o cenário com 3220 kW de eletricidade excedente.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	42,26	23,78
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	43,36	24,30
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	43,48	24,49
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de simples efeito	68,72	38,72
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito	68,85	38,83
Ciclo Tetra-Combinado	68,10	38,10

A figura 6.10 mostra a taxa de exergia de combustível (kW) de cada configuração estudada para os cenários analisados: sem e com excedente de eletricidade.

Figura 6.10 - Taxa de exergia do combustível (kW) das configurações analisadas para o caso do hospital.

Como mostra a Fig. 6.10, a taxa de exergia de combustível para as configurações usando sistemas de turbina a vapor é mais alta para o sistema com unidade de refrigeração por compressão com um valor de 14240 kW no cenário sem eletricidade excedente e o menor valor corresponde ao sistema de turbina a vapor com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito com 13398 kW. Para eletricidade excedente de 2390 kW, o sistema de trigerção com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção apresentam uma redução na taxa de exergia de combustível de 20,35% com respeito aos sistemas de trigerção com turbina a vapor, um pouco maior que para o caso das demandas da indústria de laticínios. Para eletricidade excedente de 3220 kW, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam o 36,9% na redução da taxa de exergia de combustível com respeito aos sistemas de trigerção com turbina a vapor.

A figura 6.11 apresenta a exergia destruída (em kW) dos sistemas de trigerção em estudo.

Figura 6.11 – Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigeração para o caso do hospital.

Como a Fig. 6.11 ilustra para todos os cenários analisados, a exergia destruída pelo sistema de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão é mais alta do que para os sistemas com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, seguindo com o mesmo padrão do caso analisado para a indústria de laticínios. Para o cenário de 2390 kW de eletricidade excedente, os sistemas de trigeração com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito apresentam valores da taxa de exergia destruída de 10627 kW e 10643 kW respectivamente, apresentando uma redução da destruição de exergia de 37,5% com respeito aos sistemas de trigeração com turbina a vapor. Para o cenário de 3220 kW de eletricidade excedente, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam 45,85% na redução da destruição de exergia com respeito aos sistemas de trigeração usando turbina a vapor. Novamente, o ciclo combinado usando uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito é o sistema que apresenta menor exergia destruída neste cenário com um valor de 8982 kW frente aos 9051 kW do ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e os 9147 kW do ciclo tetra-combinado.

A figura 6.12 ilustra uma comparação dos custos em base exergética (kJ/kJ) de eletricidade, vapor de processo e exergia transferida à água gelada para as configurações estudadas sob os três cenários: sem eletricidade excedente, com 2390 kW de eletricidade excedente e com 3220 kW eletricidade excedente.

Figura 6.12 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações aplicadas ao caso do hospital.

Como observado no caso da indústria de laticínios, para aplicação no hospital, os resultados mostram no cenário sem eletricidade excedente que o custo em base exergética da eletricidade é semelhante nos sistemas de trigerção usando turbina a vapor, sendo ligeiramente mais alto no sistema com o ciclo de refrigeração por compressão com um valor de 3,467 kJ/kJ frente aos 3,23 kJ/kJ do sistema com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e os 3,304 kJ/kJ do sistema com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito. O custo do vapor para processo também é muito semelhante para os três sistemas de trigerção que usam turbina a vapor. A comparação para o custo da água gelada entre as configurações utilizando turbina a vapor registra os seguintes resultados: 16,15 kJ/kJ para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por compressão; 18,9 kJ/kJ para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e

15,6 kJ/kJ para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito. Esta diferença é por causa dos coeficientes de desempenho (COP) e das eficiências exergéticas das unidades de refrigeração.

Para as configurações com eletricidade excedente de 2390 kW, os resultados mostram como os sistemas de trigeração com turbina a gás resultam em melhor custo em base exergética dos produtos em comparação com os sistemas de trigeração com turbina a vapor, especialmente no caso da eletricidade e o vapor para processo. A redução no caso da eletricidade é de 50% e no vapor para processo de 18%. Para a exergia transferida à água gelada, o custo em base exergética mais alto continua sendo para o sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, devido ao custo em base exergética do vapor que entra no gerador do sistema de refrigeração por absorção e eficiência exergética da unidade de refrigeração. No entanto, o sistema de trigeração com turbina de gás e refrigeração por absorção de simples efeito apresenta uma eficiência exergética global da planta de mais alta que a dos sistemas com turbina a vapor e refrigeração por compressão e absorção, e praticamente igual ao sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito (vide Tab. 6.11).

No último cenário, eletricidade excedente de 3220 kW, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam uma redução de 48,3% no custo em base exergética da eletricidade e de 35,25% no custo em base exergética em comparação com os sistemas de trigeração usando turbina a vapor. Para o custo em base exergética da exergia transferida à água gelada, o menor custo (10,74 kJ/kJ) é para o sistema combinado com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito. O sistema tetra-combinado apresenta um valor de 13,01 kJ/kJ menor que o custo em base exergética do sistema combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito com valor de 13,38 kJ/kJ. A redução do custo em base exergética da exergia transferida à água gelada dos sistemas combinados e tetra-combinado em comparação com os sistemas de trigeração usando turbina a vapor e unidades de refrigeração por absorção é devido ao maior custo em base exergética do vapor que vai para o gerador do ciclo de absorção.

6.6.3 Indústria de bebidas

Para a apresentação dos resultados neste caso, segue-se o mesmo procedimento da análise no caso da indústria de laticínios e hospital. Assim, os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação para as configurações de trigeração com turbina a vapor que satisfazem as demandas energéticas da indústria de bebidas sem eletricidade excedente são apresentados na Tab. 6.15.

Tabela 6.15 - Eficiência energética e exergética na simulação para as configurações sem eletricidade excedente no caso da indústria de bebidas.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	37,80	23,87
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	38,44	24,30
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	38,49	24,32

A tabela 6.16 apresenta os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação para o cenário onde são comparados os sistemas de trigeração com turbina a vapor e os sistemas de trigeração com turbina a gás capaz de gerar eletricidade excedente. O modelo foi simulado com a turbina a gás MARS90 que tem uma potência líquida nominal de 9450 kW (Tab. 6.1) capaz de satisfazer as demandas energéticas para a indústria de bebidas, gerando 442 kW de eletricidade excedente.

Tabela 6.16 - Eficiência energética e exergética na simulação dos sistemas de trigeração com 442 kW de eletricidade excedente.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	37,19	23,86
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	37,68	24,26
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	37,82	24,28
Turbina a gás e refrigeração por absorção de simples efeito	46,84	30,08
Turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito	46,89	30,11

A tabela 6.17, apresenta os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na simulação feita para os sistemas de trigeração com turbina a vapor, ciclo combinado com unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito e o ciclo tetra-combinado, capazes de satisfazer as demandas energéticas da indústria de bebidas e gerar eletricidade excedente de 1571 kW. Os modelos para os ciclos combinados e o tetra-combinado foram desenvolvidos usando a turbina a gás SGT300 (Tab. 6.1).

Tabela 6.17 - Eficiência energética e exergética na simulação para o cenário com 1571 kW de eletricidade excedente.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética (%)	Eficiência Exergética (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	35,85	23,82
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de simples efeito	36,35	24,18
Turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito	36,38	24,19
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de simples efeito	59,08	39,26
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito	59,14	39,31
Ciclo Tetra-Combinado	58,72	38,91

A figura 6.13 apresenta a taxa de exergia de combustível (kW) de cada configuração estudada para os cenários analisados: sem e com excedente de eletricidade.

Figura 6.13 - Taxa de exergia de combustível (kW) das configurações analisadas para o caso da indústria de bebidas.

Como apresentado na Fig. 6.13, a taxa de exergia de combustível para as configurações usando sistemas de turbina a vapor é mais alta para o sistema com unidade de refrigeração por compressão, tal como apresentado para os casos analisados anteriormente nos itens 6.6.1 e 6.6.2. Para eletricidade excedente de 442 kW, os sistemas de trigerção com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção apresentam uma redução na taxa de exergia de combustível de cerca de 20% com respeito aos sistemas de trigerção com turbina a vapor, um pouco maior que para o caso das demandas da indústria de laticínios e similar que para o caso do hospital. Para eletricidade excedente de 1571 kW, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam 38,5% na redução da taxa de exergia de combustível com respeito aos sistemas de trigerção com turbina a vapor.

A figura 6.14 apresenta a exergia destruída (em kW) dos sistemas de trigerção em estudo para o caso da indústria de bebidas.

Figura 6.14 – Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigeração para o caso da indústria de bebidas.

Como a Fig. 6.14 apresenta para todos os cenários analisados, a exergia destruída pelo sistema de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão é mais alta do que para os sistemas com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, seguindo com o mesmo padrão do caso analisado para a indústria de laticínios e o caso do hospital. Para o cenário de 442 kW de eletricidade excedente, os sistemas de trigeração com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito apresentam valores da taxa de exergia destruída de 18114 kW e 18129 kW respectivamente, apresentando uma redução da destruição de exergia de 37,4% com respeito aos sistemas de trigeração com turbina a vapor. Para o cenário de 1571 kW de eletricidade excedente, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam 56% na redução da destruição de exergia com respeito aos sistemas de trigeração usando turbina a vapor, sendo esta a maior redução das três aplicações analisadas. O ciclo combinado usando uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito é o sistema que apresenta menor exergia destruída neste cenário com um valor de 14232 kW frente aos 14293 kW do ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e os 14381 kW do ciclo tetra-combinado.

A figura 6.15 apresenta uma comparação dos custos em base exergética (kJ/kJ) de eletricidade, vapor de processo e exergia transferida à água gelada para as configurações estudadas sob os três cenários, sob os três cenários: sem eletricidade excedente, com 442 kW de eletricidade excedente e com 1571 kW eletricidade excedente.

Figura 6.15 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações aplicadas ao caso da indústria de bebidas.

Como ocorrido no caso da indústria de laticínios e no caso do hospital, para a aplicação na indústria de bebidas, os resultados mostram no cenário sem eletricidade excedente que o custo em base exergética da eletricidade é semelhante nos sistemas de trigerção usando turbina a vapor, sendo ligeiramente mais alto no sistema com o ciclo de refrigeração por compressão. O custo do vapor para processo também é muito semelhante para os três sistemas de trigerção que usam turbina a vapor. A comparação para o custo da água gelada entre as configurações utilizando turbina a vapor registra os seguintes resultados: 17,16 kJ/kJ para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por compressão; 21,06 kJ/kJ para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e 17,16 kJ/kJ para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito. Como nos casos anteriores, esta diferença é por

causa dos coeficientes de desempenho (COP) e das eficiências exergéticas das unidades de refrigeração.

Os resultados também mostram como os sistemas de trigerção com turbina a gás resultam em melhor custo em base exergética dos produtos em comparação com os sistemas de trigerção com turbina a vapor, especialmente no caso da eletricidade e o vapor para processo. A redução no caso da eletricidade é de 54% e no vapor para processo de 22,5%. Para a exergia transferida à água gelada, o custo em base exergética mais alto continua sendo para o sistema de trigerção com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, como foi analisado para os outros casos, devido ao custo em base exergética do vapor que entra no gerador do sistema de refrigeração por absorção e eficiência exergética da unidade de refrigeração.

No último cenário, eletricidade excedente de 1571 kW, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam uma redução de 50% no custo em base exergética da eletricidade e de 34,7% no custo em base exergética em comparação com os sistemas de trigerção usando turbina a vapor. Para o custo em base exergética da exergia transferida à água gelada, o menor custo é para o sistema combinado com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito com um valor de 10,82 kJ/kJ. O sistema tetra-combinado apresenta um valor de 13,1 kJ/kJ menor que o custo em base exergética do sistema combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito com valor de 13,93 kJ/kJ. Como explicado nos casos anteriores, a redução do custo em base exergética da exergia transferida à água gelada dos sistemas combinados e tetra-combinado em comparação com os sistemas de trigerção usando turbina a vapor e unidades de refrigeração por absorção é devido ao maior custo em base exergética do vapor que vai para o gerador do ciclo de absorção.

Em geral, o desempenho dos sistemas de trigerção para os três casos analisados segue o mesmo comportamento. Observando o impacto na formação dos custos de conversão de energia para os sistemas de trigerção propostos, os sistemas de trigerção que utilizam unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito são os que apresentam menor impacto. O sistema tetra-combinado apresenta um menor impacto quanto comparado com o ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito.

A taxa de exergia de combustível e a eletricidade excedente permitem avaliar qual configuração, de todos os sistemas de trigeria analisados, seria a melhor alternativa dependendo das demandas energéticas. Além disso, o consumo de combustível e a destruição de exergia dos diferentes sistemas são refletidos nos custos em base exergética dos diferentes produtos. Finalmente, para eleger uma alternativa ou outra, devem-se levar em consideração aspectos técnicos e de custo, já que melhor eficiência significa menor consumo de combustível.

7. OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

Este capítulo objetiva definir parâmetros ótimos de operação para os diferentes sistemas de trigeração em estudo, segundo as demandas energéticas requeridas, sendo importante para que as plantas de trigeração tenham uma melhor eficiência exergética e assim uma melhor relação custo/benefício. A otimização é feita mediante o uso dos algoritmos de otimização disponíveis no software EES (Engineering Equation Solver).

7.1 INTRODUÇÃO

Otimização implica encontrar a melhor solução para um determinado problema respeitando restrições estabelecidas. Matematicamente, significa encontrar o mínimo ou o máximo de uma função de uma ou mais variáveis. Na formulação de um problema de otimização estão presentes os seguintes conceitos: variáveis do problema, função objetivo, restrições e região ou domínio viável e inviável.

As variáveis do problema representam condições de operação, neste caso, por exemplo, pressões, temperaturas e vazões. A função objetivo serve como um indicador da qualidade de uma solução em particular e deve quantificar o que se quer otimizar. As restrições são as limitações impostas para se obter a solução otimizada. Definido o problema de otimização, o seguinte é discutir a região de localização da sua solução. A parte do domínio em que as restrições são respeitadas é denominada domínio viável, enquanto que a parte do domínio em que alguma restrição não é respeitada é denominada domínio inviável.

A formulação matemática de um problema de otimização, na sua forma mais geral é:

$$\text{Min ou Max } f(x_i) \quad i = 1, \dots, n$$

Sujeito a:

$$g(x_i) = 0$$

$$r(x_i) \geq 0$$

$$x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max}$$

Sendo f a função objetivo, x representando as variáveis do problema, g e r são funções das variáveis do problema (que descrevem as restrições de igualdade e desigualdade respectivamente), $x_{\min}$ e $x_{\max}$ correspondem aos limites inferiores e superiores das variáveis do problema, que limitam o espaço de soluções válidas do problema.

Áreas correlatas que descrevem a teoria e conceitos de otimização são a Programação Matemática e a Pesquisa Operacional. A primeira lida principalmente com a caracterização de propriedades teóricas de problemas e algoritmos de otimização, incluindo-se a existência de soluções e convergência para as mesmas. A Pesquisa Operacional foca a aplicação e implementação de métodos de otimização para uso prático e eficiente (PINTO; GUT, 2005). O interesse neste trabalho é na aplicação de alguns métodos de otimização fazendo uso dos algoritmos disponíveis no software EES.

A otimização termoeconômica é uma técnica que vem sendo cada vez mais aprimorada para a realização de análise e projeto mais eficazes de sistemas energéticos, levando a um melhor compromisso entre eficiência energética e custo. A otimização termoeconômica tem seu início na década de 1950, sendo as décadas de 1980 e 1990 consideradas como o período de florescimento desta área, com o desenvolvimento e aplicação de metodologias termoeconômicas a análise, projeto e otimização de sistemas térmicos (CERQUEIRA, 1999).

Segundo Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), uma otimização termodinâmica objetiva a minimização das ineficiências termodinâmicas: destruição de exergia e exergia perdida; entretanto, uma otimização termoeconômica objetiva minimizar custos, incluindo os custos devidos a ineficiências termodinâmicas. Segundo estes autores, um sistema verdadeiramente otimizado é aquele para o qual a magnitude de toda ineficiência termodinâmica significativa está justificada por considerações relacionadas ao custo ou imposta por alguma condição de fronteira como material disponível, proteção ao meio ambiente, regulamentação governamental, etc.

A otimização termoeconômica pode ser classificada em otimização estrutural ou otimização paramétrica. Na otimização estrutural a configuração da planta pode ser alterada durante o processo de otimização. Na otimização paramétrica, a planta possui configuração definida

(componentes e interligações entre os componentes não variam), porém, o tamanho dos equipamentos e suas condições operacionais podem variar. A otimização paramétrica pode ser aplicada tanto na fase de projeto de sistemas energéticos, quanto na fase de operação desses sistemas (VIEIRA et al., 2007).

7.2 OTIMIZAÇÃO USANDO O SOFTWARE EES

O Software EES (Engineering Equation Solver) tem a função Min/Max usada para encontrar o mínimo ou o máximo de uma variável de valor indeterminado em um conjunto de equações para o qual há um ou vários (limitados a 20) graus de liberdade. Portanto, o software EES permite resolver problemas de otimização. Existem inúmeras técnicas propostas para resolução de problemas de otimização, e não é o objetivo deste trabalho fazer um estudo detalhado delas. Autores como Rao (1996), Bazarar, Sherali e Shetty (2000) apresentam um detalhamento de diferentes técnicas.

O EES na sua versão profissional conta com quatro algoritmos de solução: Método de busca direta, método da variável métrica, método genético e método de Nelder-Mead. A seguir se apresenta uma breve descrição destes métodos.

- *Método de busca direta*: Este algoritmo de otimização é às vezes chamado de método de direções conjugadas ou método de Powell. A idéia básica deste método é usar uma série de pesquisas unidimensionais para localizar a condição favorável que é uma função de variáveis X_1 , X_2 , etc. Considerando um ponto de partida, parece razoável procurar um valor ótimo de X_1 mantendo X_2 , X_3 , etc. constante. Então depois de encontrar o valor ótimo de X_1 , o processo é repetido para outras dimensões. As pesquisas unidimensionais não necessariamente necessitam derivadas numéricas que dão a este algoritmo uma vantagem quando usado com funções que não são facilmente deriváveis. Contudo, o procedimento da busca de uma condição favorável mantendo todas as variáveis independentes, exceto uma constante, não é necessariamente eficiente.

- *Método da variável métrica*: É uma versão do método de aproximação quadrática. A idéia básica é ajustar a função objetivo a uma função quadrática de todas as variáveis

independentes. A função quadrática então é diferenciada e estabelecida no zero para localizar um novo ponto de prova. O método necessariamente necessita derivadas numéricas. De fato, as segundas derivadas (matriz Hessiana) são necessárias e podem causar problemas em algumas circunstâncias quando as equações não são resolvidas com tolerâncias apertadas. Como com o método de Aproximações Quadráticas, quando o método da variável métrica trabalha, este trabalha bem e é normalmente mais eficiente do que a implementação de método de busca direta em EES (KLEIN, 2009).

- *Método Genético*: É um algoritmo de otimização robusto que é projetado para localizar uma condição ótima global até na presença de condições ótimas locais. É, contudo, bastante lento. Este algoritmo deve ser considerado quando os métodos métricos de busca direta e variável métrica falharam e se está preparado para esperar por cálculos para revelar o ponto ótimo verdadeiro (KLEIN, 2009). Algoritmos Genéticos são classificados como métodos estocásticos, uma vez que apresentam eventos aleatórios em seus algoritmos matemáticos. Estes métodos baseiam-se na observação de processos da natureza e não apresentam fundamentação matemática teórica.

O método genético objetiva imitar os processos que ocorrem na evolução biológica. A população de indivíduos é inicialmente escolhida aleatoriamente a partir do intervalo especificado pelos limites das variáveis independentes. Os indivíduos nesta população são examinados para determinar a sua aptidão. Então uma nova geração de indivíduos é criada de forma estocástica resultando os membros selecionados da população atual. As características de um indivíduo que são passadas para a próxima geração são representadas por valores codificados de suas variáveis independentes. A nova geração combina as características dos dois pais de uma forma estocástica. Variações aleatórias adicionais são introduzidas pela possibilidade de ‘mutações’ para as quais a descendência pode ter características que se diferenciam marcadamente daqueles dos pais. Segundo o manual do EES (KLEIN; 2009), os três parâmetros no método genético que são mais responsáveis pela identificação de um ótimo e para o esforço computacional associado é o número de indivíduos em uma população, o número de gerações a explorar e a taxa de mutação máxima. Assim como para os métodos de busca direta, para os métodos estocásticos não é necessário o cálculo de derivadas da função objetivo. Em adição, os métodos estocásticos apresentam a potencialidade de evitar a convergência prematura para pontos de mínimos locais (CORDEIRO, 2007).

O método dos algoritmos genéticos é usado no trabalho de Manolas et al. (1997) para otimizar uma planta de cogeração que fornece eletricidade e vapor em vários níveis de pressão, mostrando, segundo os autores, ser um método robusto e eficiente. No trabalho de Pacheco, Simão e Vieira (2010), apresenta-se a abordagem do problema conhecido no meio científico como CGAM, e demonstra-se a aplicabilidade de técnicas evolucionárias na minimização do custo de operação em plantas de cogeração. O objetivo deste trabalho, de acordo com os seus autores, é demonstrar a eficiência dos Algoritmos Genéticos na otimização desta classe de problemas, inclusive lidando com sua grande quantidade de restrições.

Outro trabalho que usa uma variação dos algoritmos genéticos para otimização multi-objetiva para projetar um sistema de trigeração é apresentado por Kavvadias e Maroulis (2010), no qual os critérios objetivos finais são índices econômico, energético e ambiental, e as variáveis de decisão expressam o tamanho e as características operacionais.

O método genético implementado no EES deriva do programa de otimização de domínio público Pikaia¹ (versão 1.2, abril de 2002) desenvolvido por Paul Charbonneau e Barry Knapp no Centro Nacional de Pesquisas Atmosféricas (NCAR) nos Estados Unidos. Alguns conceitos sobre algoritmos genéticos são apresentados no apêndice B deste trabalho. O método genético no EES apresenta as seguintes características para o processo de otimização: o número de indivíduos pode estender-se de 16 até 128, e o número de gerações pode variar de 16 até 2048. A taxa máxima de mutação vai de 0,0875 a 0,7000 com variação linear. A taxa de cruzamento que o EES usa se chama cruzamento uniforme de um ponto: “um ponto” porque há só um lugar de corte por par de cromossomos; “uniforme”, porque cada lugar tem a mesma probabilidade de ser selecionado para a operação de corte. Em termos gerais, apresenta-se uma probabilidade x de que a operação de cruzamento se produza. Ao contrário da taxa de mutação, o valor de x não deve ser muito menor que um. O EES não permite modificação da taxa de cruzamento no processo de otimização.

- *Método Simplex de Nelder – Mead*: NELDER e MEAD (1965) propuseram um método denominado método dos poliedros flexíveis, que consiste em minimizar uma função de várias variáveis utilizando os vértices de um poliedro flexível. Cada vértice do poliedro representa um ponto do espaço de busca. O vértice para o qual a função objetivo apresenta valor máximo

¹ Detalhes específicos sobre o programa Pikaia são proporcionados no site <http://www.hao.ucar.edu/modeling/pikaia/pikaia.php>.

é projetado em relação ao centróide dos vértices remanescentes. Desta maneira, a função objetivo tem seu valor sucessivamente reduzido pela substituição de vértices que apresentam valores elevados da função objetivo por vértices que apresentam valores menores, até que os vértices do poliedro estejam suficientemente próximos. Como exemplo de aplicação do método dos poliedros flexíveis na área de exergoeconomia tem-se o trabalho de Vieira (2003) que propôs uma metodologia exergoeconômica iterativa para o melhoramento de sistemas térmicos acoplada a um simulador de processos termodinâmicos (IPSEpro). Vieira aplicou sua metodologia a três sistemas térmicos distintos denominados Sistema Simples, Sistema de Referência e Sistema Complexo. O Sistema Simples é uma modificação do sistema CGAM em que o pré-aquecedor de ar é retirado, o Sistema de Referência é o sistema CGAM e o Sistema Complexo é um sistema de cogeração composto por 24 componentes.

7.3 FORMULAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO PARA OS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

Tendo em vista que os diferentes sistemas de trigeração estão compostos por vários subsistemas (turbina a gás, ciclo de vapor, unidade de refrigeração), o processo de otimização das plantas de trigeração se realiza tentando encontrar parâmetros ótimos nos subsistemas. Assim, inicialmente será feita a otimização dos sistemas de refrigeração por absorção: efeito simples, híbrido absorção/ejeto compressão, e efeito duplo que, por sua vez, serão usados na otimização de toda a planta de trigeração. Para a otimização neste trabalho o método dos algoritmos genéticos foi escolhido, principalmente pela sua robustez e para mostrar a aplicabilidade de técnicas evolucionárias em plantas de trigeração. O método de Nelder-Mead ou de busca por poliedros flexíveis foi aplicado como método de comparação de resultados.

7.3.1 Otimização dos sistemas de refrigeração por absorção

O desempenho e a eficiência de ciclos reversíveis são independentes das propriedades de qualquer fluido. Em contrapartida, o desempenho e a eficiência de um ciclo real são determinados em alto grau pelas propriedades do fluido de trabalho. O custo inicial e o custo de operação de um sistema de absorção são fortemente dependentes das propriedades do

fluido de trabalho (HEROLD; RADERMACHER e KLEIN, 1996). Variáveis termodinâmicas importantes a ser consideradas no projeto de um sistema de absorção são a pressão, temperatura e a concentração da solução. Uma vez que no capítulo 6 deste trabalho foram consideradas as pressões e temperaturas para a modelagem dos sistemas de absorção, a idéia neste item é encontrar os valores das concentrações da solução que otimizam o sistema. A demanda de água gelada a satisfazer, escolhida para o processo de otimização, foi para o caso da indústria de laticínios, cuja capacidade no evaporador do sistema de refrigeração é de 525 kW com água entrando a 12°C e saindo a 7°C.

Assim, a função objetivo do problema de otimização foi definida como a maximização da eficiência exergética dos sistemas de refrigeração por absorção, e como variável independente tem-se a concentração da solução brometo de lítio/água. Os limites para as concentrações da solução fraca e forte foram escolhidos levando em conta o problema da cristalização. Dados experimentais mostram que a região do ciclo onde existe o maior risco de ocorrer este problema é na tubulação de saída do trocador de calor. Isso ocorre devido à alta concentração da solução nesta região. Segundo Herald, Radermacher e Klein (1996), uma aproximação para evitar a cristalização é garantir que a concentração da solução nunca esteja acima de 65%. A ASHRAE (1993) utiliza uma relação para o cálculo de uma entalpia mínima da solução na saída do trocador de calor. A relação é dada pela Eq. (7.1).

$$h = -1397 + 24 X \quad (7.1)$$

Na qual X é a concentração da solução em porcentagem e h a entalpia específica em kJ/kg.

Sendo que as correlações para o cálculo das propriedades da solução brometo de lítio/água são aplicáveis para valores da concentração entre 45% e 75%, toma-se como limite inferior o valor de 45%. Assim, as variáveis de decisão do problema e seus limites são apresentadas na Tab. 7.1.

Tabela 7.1 Variáveis de decisão para otimizar a eficiência exergética dos sistemas de refrigeração por absorção.

Descrição	Mínimo	Máximo
Concentração da solução fraca [%]	45	55
Concentração da solução forte [%]	56	65

Para a representação do cromossomo na aplicação dos algoritmos genéticos, infere-se que é adotada a representação das variáveis de decisão, delimitadas entre o valor máximo e mínimo de cada uma delas. Assim, os valores dos genes do cromossomo a ser evoluído são exatamente os valores das variáveis de decisão do problema. A função avaliação da aptidão dos indivíduos é a própria função objetivo do problema.

Neste trabalho são mostrados os melhores resultados obtidos de inúmeros testes com os algoritmos de otimização. Para o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito os dois métodos chegaram a resultados idênticos, sendo o método dos algoritmos genéticos quem mais precisou de tempo de computação.

A figura 7.1 apresenta a evolução das concentrações das soluções e a sua influência na eficiência exergética do sistema de refrigeração de simples efeito na otimização com o método genético.

Figura 7.1- Evolução das concentrações das soluções e a sua influencia na eficiência exergética

A figura 7.2 apresenta o processo da evolução da eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito para os melhores valores obtidos na otimização com o método genético. O processo de otimização foi desenvolvido com 33154 iterações, com 256 indivíduos e 128 gerações e foi usada uma taxa de mutação de 0,0875.

Figura 7.2 – Melhores valores obtidos na otimização com o método genético para o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

Os resultados obtidos para este caso são mostrados na Tab. 7.2.

Tabela 7.2 – Resultados da otimização para o sistema de refrigeração por absorção de efeito simples.

Descrição	Caso base	Caso otimizado Método Genético	Caso otimizado Nelder-Mead
Concentração da solução fraca [%]	55,59	45	45
Concentração da solução forte [%]	60,15	56,80	56,80
Coeficiente de desempenho (COP)	0,71	0,80	0,80
Eficiência exergética	0,146	0,167	0,167

Com base nos dados indicados na Tab. 7.2 pode se observar um ganho no COP e na eficiência exergética do sistema de refrigeração. Com esses valores da concentração da solução forte não existe o problema da cristalização.

O desempenho do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão pode ser otimizado avaliando fatores que influem na sua eficiência exergética e no seu COP, tais como as condições do vapor de alta pressão e temperatura que entra nos ejetores, a relação de pressão em cada ejeto e, além disso, a concentração da solução brometo de lítio/água do ciclo.

A figura 7.3 ilustra o comportamento do coeficiente de desempenho (COP) e a eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão em função da pressão e temperatura de vapor entrando nos ejetores. Foram avaliados vários pares de pressão e

temperatura do vapor, típicos em caldeiras comerciais na faixa dos 4,2 MPa até 12 MPa para a pressão e dos 400°C até 580°C para temperatura.

Figura 7.3 – Variação do COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão devido à pressão e temperatura do vapor aos ejetores.

Com base na figura 7.3, nota-se uma tendência do COP a permanecer constante e da eficiência exergética uma leve tendência a aumentar quanto maior é a pressão e a temperatura do vapor que vai para os ejetores, razão pela qual o vapor de alta pressão e temperatura usado nos ejetores sai diretamente da caldeira na configuração do ciclo tetra-combinado de trigerção. Esses parâmetros de pressão e temperatura serão otimizados quando se considera a otimização do sistema de trigerção global.

A figura 7.4 mostra o comportamento do COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão como função da variação de relação de pressão nos ejetores. Para avaliar este comportamento, foram deixados fixos os valores da pressão e temperatura do vapor entrando nos ejetores e que correspondem ao caso base, isto é, 4,2 MPa e 450°C, com uma capacidade no evaporador de 525 kW.

Figura 7.4 – Variação do COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção/ejeto compressão devido à variação da relação de pressão nos ejetores.

A figura 7.4 mostra claramente como o COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão aumenta conforme a relação de pressão nos ejetores aumenta. O problema com o aumento na relação de pressão nos ejetores é que o absorvedor vai trabalhar numa pressão muito alta; entretanto a temperatura na solução brometo de lítio/água vai ser demasiado alta e o calor rejeitado no absorvedor torna-se considerável. Portanto, para não elevar a pressão do absorvedor demasiado, o número de ejetores considerado foi dois e com uma relação de pressão limitada a dois, permitindo um melhor controle da capacidade.

Na figura 7.5 observa-se a variação no consumo de vapor de insumo energético e o vapor consumido pelos ejetores como função da relação de pressão nos ejetores.

Figura 7.5 - Variação no consumo de vapor de insumo energético e o vapor consumido pelos ejetores como função da relação de pressão nos ejetores

Assim, para obter a otimização das concentrações da solução brometo de lítio/água, o método genético foi aplicado e comparado com o método simplex de Nelder-Mead.

A figura 7.6 mostra a evolução das concentrações das soluções e a sua influência na eficiência exergética do sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão, na otimização com o método genético.

Figura 7.6- Evolução das concentrações das soluções e a sua influencia na eficiência exergética para o sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão

A figura 7.7 mostra o processo da evolução da eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito para os melhores valores obtidos na otimização com o método genético. O processo de otimização teve 33143 iterações, com 256 indivíduos e 128 gerações.

Figura 7.7 – Melhores valores obtidos na otimização com o método genético para o sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão.

Os resultados da otimização para o sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão são mostrados na Tab. 7.3.

Tabela 7.3 – Resultados da otimização para o sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão.

Descrição	Caso base	Caso otimizado Método Genético	Caso otimizado Nelder-Mead
Concentração da solução fraca [%]	55,59	45	45
Concentração da solução forte [%]	60,15	56	56
Coeficiente de desempenho (COP)	0,776	0,842	0,842
Eficiência exergética	0,161	0,174	0,174

Como no caso do sistema de refrigeração por absorção de efeito simples, os dados indicados na Tab. 7.3 pode se observar um ganho no COP e na eficiência exergética do sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão com as concentrações otimizadas. Com esses valores da concentração da solução forte não existe o problema da cristalização, provando que o uso de ejetores além de aumentar a eficiência exergética e o COP do sistema afasta a solução da cristalização.

Para o caso do sistema de refrigeração de duplo efeito aplica-se também o método genético e o método simplex de Nelder-Mead, para satisfazer a demanda de água gelada com uma capacidade no evaporador de 525 kW com água entrando a 12°C e saindo a 7°C.

A figura 7.8 mostra a evolução das concentrações das soluções e a sua influência na eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito, na otimização com o método genético.

Figura 7.8- Evolução das concentrações das soluções e a sua influência na eficiência exergética para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.

A figura 7.9 mostra o processo da evolução da eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito para os melhores valores obtidos na otimização com o método genético. O processo de otimização teve 16706 iterações, com 64 indivíduos e 256 gerações.

Figura 7.9 – Melhores valores obtidos na otimização com o método genético para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.

Os resultados da otimização para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito são mostrados na Tab. 7.4.

Tabela 7.4 – Resultados da otimização para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.

Descrição	Caso base	Caso otimizado Método Genético	Caso otimizado Nelder-Mead
Concentração da solução fraca [%]	55,15	45	45
Concentração da solução forte [%]	59,47	56,55	56,55
Coeficiente de desempenho (COP)	1,22	1,44	1,44
Eficiência exergética	0,20	0,23	0,23

Tal como mostrado na Tab. 7.4 obtém-se um ganho no COP e na eficiência exergética, como aconteceu com o sistema de refrigeração por absorção de efeito simples e no híbrido de absorção/ejeto compressão. Com esses valores da concentração da solução forte não existe o problema da cristalização. Os dois métodos de otimização chegam a idênticos resultados do COP e eficiência exergética.

Dos processos de otimização pelo método genético, é possível observar, como nas primeiras gerações já se chega bem perto do ponto ótimo para todo o algoritmo. Depois, o processo de otimização vai ficando lento, tendo evolução até praticamente o final das iterações, mesmo que sem muito efeito prático.

Assim, os sistemas de refrigeração por absorção que serão acoplados nas diferentes configurações dos sistemas de trigerção a serem otimizados, usarão as concentrações da solução obtidas neste item.

7.3.2 Otimização global dos sistemas de trigerção

Para mostrar o processo de otimização dos sistemas de trigerção, este será aplicado para satisfazer as demandas energéticas da indústria de laticínios e será baseado nos modelos descritos no capítulo 6 deste trabalho.

A função objetivo do problema foi definida como a maximização da eficiência exergética para todas as configurações dos sistemas de trigerção satisfazendo as demandas energéticas: 2,3 MW de energia elétrica, 25 kg/s de água gelada a 7°C e 2 kg/s de vapor saturado a 500 kPa para o processo. Assim, maximizando a eficiência exergética da planta, minimizam-se os custos em base exergética dos produtos (eletricidade, vapor para processo e água gelada). Além disso, a maximização da eficiência exergética significa a redução ao mínimo dos custos de destruição de exergia e os custos da perda da mesma.

As variáveis de decisão estão sujeitas às restrições de igualdade impostas pelo modelo físico e termodinâmico e, também, às restrições de desigualdade impostas por limites superiores e inferiores. Para os sistemas de trigerção com turbina a gás, ciclo combinado e tetra-combinado, a turbina a gás foi escolhida de modelos comerciais pela sua capacidade de potência, com a sua correspondente relação de pressão, tal como foi descrito no capítulo 6 deste trabalho, especialmente na Tab. 6.1, onde são apresentadas as características de cada uma delas. Assim, uma vez otimizados os sistemas de refrigeração, as variáveis consideradas para a otimização global dos sistemas de trigerção têm a ver com o ciclo Rankine destes sistemas. Uma variável importante que garante o aumento na eficiência do ciclo Rankine é a pressão no condensador. A diminuição desta pressão aumenta o trabalho líquido do ciclo. Na modelagem das diferentes configurações já foi fixado um limite inferior para a pressão que deve ser mantida no condensador (10 kPa). Ela não pode ser mais baixa que a pressão de saturação correspondente à temperatura do meio de resfriamento, porém foram consideradas como variáveis de decisão a pressão e a temperatura do vapor na caldeira, a pressão do vapor extraído na turbina, que vai para os sistemas de refrigeração, por absorção de simples efeito, híbrido de absorção/ejeto compressão e duplo efeito.

Restrições adicionais, como garantir que o vapor extraído na turbina que vai para o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, e sistema híbrido de absorção/ejeto compressão seja no mínimo vapor saturado, que o título do vapor na saída da turbina seja no mínimo de 86% e de fato que as vazões no ciclo sejam positivas, são colocadas no processo de otimização. A primeira restrição consegue-se satisfazendo a Eq. (7.2):

$$T_{\text{vapor extraído}} - (T_{\text{saturação @ } P_{\text{extração}}} + 5) \geq 0 \quad (7.2)$$

Os limites nas variáveis estão influenciados também por aspectos de disponibilidade de equipamentos no mercado.

Na Tab. 7.5 estão apresentadas as variáveis de decisão do problema e seus limites iniciais.

Tabela 7.5 - Variáveis de decisão para otimizar a eficiência exergética dos sistemas de trigerção.

Descrição	Mínimo	Máximo
Pressão de vapor na caldeira [MPa]	2	12
Temperatura de vapor na caldeira [°C]	280	580
Pressão de vapor extraído para <i>chiller</i> absorção simples [kPa]	80	160
Pressão de vapor extraído para <i>chiller</i> absorção duplo [kPa]	300	450

Assim, a formulação matemática do problema de otimização dos sistemas de trigerção é:

$$\text{Max } \eta_{ex}$$

Sujeito a:

$$2 \leq \text{pressão vapor na caldeira} \leq 12$$

$$280 \leq \text{temperatura vapor na caldeira} \leq 580$$

$$80 \leq \text{pressão vapor extraído para chiller simples} \leq 160$$

$$300 \leq \text{pressão vapor para chiller duplo} \leq 450$$

$$\text{Título vapor saída turbina} \geq 0,86$$

$$T_{\text{vapor extraído}} - (T_{\text{saturação @ } P_{\text{extração}}} + 5) \geq 0$$

$$\dot{m}_i \geq 0$$

7.4 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

O resultado do processo de otimização apresentado neste item é o produto de sucessivas aproximações ao ponto ótimo mediante a redução nos limites das variáveis independentes pelo fato de a curva média dos melhores indivíduos em vários experimentos apresentar o desempenho médio de um Algoritmo Genético e servir para ajuste de parâmetros. O método genético é muito sensível às mudanças nos limites dos parâmetros independentes, já que a população inicial e as posteriores seleções estocásticas são escolhidas dentro dos limites. Tal

como no caso da otimização dos sistemas de refrigeração por absorção, neste caso, a representação do cromossomo, na aplicação dos algoritmos genéticos, infere-se a adoção da representação das variáveis de decisão, delimitadas entre o valor máximo e mínimo de cada uma delas. Os valores dos genes do cromossomo a serem evoluídos são exatamente os valores das variáveis de decisão do problema e a função avaliação da aptidão dos indivíduos é a própria função objetivo do problema.

A figura 7.10 mostra o processo da evolução da eficiência exergética de alguns sistemas de trigerção para os melhores valores obtidos na otimização com o método genético. A mesma metodologia foi usada para os demais dos sistemas de trigerção em estudo.

Figura 7.10 - Evolução da eficiência exergética de alguns sistemas de trigerção: (a) Sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito. (b) Sistema de trigerção com turbina a gás e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito. (c) Sistema de trigerção de ciclo combinado e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito. (d) Sistema tetra-combinado de trigerção.

A tabela 7.6 mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na otimização das configurações de trigerção com turbina a vapor, que satisfazem as demandas da planta da indústria de laticínios, mas sem eletricidade excedente.

Tabela 7.6 - Eficiência energética e exergética na otimização das configurações sem eletricidade excedente no caso da indústria de laticínios.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética		Eficiência Exergética	
	Caso Base (%)	Caso Otimizado (%)	Caso Base (%)	Caso Otimizado (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	58,30	68,8	27,12	32,0
Turbina a vapor e refrigeração por absorção simples efeito	59,12	68,03	27,51	31,66
Turbina a vapor e refrigeração por absorção duplo efeito	59,19	69,21	27,54	32,61

A tabela 7.7 mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na otimização para o cenário no qual são comparados os sistemas de trigeração com turbina a vapor e os sistemas de trigeração com turbina a gás capazes de gerar eletricidade excedente. Assim, os sistemas são comparados gerando 1662 kW de eletricidade excedente.

Tabela 7.7 - Eficiência energética e exergética na otimização para o segundo cenário, eletricidade excedente 1662 kW.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética		Eficiência Exergética	
	Caso Base (%)	Caso Otimizado (%)	Caso Base (%)	Caso Otimizado (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	46,83	55,24	25,88	30,53
Turbina a vapor e refrigeração por absorção simples efeito	47,27	54,47	26,13	30,12
Turbina a vapor e refrigeração por absorção duplo efeito	47,27	55,9	26,13	30,90
Turbina a gás e refrigeração por absorção simples efeito	57,13	57,21	31,58	31,66
Turbina a gás e refrigeração por absorção duplo efeito	57,15	57,23	31,6	31,68

A tabela 7.8 mostra os resultados obtidos da eficiência energética e exergética na otimização dos sistemas de trigeração com turbina a vapor, ciclo combinado com unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito e o ciclo tetra-combinado, capazes de gerar eletricidade excedente de 3143 kW.

Tabela 7.8 - Eficiência energética e exergética na otimização para o cenário com 3143 kW de eletricidade.

Sistema de Trigeração	Eficiência Energética		Eficiência Exergética	
	Caso Base (%)	Caso Otimizado (%)	Caso Base (%)	Caso Otimizado (%)
Turbina a vapor e refrigeração por compressão	41,63	49,1	25,32	29,87
Turbina a vapor e refrigeração por absorção simples efeito	41,93	48,34	25,51	29,41
Turbina a vapor e refrigeração por absorção duplo efeito	41,91	49,53	25,50	30,31
Ciclo combinado e refrigeração por absorção simples efeito	66,08	67,4	40,21	41,48
Ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo	66,04	67,67	40,17	41,74
Ciclo Tetra-Combinado	66,01	67,3	40,14	41,32

A figura 7.11 mostra a taxa de exergia de combustível (kW) de cada configuração estudada para os cenários analisados, sem e com excedente de eletricidade, quando comparados com os sistemas otimizados.

Figura 7.11 - Taxa de exergia de combustível (kW) das configurações otimizadas para o caso da indústria de laticínios.

Em termos gerais, como mostra a Fig. 7.11, com os sistemas de trigeração otimizados se obtém uma diminuição da taxa de exergia de combustível, que para os três cenários, representa 15,2% para os sistemas de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração

por compressão, 13% para sistemas com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito e 15,4% para os sistemas com turbinas a vapor e sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito.

Para os sistemas usando turbinas a gás, a otimização não se reflete na taxa de combustível, como explicado anteriormente, pelo fato de ser empregadas turbinas comerciais, sobre as quais não se variaram os parâmetros. No entanto, como se verá mais adiante, isto se refletirá na exergia destruída e nos custos em base exergética dos produtos.

A figura 7.12 mostra a exergia destruída (em kW) dos sistemas de trigerção em estudo quando comparados com os sistemas otimizados.

Figura 7.12 – Exergia destruída pelos diferentes sistemas de trigerção otimizados para o caso da indústria de laticínios.

Como a Fig. 7.12 mostra, a exergia destruída pelos sistemas de trigerção otimizados apresenta uma diminuição em relação aos casos base da seguinte forma: para os três cenários, nos sistemas de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de ao redor de 20,4%, nos sistemas com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito a diminuição da exergia destruída é de 17,8% e para os sistemas com turbinas a vapor e sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito

esta diminuição é de 21%. Para o cenário de 1662 kW de eletricidade excedente, onde estão os sistemas de trigeração com turbina a gás, e unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, a diminuição na exergia destruída foi de 0,5% e 1,4%, respectivamente. Para o cenário de 3143 kW de eletricidade excedente, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam cerca de 5% na redução da destruição de exergia com respeito a seus casos base. O ciclo combinado usando uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito é o sistema que apresenta maior diminuição da exergia destruída neste cenário, com 5,54%.

A figura 7.13 mostra uma comparação dos custos em base exergética (kJ/kJ) de eletricidade, vapor de processo e exergia transferida à água gelada para as configurações estudadas sem produção de eletricidade excedente quando comparadas com os sistemas otimizados.

Figura 7.13 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações otimizadas sem produção de eletricidade excedente.

Os resultados mostram que, para este cenário (sem eletricidade excedente), o custo em base exergética da eletricidade, vapor para processo e água gelada apresenta uma diminuição com a otimização dos sistemas de trigeração. Assim, no caso da eletricidade, o sistema de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de 14,4% no custo em base exergética, indo de 3,368 kJ/kJ para 2,883 kJ/kJ, o

sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12,61% e para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição é de 14,3%. No caso do vapor para processo, as otimizações dos sistemas de trigerção apresentam a seguinte diminuição no custo em base exergética: o sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de 14,74%, indo de 3,431 kJ/kJ para 2,925 kJ/kJ, o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12,3% e para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição é de 14,3%. Para o custo em base exergética da água gelada registram-se as seguintes diminuições: 14,4% para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por compressão; 12% para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e 26% para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito, sendo a maior diminuição de custo em base exergética da água gelada para este cenário, devido à otimização que levou o COP do sistema de refrigeração, neste caso, de 1,21 para 1,43 e a sua eficiência exergética de 0,21 para 0,25.

A figura 7.14 mostra uma comparação dos custos em base exergética (kJ/kJ) de eletricidade, vapor de processo e exergia transferida à água gelada para as configurações estudadas com eletricidade excedente de 1662 kW quando comparadas com as configurações otimizadas.

Figura 7.14 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações otimizadas com eletricidade excedente de 1662 kW.

Para o segundo cenário, eletricidade excedente de 1662 kW, a otimização dos sistemas de trigeração apresenta os seguintes resultados na diminuição dos custos em base exergética dos produtos: no caso da eletricidade, o sistema de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de 14,3% no custo em base exergética, indo de 3,517 kJ/kJ para 3,012 kJ/kJ, o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12,67% e para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição é de 14,3%. Os sistemas de trigeração com turbina a gás não apresentam diminuição no custo em base exergética da eletricidade.

As otimizações dos sistemas de trigeração apresentam a seguinte diminuição no custo em base exergética do vapor para o processo neste cenário: o sistema de trigeração com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de 14,7%, indo de 3,589 kJ/kJ para 3,06 kJ/kJ, o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12,33% e para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição é de 14,60%. Os sistemas de trigeração com turbina a gás apresentam uma diminuição mínima de 0,15% para os dois casos.

Para o custo em base exergética da água gelada registram-se as seguintes diminuições nas configurações otimizadas: 14,44% para o sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, indo de 23,12 kJ/kJ para 19,78 kJ/kJ; 15,20% para o sistema de trigeração com turbina a gás e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito, indo de 14,39 kJ/kJ para 12,20 kJ/kJ. Para os sistemas de trigeração usando turbina a vapor, a diminuição no custo em base exergética da água gelada foi: 14,30% para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por compressão, indo de 16,38 kJ/kJ para 14,03 kJ/kJ; 12,05% para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, indo de 20,49 kJ/kJ para 18,02 kJ/kJ e 27% para o sistema de trigeração com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito, indo de 16,65 kJ/kJ para 12,14 kJ/kJ, sendo a maior diminuição de custo em base exergética da água gelada para este cenário.

A figura 7.15 mostra uma comparação dos custos em base exergética (kJ/kJ) de eletricidade, vapor de processo e exergia transferida à água gelada para as configurações estudadas com eletricidade excedente de 3143 kW quando comparadas com as configurações otimizadas.

Figura 7.15 - Custos em base exergética (kJ/kJ) da eletricidade, vapor de processo e água gelada, para as diferentes configurações com eletricidade excedente de 3143 kW.

No último cenário, eletricidade excedente de 3143 kW, as otimizações dos sistemas de trigerção apresentam a seguinte diminuição nos custos em base exergética dos produtos: no caso da eletricidade, o sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de 14,37% no custo em base exergética, indo de 3,59 kJ/kJ para 3,074 kJ/kJ, o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12,68%, indo de 3,56 kJ/kJ para 3,10 kJ/kJ e para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição é de 14,33%, indo de 3,57 kJ/kJ para 3,06 kJ/kJ. Os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam uma diminuição de cerca de 1% para este produto.

No caso do vapor para processo, neste cenário, as otimizações dos sistemas de trigerção apresentam a seguinte diminuição no custo em base exergética: o sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresenta uma diminuição de 14,72%, indo de 3,666 kJ/kJ para 3,126 kJ/kJ, o sistema com turbina a vapor e sistema de

refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12,13%, indo de 3,63 kJ/kJ para 3,18 kJ/kJ e para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição é de 14,65%, indo de 3,65 kJ/kJ para 3,11 kJ/kJ. O ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, apresenta uma diminuição de 7,16%, indo de 2,4 kJ/kJ para 2,228 kJ/kJ; O ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito apresenta uma diminuição de 8,5%, indo de 2,4 kJ/kJ para 2,198 kJ/kJ e o ciclo tetra-combinado apresenta uma diminuição de 7,2%, indo de 2,4 kJ/kJ para 2,227 kJ/kJ.

Com relação ao custo em base exergética da exergía transferida à água gelada, têm-se as seguintes diminuições com as configurações otimizadas: 14,35 % para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por compressão, indo de 16,72 kJ/kJ para 14,32 kJ/kJ; 12% para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, indo de 20,97 kJ/kJ para 18,44 kJ/kJ e 27% para o sistema de trigerção com turbina a vapor e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito, indo de 17,03 kJ/kJ para 12,42 kJ/kJ; o ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, apresenta uma diminuição de 5,8%, indo de 13,46 kJ/kJ para 12,68 kJ/kJ; o ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito apresenta uma diminuição de 20,94%, indo de 10,87 kJ/kJ para 8,59 kJ/kJ e o ciclo tetra-combinado apresenta uma diminuição de 3,5%, indo de 13,10 kJ/kJ para 12,65 kJ/kJ.

Com relação às variáveis de otimização, só para citar aquelas dos ciclos combinados, a Tab. 7.9 mostra os resultados obtidos.

Tabela 7.9 – Valores das variáveis de decisão otimizadas para os sistemas de trigerção com ciclo combinado.

Variável	Ciclo combinado e Unidade refrigeração por Absorção de simples efeito	Ciclo combinado e Unidade refrigeração por Absorção de duplo efeito	Sistema tetra- combinado de trigerção
Pressão caldeira [MPa]	9,685	11,99	9,657
Temperatura caldeira [°C]	580	580	580
Pressão vapor extraído [kPa]	159	291	158,6
Título de vapor [%]	93,16	91,85	92,36

Ao analisar os resultados obtidos com o sistema tetra-combinado, o consumo de vapor no sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão, tanto no gerador como nos ejetores, desempenha um papel importante. Como foi mostrado na Fig. 7.5, na medida em que a relação de pressões nos ejetores aumenta, diminui a vazão de vapor para o gerador do sistema híbrido, mas, ao mesmo tempo aumenta o consumo de vapor nos ejetores. O vapor que consomem os ejetores sai diretamente da caldeira, porém o vapor que entra na turbina a vapor será ligeiramente menor quando comparado com os outros sistemas de trigerção com ciclo combinado, penalizando a potência gerada pela turbina a vapor e portanto a eletricidade excedente disponível no sistema. Assim, para o caso base em estudo, o sistema híbrido consome 0,300 kg/s de vapor como insumo energético e os ejetores consomem 0,036 kg/s. Desse modo, a potência gerada pela turbina a vapor é de 1652 kW e a eletricidade excedente de 3134 kW. Em comparação, o sistema de refrigeração por absorção de efeito simples consome 0,322 kg/s de vapor no gerador e por tanto a potência gerada pela turbina a vapor deste sistema de trigerção é de 1671 kW e a eletricidade excedente de 3143 kW, sendo ligeiramente maiores do que no sistema tetra-combinado, o qual se reflete nos valores das eficiências energética e exergética destes sistemas. No processo de otimização o sistema de refrigeração híbrido diminui o consumo de vapor no gerador em 10,33% mas mantém o consumo de vapor nos ejetores igual (0,036 kg/s), o que se traduz numa geração de potência na turbina a vapor do sistema de trigerção de 1886 kW e uma eletricidade excedente de 3334 kW, maiores quando comparado com o caso base. Por sua vez, o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito diminui o consumo de vapor no gerador num 5,6% gerando uma potência na turbina a vapor do sistema de trigerção correspondente de 1901 kW e uma eletricidade excedente de 3348 kW. O sistema de refrigeração por absorção de efeito duplo é quem mais diminui o consumo de vapor no gerador, sendo esta diminuição de 15%, o que contribui a melhorar o desempenho do sistema de trigerção, sendo assim o que mais aproveita o processo de otimização.

Testes realizados no sistema tetra-combinado em que se otimizam ao mesmo tempo todas as variáveis de decisão, isto é, incluindo no processo as concentrações das soluções de brometo de lítio/água do sistema de refrigeração híbrido, levam a praticamente o mesmo resultado, obtendo valores de eficiência exergética de 41,31% e eficiência energética de 67,23%. Neste caso, os valores para as variáveis de decisão são: pressão de caldeira 9,59 MPa, temperatura de caldeira 579,5°C, pressão de extração do vapor para unidade de refrigeração 157,8 kPa,

concentração de solução fraca 47%, concentração de solução forte 56,6% e o título do vapor na saída da turbina foi de 0,9238.

7.5 APLICAÇÃO DO ÍNDICE EXERGÉTICO DE RENOVABILIDADE NOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

No presente trabalho o índice exergético de renovabilidade foi calculado para os sistemas de trigeração analisados e otimizados e aplicados para satisfazer as demandas energéticas da indústria de laticínios. A Fig. 7.16 mostra o volume de controle considerado para a determinação do índice.

Figura 7.16 - Volume de controle considerado para a determinação do índice exergético de renovabilidade

Baseado na Eq. (5.20) que define o índice exergético de renovabilidade, para os sistemas de trigeração este índice é calculado pela Eq. (7.3):

$$\lambda_{\text{trigeração}} = \frac{W_{\text{gerado}} + B_{\text{processo}}^Q + B_{\text{água gelada}}^Q}{B_{\text{combustível}} + B_{\text{destruída}} + B_{\text{gases de exaustão}}} \quad (7.3)$$

Os resultados obtidos de λ em função da eficiência exergética para os diferentes sistemas de trigeração e para todos os cenários estudados na produção combinada de eletricidade, vapor de processo e água gelada são mostrados na Fig. 7.17 e a variação do λ em função da eficiência exergética para os sistemas otimizados é mostrada na Fig. 7.18.

Figura 7.17 – Índice exergético de renovabilidade para os sistemas de trigeração em função da eficiência exergética no caso base.

Figura 7.18 – Índice exergético de renovabilidade para os sistemas de trigeração em função da eficiência exergética para os sistemas otimizados.

Com base nas Fig. 7.17 e 7.18, observa-se que existe uma estreita relação entre eficiência exergética e o indicador exergético de renovabilidade. Assim, maximizando a eficiência exergética dos sistemas, mostra-se que irá melhorar o desempenho ambiental dos mesmos ao aumentar o índice exergético de renovabilidade. Os ciclos combinados e o tetra-combinado que tem as melhores eficiências exergéticas apresentam os melhores valores do índice exergético de renovabilidade. O sistema de trиграção de ciclo combinado e unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito tem um desempenho ambiental superior aos demais sistemas.

Os resultados obtidos para os sistemas de trиграção concordam com os estudos feitos por Pellegrini (2009) e Velásquez (2009).

No cálculo do índice exergético de renovabilidade, o trabalho de Pellegrini (2009) considerou a análise de quatro opções tecnológicas para o sistema de cogeração da usina para a produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade:

- i. Sistemas a vapor com turbinas de contrapressão;
- ii. Sistemas a vapor com turbinas de contrapressão e condensação;
- iii. Sistemas supercríticos;
- iv. Sistemas com gaseificação de biomassa e ciclos combinados (BIGCC).

Para o primeiro caso, o λ variou entre 0,29 e 0,35; para os sistemas de condensação λ variou entre 0,18 e 0,20; o sistema supercrítico teve um λ de 0,43; Para os sistemas BIGCC λ foram 0,40 para o BIGCC atmosférico I, 0,41 para o BIGCC atmosférico II e 0,55 para o BIGCC pressurizado. Assim, o sistema supercrítico tem um desempenho ambiental superior aos sistemas BIGCC atmosféricos.

O trabalho de Pellegrini (2009) compara os valores dos índices exergéticos de renovabilidade das configurações para a produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade com os valores de λ para plantas termelétricas que utilizam combustíveis fósseis.

A Fig. 7.19 mostra a variação de λ em função da eficiência exergética (PELLEGRINI, 2009).

Figura 7.19 – Variação do Índice exergético de renovabilidade em função da eficiência exergética (PELLEGRINI, 2009).

De acordo com o trabalho de Pellegrini (2009), as unidades termelétricas a vapor movidas a carvão mineral apresentam eficiências entre 35% para plantas subcríticas e 50% para modernas plantas supercríticas. As plantas baseadas em ciclos combinados apresentam eficiências de até 60%. Esses valores representam λ 's entre 0,18 e 0,43.

A aplicação de λ às configurações propostas para a produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade no trabalho de Pellegrini (2009) indicou que o desempenho ambiental é melhor quanto maior for a geração de eletricidade excedente.

Assim, o índice exergético de renovabilidade abre um campo de discussão sobre o quão renovável pode ser um processo e mostra que o desempenho ambiental é melhor quanto maior for a eficiência exergética dos processos.

8. CONCLUSÕES

De acordo com as informações geradas neste trabalho, a trigeração representa uma alternativa bastante interessante de gerar eletricidade e de reduzir os custos de produção das utilidades. O progressivo desenvolvimento do mercado de cogeração no Brasil dá uma indicação da potencialidade da trigeração e a sua aplicação no setor industrial, comercial e de serviços, torna-se uma opção de energia para a matriz energética do Brasil e outros países. Assim, o estudo de sistemas de trigeração é de importância e a ênfase no uso eficiente de energia destes sistemas torna-se preponderante.

Neste trabalho foi realizada uma análise, avaliação e otimização de diferentes sistemas de trigeração: sistemas baseados em turbinas a vapor; sistemas baseados em turbinas a gás e sistemas de ciclo combinado, incluindo o sistema tetra-combinado, mediante o uso da análise exergética e exergoeconômica para quantificar a sua eficiência energética e exergética e o impacto das diferentes tecnologias nos custos em base exergética das produções de eletricidade, vapor de processo e água gelada para fins de ar condicionado. Os sistemas de trigeração com turbina a gás, ciclo combinado e ciclo tetra-combinado foram modelados usando diferentes tipos de turbinas a gás comerciais, podendo escolher entre elas segundo as demandas energéticas requeridas.

O levantamento bibliográfico permitiu conhecer novas configurações de sistemas de cogeração e trigeração, que diferentes pesquisadores têm proposto, tentando contribuir ao uso eficiente e racional da energia.

Os sistemas de trigeração estudados e avaliados foram aplicados para satisfazer demandas energéticas de: (i) uma indústria de laticínios colombiana; (ii) uma indústria de bebidas; (iii) uma aplicação no setor terciário, no caso, um hospital.

A partir da revisão de alguns trabalhos e o estudo dos ciclos de refrigeração, como parte da pesquisa em sistemas de trigeração, concluiu-se que os sistemas de refrigeração por absorção podem ser considerados para o caso de uma demanda de refrigeração e uma fonte de calor livre ou de baixo custo disponível (devido ao baixo COP e eficiência exergética destes

sistemas). Os resultados mostram que o sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão é uma boa alternativa para a produção da água gelada porque o coeficiente de desempenho (COP) e a eficiência exergética são maiores do que no sistema de refrigeração por absorção de efeito simples. Além disso, apesar de ter um COP e eficiência exergética inferior a um sistema de absorção de duplo efeito, não tem a complexidade deste, já que o sistema de refrigeração híbrido usa ejetores que têm algumas vantagens como: o ciclo não tem partes móveis, exceto a bomba da solução, simplicidade de operação, fiabilidade e custo de manutenção baixa. Quanto às desvantagens, há que anotar que o desempenho da unidade híbrida de absorção/ejeto compressão cai quando os ejetores operam com condições de relações de pressão diferentes a 2.

Utilizou-se a exergoeconomia como a ferramenta-base para identificar como as propostas de configurações impactam no desempenho termodinâmico dos sistemas de trigerção, por meio do cálculo dos custos em base exergética da eletricidade, vapor para processo e água gelada.

Em geral, o desempenho dos sistemas de trigerção para os três casos analisados (indústria de laticínios, hospital e indústria de bebidas) segue o mesmo comportamento. Observando o impacto na formação dos custos de conversão de energia para os sistemas de trigerção propostos, os sistemas que utilizam unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito são os que apresentam menor impacto. O sistema tetra-combinado apresenta um menor impacto quanto comparado com o ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de simples efeito. O consumo de combustível e a destruição de exergia dos diferentes sistemas são refletidos nos custos em base exergética dos diferentes produtos.

A otimização com algoritmos genéticos mostrou ganhos importantes nos custos em base exergética dos produtos, mediante a maximização da eficiência exergética dos diferentes sistemas de trigerção. A otimização foi aplicada nas configurações usadas para satisfazer as demandas energéticas no caso da indústria de laticínios. Os resultados indicaram que a maximização da eficiência exergética leva à minimização dos custos em base exergética dos produtos.

Para a otimização das diferentes configurações, inicialmente foi feita a otimização dos sistemas de refrigeração por absorção: efeito simples, híbrido absorção/ejeto compressão, e efeito duplo que, por sua vez, foram usados na otimização de toda a planta de trigerção. A

idéia para a otimização dos sistemas de refrigeração foi achar os valores das concentrações da solução de brometo de lítio/água que otimizam o sistema. O processo de otimização com algoritmos genéticos mostrou a evolução das concentrações das soluções e a sua influência na eficiência exergética dos sistemas de refrigeração. Assim, todos os sistemas de refrigeração por absorção avaliados mostraram acréscimo no coeficiente de desempenho (COP) e na sua eficiência exergética com os novos valores das concentrações.

Os resultados do processo de otimização global dos sistemas de trigerção, mediante o método genético, foram produtos de sucessivas aproximações ao ponto ótimo mediante a redução nos limites das variáveis independentes. Com os sistemas de trigerção otimizados se obtém uma diminuição da taxa de exergia de combustível com relação ao caso base, que para os cenários estudados representou: 15,2% para o sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão, 13,0% para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito e 15,4% para o sistema com turbina a vapor e sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito; para os sistemas usando turbinas a gás, a otimização não se reflete na taxa de combustível pelo fato de a turbina ser selecionada a partir de modelos comerciais segundo a demanda de potência que requer a planta.

Com relação à exergia destruída pelos sistemas de trigerção otimizados, estes apresentaram uma diminuição em relação aos casos base da seguinte forma: para os três cenários, no sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresentou uma diminuição ao redor de 20%; no sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito a diminuição da exergia destruída foi de 17,8% e para o sistema com turbina a vapor e sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição foi de 21%. Para o cenário com eletricidade excedente, onde estão os sistemas de trigerção com turbina a gás e unidades de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, a diminuição foi mínima. Para o cenário com maior eletricidade excedente, os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentaram cerca de 5% na redução da destruição de exergia com respeito a seus casos base. O ciclo combinado usando uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito foi o sistema que apresenta maior diminuição da exergia destruída neste cenário.

Com relação aos custos em base exergética, os resultados da otimização dos sistemas mostraram uma diminuição nos valores da eletricidade, vapor para processo e água gelada,

nos três cenários estudados. Assim, o sistema de trigerção com turbina a vapor e sistema de refrigeração por compressão apresentou uma diminuição de 14% nos custos em base exergética de cada um dos três produtos; o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de simples efeito tem uma diminuição de 12% nos custos de cada um dos três produtos. Para o sistema com turbina a vapor e sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito esta diminuição foi de 14% para a eletricidade e vapor para processo, entanto que para água gelada foi de 26%, devido à otimização que elevou o COP e a eficiência exergética do sistema de refrigeração. Os sistemas de trigerção com turbina a gás não apresentaram diminuição no custo em base exergética da eletricidade e apresentaram uma diminuição mínima no custo em base exergética do vapor para processo. Os ciclos combinados e o tetra-combinado apresentam uma diminuição de 1% no custo em base exergética da eletricidade e mais de 7% no vapor para processo. Com relação ao custo em base exergética da exergía transferida à água gelada, o ciclo combinado com unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito é quem apresentou a maior diminuição do custo em base exergética. Porém o comportamento dos sistemas não otimizados se mantém.

Uma questão importante ao analisar os resultados obtidos com o sistema tetra-combinado é o consumo de vapor no sistema de refrigeração híbrido de absorção/ejeto compressão, tanto no gerador como nos ejetores. Na medida em que a relação de pressões nos ejetores aumenta, diminui a vazão de vapor para o gerador do sistema híbrido, mas, ao mesmo tempo aumenta o consumo de vapor nos ejetores. Já que o vapor que consomem os ejetores sai diretamente da caldeira, a vazão de vapor que entra à turbina a vapor será ligeiramente menor, penalizando a potência gerada pela turbina a vapor e consequentemente a eletricidade excedente disponível no sistema. No processo de otimização o sistema de refrigeração híbrido diminui o consumo de vapor no gerador em 10,33% mas mantém o consumo de vapor nos ejetores praticamente igual, o que se traduz numa geração de potência na turbina a vapor do sistema de trigerção e uma eletricidade excedente maiores quando comparado com o caso base. Vale destacar que o sistema de refrigeração por absorção de efeito duplo é quem mais diminui o consumo de vapor no gerador, sendo esta diminuição de 15%, o que contribui para melhorar o desempenho do sistema de trigerção, sendo assim o que mais aproveita o processo de otimização.

Os resultados também mostram que a eficiência exergética obtida na otimização do sistema de refrigeração híbrido absorção/ejeto compressão diminui, uma vez que se acopla ao sistema de

trigeração e se faz a otimização global do sistema. No entanto, testes realizados no sistema tetra-combinado em que se otimizam ao mesmo tempo todas as variáveis de decisão, isto é, incluindo no processo as concentrações das soluções de brometo de lítio/água do sistema de refrigeração híbrido, levam praticamente ao mesmo resultado para a eficiência exergética e eficiência energética.

O método dos algoritmos genéticos mostra-se complexo e bem desenvolvido para a otimização de sistemas de conversão de energia, pela convergência para solução e a adaptação ao problema, mesmo que exija um grande esforço computacional. O processo de otimização mostrou também que o método genético é sensível às mudanças nos limites dos parâmetros independentes já que a população inicial e as posteriores seleções estocásticas são escolhidas dentro dos limites. Por sua vez, o Método Simplex de Nelder – Mead ou também denominado método dos poliedros flexíveis, utilizado como método de comparação, resultou robusto e precisando de um tempo computacional bem menor que o necessário usando o método genético.

Apesar dos benefícios obtidos pela otimização dos processos de conversão de energia, a tomada de decisão com relação a se adotar uma ou outra configuração do sistema de trigeração passa, necessariamente, por uma análise econômico-financeira a fim de verificar a viabilidade do investimento necessário. Dos resultados obtidos nos custos em base exergética dos produtos, provavelmente ao levantar custos de investimentos dos equipamentos para verificar o comportamento dos custos em base econômica, os sistemas de trigeração com turbina a gás resultem melhores opções para satisfazer as demandas energéticas dos casos avaliados, levando em conta que a geração de energia com ciclo combinado geralmente se recomenda para demandas acima dos 100 MW, longe das aplicações feitas neste trabalho (a maior com 8 MW), que procura aplicar a trigeração e novas configurações no segmento industrial, comercial e de serviços.

Com relação a novos projetos, é importante manter o foco na busca por sistemas que maximizem a sua eficiência exergética, pois isso sinaliza que irá melhorar o desempenho econômico e ambiental do mesmo, já que existe uma estreita relação entre eficiência exergética e o indicador exergético de renovabilidade, descrito no item 5.6 e aplicado no item 7.5 deste trabalho, segundo os resultados obtidos.

8.1. SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

A tese aqui apresentada deixa vários campos que podem ser considerados para futuros trabalhos:

- Procurar ou desenvolver correlações para a concentração da solução $\text{BrLi}/\text{H}_2\text{O}$ abaixo de 45% para verificar resultados da otimização.
- Estudar outras configurações de sistemas de refrigeração por absorção usando ejetores e integrá-lo ao sistema de trigerção.
- Estudar a viabilidade do uso de ejetores no sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.
- Analisar e avaliar o desempenho dos sistemas de trigerção com ciclo combinado com queima suplementar.
- Avaliar os sistemas de trigerção considerando diferentes combustíveis e aplicar um índice exergoambiental (indicador exergético de renovabilidade) para determinar qual das configurações é ambientalmente mais favorável.
- Levantar custos de investimentos dos equipamentos para verificar o comportamento dos custos em base econômica;

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADEWUSI, S.A., ZUBAIR, S. M. Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems. **Energy Conversion and Management**, 45. p. 2355-2369. 2004.

ALEXIS, G. K., ROGDAKIS, E. D. Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles. **Applied Thermal Engineering**. v.22, p. 97-106. 2002.

AMERI, M., BEHBAHANINIA, A., TANHA, A. Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system. **Energy**. v. 35, p. 2203-2209. 2010.

APHORNRATANA, S., EAMES, IW. Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. **Int Journal of Energy**. v. 22, p.195–207. 1998.

ASHRAE. **Ashrae Handbook Fundamentals-SI**, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA. 1993.

BADWAL, S.P.S., FOGER, K. Solid oxide electrolyte fuel cell review. **Ceramics International**. v. 22, n. 3, p. 257-265. 1996.

BALESTIERI, L. A. P. **Cogeração – Geração Combinada de Eletricidade e de Calor**. Florianópolis: Editora UFSC, 2002. 279 p.

BASSOLS, J., KUCKELKORN, B., LANGRECK, J., SCHNEIDER, R. E., VEELKEN H. Trigenation in the food industry. **Applied Thermal Engineering**. Vol. 22, p. 595-602. 2002.

BAZARAR, M.; SHERALI, D.; SHETTY, C. **Nonlinear Programming: Theory and Algorithms**. John Wiley & Sons, Inc, Second edition, 2000.

BEJAN, A. TSATSARONIS, G. MORAN, M. **Thermal design and Optimization**. Ed. John Wiley and Sons, Inc. 1996.

BISCHOFF, M., Molten carbonate fuel cells: A high temperature fuel cell on the edge to commercialization. **Journal of Power Sources**. v. 160, n. 2, p. 842-845. 2006.

BONA, F., FILHO, E. Modelo para simulação de microturbina, AGRENER GD. **5 Encontro de Energia no Meio Rural e Geração Distribuída**, CD, p. 1-1, Campinas, SP, Brasil, 2004.

BRASIL. Ministério das Minas e Energia (MME). Empresa de Planejamento Energético (EPE). **Balanço Energético Nacional (BEN) 2010**: Ano base 2009. Rio de Janeiro: EPE, 2010.

BRITISH PETROLEUM (BP). BP. **Statistical Review of World Energy**. Londres: British Petroleum, 2010.

BURBANO, J. C.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JR., S. Comparative exergy analysis of trigeneration systems for a dairy industry 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences November 10-14, 2008, Belo Horizonte, MG. **Proceedings of ENCIT 2008**. 2008 (em CD-ROM).

BURBANO, J. C.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JR., S. Exergoeconomic analysis of a hybrid absorption-ejector compression chiller. 20th International Congress of Mechanical Engineering November 15-20, 2009, Gramado, RS, **Proceedings of the 20th International Congress of Mechanical Engineering**. 2009a (em CD-ROM).

BURBANO, J. C.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JR., S. Comparative exergoeconomic analysis of trigeneration systems for a dairy industry In: The 21st International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Foz de Iguaçu, 2009b. **Proceedings of the 21st International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**. Foz de Iguaçu, 2009. v. 4. p. 513-524.

BURBANO, J. C.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JR., S. Exergoeconomic analysis of tetra-combined trigeneration systems In: The 22 International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Lausanne, Switzerland. 2010. **Proceedings of the 22nd International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**. Lausanne, Switzerland. 2010 (em CD-ROM).

BURGOS, D. F. S. **Técnica de Otimização Multiobjetivo Aplicada ao Projeto Preliminar de Navios Petroleiros**. Dissertação Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica. 2008.

CARDONA, E.; PIACENTINO, A. A new approach to exergoeconomic analysis and design of variable demand energy systems. **Energy**. v. 31, p. 490–515, 2006.

CARDONA, E.; PIACENTINO, A. Optimal design of CHCP plants in the civil sector by thermoeconomics. **Applied Energy**. v. 84, p. 729–748, 2007.

CARRETTE, L.; FRIEDRICH, K. A.; STIMMING, U. **Fuel Cells - Fundamentals and Applications**. Fuel cells. v. 1: p. 34. 2001.

CERQUEIRA, S. A. A. G. **Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas**. Tese Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 1999.

CESPEDES, J. F., OLIVEIRA JR., S. Cogeração no setor terciário: Análise Exergética e Termoeconômica. **Workshop Potencialidades das tecnologias de cogeração em São Paulo, Brasil**. IPT. 1995.

CHEN, LT. A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system. **Applied Energy**. v. 30, p. 37–51. 1988.

CHUA, H. T., TOH, H.K., MALEK, A., SRINIVASAN, K. Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution. **International Journal of Refrigeration**. v. 23, n. 6, p. 412-429, 2000.

CHUNG, H., HUOR, MH., PREVOST, M., BUGAREL, R. Domestic Heating Application of an Absorption Heat Pump, Directly Fired Heat Pumps, **Procs. Int. Conf., Uni. of Bristol**. paper 2.2, 1984.

COGEN. Associação da Indústria de Cogeração de Energia. **Cogeração e Mitigação de GEE**. Disponível em: http://www.cogensp.com.br/cog_meio_amb.asp. Acesso em Outubro 2010.

COGERAR. Sistemas de Energia. São Paulo. Disponível em: <http://www.cogerar.com.br/newframe2.htm>. Acesso em Setembro 2009.

COLONNA, P., GABRIELLI, S., Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR). **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 381-396. 2003.

COMGÁS. Companhia de Gás de São Paulo. Geração e co-geração de energia com gás-natural. Disponível em: http://www.comgas.com.br/sou_industrial/gasnatural/geracao.asp. Acesso em Setembro 2009.

CORNELISSEN, R. A. **Thermodynamics and Sustainable Development**: The Use of Exergy Analysis and the Reduction of Irreversibility. 170 p. Tese (Doutorado) – University of Twente, Enschede, 1997.

COSTA, Ê. C. **Refrigeração**. Editora Edgard Blucher Ltda. 1982.

DAI, Y., WANG, J., GAO, L. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**. v. 29, p. 1983–1990, 2009.

DEWULF, J., LANGENHOVE, H., MUYS, B., BRUERS, S., BAKSHI, B., GRUBB, B., PAULUS, D., SCIUBBA, E. Exergy: Its Potential and Limitations. **Environmental Science and Technology**. Vol. 42 (7), p. 2221-2232. 2008.

DINCER, I. Thermodynamics, Exergy and Environmental Impact. **Energy Sources**. v. 22, p. 723 - 732. 2000.

DINCER, I., ROSEN, M. Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 9, p. 169–189. 2005.

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. (EIA). **Oil Market Report OMR**. Disponível em: <http://www.omrpublic.iea.org/> Acesso em: Junho de 2011.

EL-SAYED, YM., TRIBUS, M. Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures: theoretical implementation for use in power cycle analysis. **ASME**, v. 1, p. 89-95. 1985.

EMHO, L. District Energy Efficiency Improvement with Trigeneration: Basic Considerations and Case Studies. **Journal of the Association of Energy Engineering**. p. 66-80. 2003.

FRANGOPOULOS, C. A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization. **Energy**, v. 12, n. 7, p. 563-571, jul. 1987.

GAGGLIOLI, R. A., EL-SAYED, Y. M. A critical review of second law costing methods. In: **IV International Symposium on Second Law Analysis of Thermal Systems**. New York, 1987. Proceedings of the IV International Symposium on Second Law Analysis of Thermal Systems. ASME, 1987. p. 59-73. (ASME Book I00236). 1987.

GAGGLIOLI, R. A., WEPFER, W. J. Exergy Economics: I. Cost Accounting Applications, II. Benefit-Cost Conservation. **Energy**. v. 5, n. 8-9, p. 823-837. 1980.

GARAGATTI, D. W. **Sistema Tri e Tetra Combinado de Cogeração, Avaliação Exergética e Termoeconômica**. Dissertação Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, Brazil. 2000.

GARAGATTI, D. W., OLIVEIRA JR., S., Tetra-Combined Cogeneration System. Exergy and Thermoeconomic Analysis, **Proceedings of the Congress HPC'01 - Cooling, Heating and Power Systems**, p. 285 – 290, 2001, Paris, (CD-Rom).

GARAGATTI, D. W., OLIVEIRA JR., S. Tetra-combined Trigeneration System. Exergy and Thermoeconomic Analysis. **Proceedings of the ECOS'2003 Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, Vol. I, p 137-144, june 30-july2 / 2003, Copenhagen. ISBN 87-7475-297-9.

GOLDBERG, D. E. **Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning**. EUA: Addison-Wesley, 1989.

GOLDSTEIN, L., HELMAD, B., KNOWLES, D., FREEMAN, S., WOODS, R., SCHWEIZER, T. **Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations**. Gas Research Institute and National Renewable Energy Laboratory. Golden, Colorado, NREL/TP-620-34783, 2003.

GOMRI, R., HAKIMI, R. Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system. **Energy conversion and management**, 49. p. 3343-3348. 2008.

GOMRI, R. Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. **Energy conversion and management**, doi:10.1016/j.enconman.2009.01.019. 2009.

GONG, M.; WALL, G. On Exergy and Sustainable Development – Part 2: Indicators and Methods. **Exergy**, v.1, p. 217-233, 2001.

GOODELL, M. **Helping Commercial, Industrial and Utility Clients Become More Efficient, Profitable & Environmentally-Responsible**. Trigenation Technologies. Disponível em: www.cogeneration.net. Acessado em Outubro 2007.

GREENBUILDING PROGRAMME. **Combined Heat and Power Module**, European Comission. 2005.

GUO, W. The state-of-the art of trigeneration and its application in tertiary sector. TriGeMed Project. Institute for promotion of innovative technologies (Italy). 2004.

HEROLD, K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. CRC press. 1996. 329p. 1996.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **World Energy Outlook**. 2008.

IZQUIERDO, M., VENEGAS, M., GARCÍA, N., PALACIOS, E. Exergetic analysis of a double stage LiBr-H₂O thermal compressor cooled by air/water and driven by low grade heat. **Energy conversion and management**. v. 46. p. 1029-1042. 2005.

JCNNETWORK. **Japan Corporate News**. availability in: http://www.japancorp.net/article.asp?Art_ID=21160, acessado em Junho, 2009.

JOHANSSON, T. B.; GOLDEMBERG, J. (Ed.) **World Energy Assessment Overview: 2004 Update**. New York: UNDP, UN-DESA and the World Energy Council, 2004. 85 p. Disponível em:

<http://www.energyandenvironment.undp.org/undp/index.cfm?module=Library&page=Document&DocumentID=5027>. Acesso em: Set. 2009.

KAVVADIAS, K. C., MAROULIS, Z. B. Multi-objective optimization of a trigeneration plant. **Energy Policy**. v. 38, Issue 2, pp. 945-954. 2010.

KEHLHOFER, R. H.; WARNER, J.; NIELSEN, H.; BACHMANN, R. **Combined Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants**. Second Edition. PennWell. 1999. 292 p.

KHALIQ, A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration. **International Journal of Refrigeration**. v. 32. p. 534 – 545. 2009.

KIM D. S., INFANTE FERREIRA C. A., A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions. **International Journal of Refrigeration**, v. 29., n. 1, p. 36-46, 2006.

KLEIN, S. A. **Engineering Equation Solver (EES)**. F-Chart Software, 2009.

KLIMSTRA, J. The future of reciprocating engines in cogeneration installation in Europe. Em **2nd CHAPNET Conference**. Brussels. 2004.

KOEHLER W. J., IBELE W. E., SOLTES J., Availability simulation of a lithium bromide absorption heat-pump. **Heat recovery systems & CHP**, v. 8, n. 2, p. 157-171, 1998.

KOROBITSYN, M. A. **New and Advanced Energy Conversion Technologies**. Tese (Doutorado). Twente University, Enschede. 1998.

KOTAS, T. J. **The exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Ed. Melbourne: Krieger, 1995.

KUHLENSCHMIDT D. Absorption Refrigeration System with Multiple Generator Stages. US Patent No. 3717007. 1973.

KWAK, H., KIM, D., JEON, J. Exergetic and thermoeconomics analyses for power plant. **Energy**. v. 28, p. 343–360. 2003.

KWON, Y., KWAK, H., OH, S. Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems. **Exergy International Journal**. v. 1, p. 31–40. 2001.

LARRAZÁBAL, M. L., OLIVEIRA JR., S. Thermoeconomic Evaluation of Cogeneration Systems for a Dairy Industry. In: ECOS'2002 - Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2002, Berlin. **Proceedings of th ECOS'2002 -**

Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2002. p. 1409-1416.

LARMINIE, J., DICKS. A. **Fuel Cell Systems Explained**. John Wiley & Sons, 2003.

LAZZARETTO, A., TSATSARONIS, G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and cost in thermal systems. **Energy**. v. 31, n. 8-9, p. 1257-1289. 2006.

LEE, RJ., DIGUILIO, RM., JETER, SM., TEJA, AS., 1990. Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations – Part II: Density and viscosity. **ASHRAE Transactions**. p. 709-714.

LENARD JLY., JETER, SM., TEJA, AS., 1992. Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentrations – Part IV: vapor pressure. **ASHRAE Transactions**. p. 167-172.

LORA, E. S., NASCIMENTO, M. A. R. (Coord.) **Geração Termelétrica**. Rio de Janeiro: Editora Interciência Ltda., 2004. 1296 p.

LOZANO, MA, VALERO, A. Theory of the exergetic cost. **Energy**. v. 18, n. 9, p. 939–960. 1993.

MAIDMENT, G.G., TOZER, R.M., MISSENDEN, J.F. Combined Cooling, Heat and Power (CCHP) in Supermarkets. **Heat Powered Cycles Conference, Conservatoire national des arts et métiers, Paris**. p. 277-284. 2001.

MAKARYTCHEV, S. V. Environmental Impact Analysis of ACFB-based Gas and Power Cogeneration, **Energy**, Vol. 23, n. 9 p. 711–717, 1997.

MANOLAS, D. A., FRANGOPOULOS, C. A., GIALAMAS, T. P., TSAHALIS, D. T. Operation Optimization of an Industrial Cogeneration System by a Genetic Algorithm. **Energy Conversion Management**. Vol. 38, No. 15-17, pp. 1625-1636, 1997.

MCNEELY, LA. Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. **ASHRAE Transactions**. p. 413-434. 1988.

MISRA, R.D., SAHOO P.K., GUPTA, A. Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system. **Energy**. v. 27. p. 1009-1025. 2002.

MISRA, R.D., SAHOO, P.K., SAHOO, S., GUPTA, A. Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, 26. p. 158-169. 2003.

MISRA, R.D., SAHOO P.K., GUPTA, A. Thermoeconomic evaluation and optimization of a double-effect H₂O/LiBr vapour-absorption refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, 28. p. 331-343. 2005.

MORA-BEJARANO, C. H; OLIVEIRA JR., S. Environmental Exergy Analysis of Wastewater Treatment Plants. In: The 18th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Trondheim, 2005. **Proceedings of The 18th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, v. 1, Trondheim: Tapi Academic Press. p. 85-93. 2005.

MORA-BEJARANO, C. H; OLIVEIRA JR., S. Environmental Exergy Analysis of Wastewater Treatment Plants. **Engenharia Térmica**, v. 5, p. 24-29, 2006.

MORAN, M. J., TSATSARONIS, G. **Engineering Thermodynamics. The CRC Handbook of Thermal Engineering**. Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.

NELDER, J. A., MEAD, R. A Simplex Method for Function Minimization. **Computer Journal**, v. 7, pp. 308-313. 1965.

OLIVEIRA JR., S. **Revalorisation des Effluents Thermiques Industriels – Analyse Exergétique, Entropique et Economique**, 400 p. Tese (Doutorado) – Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, 1991.

OLIVEIRA JR., S. LE GOFF, P. Hybrid systems absorption-compression to upgrade industrial waste heat. **Energy Systems and Ecology Proceedings of the International Conference**. Krakow, Poland, v. 2. p. 651 - 658. 1993.

OLIVEIRA JR., S. **Fundamentos da Análise Exergética e Termoeconômica de Processos de Conversão de Energia**. São Paulo: EPUSP, 2006. 47 p. Apostila para a disciplina de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, PME-5202 Análise Exergética e Termoeconômica de Sistemas Térmicos. 2006.

PACHECO, M. A. C. **Algoritmos Genéticos: Princípios e Aplicações**. Apostila Introdução à Computação Evolucionária. PUC. Rio de Janeiro, 1999.

PACHECO, M. A., SIMÃO, L. M., VIEIRA, L. S. R. Algoritmos Genéticos aplicados à otimização do Problema CGAM. **Revista ICA on line** N 8. PUC, Rio de Janeiro, 2010.

PALACIOS, R., GONZALES, R., NEBRA, S. A. Exergy calculation of lithium bromide water solution (LiBr H₂O). **Proceedings of ECOS 2007**. Padova, Italia. v. 1. p. 407-414. 2007.

PALACIOS, R., GONZALES, R., NEBRA, S. A. Thermoeconomic analysis of a single and double-effect LiBr/H₂O absorption refrigeration system. **Proceedings of ECOS 2008**. Cracow, Poland. p. 287-298. 2008.

PARK, YM., SONNTAG, RE. Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures: a generalized equation-of-state approach. *ASHRAE Transactions*. 1990.

PATEK, J., KLOMFAE, J. Simple function for fast calculations of selected thermodynamic properties of ammonia-water system. **International Journal Refrigeration**. Vol 4, p. 228-234. 1995.

PATTERSON, MR., PEREZ-BLANCO, H., Numerical fits of properties of lithium- Bromide water solutions. **ASHRAE Transactions**. p. 2059-2077. 1988.

PLATAFORMA ENERGÉTICA. **Cifras de Consumo/Reservas Probadas de Gas en América Latina**. Disponível em: <http://www.plataformaenergetica.org/content/1515>. Acessado em Outubro 2010.

PELLEGRINI, L. F. **Análise e Otimização Termo-econômica-ambiental Aplicada à Produção Combinada de Açúcar, Álcool e Eletricidade**. 2009. 346p. Tese Doutorado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

PELLEGRINI, L. F.; BURBANO, J. C.; OLIVEIRA JR., S. Exergy Analysis of Advanced Cogeneration Plants for Sugarcane Mills: Supercritical Steam Cycles and Biomass Integrated Gasification Combined Cycles. In: 19th International Congress of Mechanical Engineering, 2007, Brasília. **Proceedings of 19th International Congress of Mechanical Engineering**, 2007. (em CD-ROM).

PELLEGRINI, L. F.; BURBANO, J. C.; OLIVEIRA JR., S. Supercritical steam cycles and biomass integrated gasification combined cycles for sugarcane mills. **Energy**. v. 35, p. 1172-1180. 2010.

PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JR., S. Exergy Analysis of Sugarcane Bagasse Gasification. **Energy**, v. 32, p. 314, 2007.

PEMEX, Petróleos de México. **Memoria de Labores 2006**. México. 2006.

PETRAKOPOULOU, F., TSATSARONIS, G., MOROSUK, T., CARASSAI, A. Conventional and Advanced Exergetic Analyses Applied to a Combined Cycle Power Plant. In: The 22 International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. **Proceedings of the 22 International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**. Lausanne, Switzerland. 2010 (em CD-ROM).

PINTO, J. M.; GUT, J. A. **Otimização de Processos Químicos**. Apostila do Curso. Departamento de Engenharia Química. Universidade de São Paulo. 2005.

RAO, S. S. **Engineering Optimization – Theory and Practice**. Wiley-interscience Publication, John Wiley & Sons Inc, 3th edition, 1996.

REISTAD, G. M., GAGGIOLI, R. A. Thermodynamics: second law analysis. **A.C.S. Symposium Series**. p. 122-143. 1980.

RHODES, C. A Recent History of Oil Prices. Future Energies. Available in: <http://www.scitizen.com/stories/Future-Energies/2008>. Acesso em Fevereiro 2009.

RIVERO, R. **L'Analyse d'Exergie: Application à la Distillation Diabatique et aux Pompes à Chaleur à Absorption**. 680 p. Tese (Doutorado) – Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, 1993.

ROSEN, M., DINCER, I., KANOGLU, M. Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. **Energy Policy**. v. 36, p. 128–137. 2008.

RUIZ CARO, A. **Tendencias recientes del Mercado Internacional del Petroleo**. División de Recursos Naturales e Infraestructura, CEPAL. 2003.

RUYET, D. La cogeneración como driver de ahorro económico y eficiencia energética de hospitales. **Proceedings of the 20th Congress of International Federation of the Hospital Engineering**. Barcelona, 2008.

SAHOO, P. K. Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using a evolutionary programming, **Applied Thermal Engineering**. (2007), doi:10.1016/j.applthermaleng. 2007.10.011. 2007.

SANTOS, C.M., TORRES, E.A., SANTOS, C. A. C. Análise termo-econômica de uma unidade de cogeração a gás natural com sistema de refrigeração por absorção. **Anais do Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica**. Cusco, Peru. 2007. (em CD-ROM).

SERRA, L. M. **Optimización Exergoeconómica de Sistemas Térmicos**. 214 p. Tese (Doutorado). Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 1994.

SILVA, L. B. **Metodologia para Otimização da Contratação de uma Distribuidora Através de Leilões de Energia**. Dissertação Mestrado. Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro. 2008.

SILVESTRIN, C.R. **Panorama da Indústria da Cogeração a Gás Natural - Potencial, Desafios & Oportunidades**. Workshop CogenGás - Estratégias e Plano de Ação, 2009.

SCGAS, COMPANHIA DE GAS DE SANTA CATARINA. **Célula combustível**, 2009. Disponível em: <http://www.scgas.com.br/info/celulacombustivelcomum/idse/321>. Acesso em: Setembro 2009.

SRIKHIRIN, P., APHORNROTANA, S., CHUNGPAIBULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, p. 343-372. 2001.

SIEMENS AG Energy Sector. **Turbinas a Gás Industriais**. 2009.

STOECKER, W.F., JONES, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado** (original: Refrigeration and Air Conditioning). Editora McGraw-Hill do Brasil, Ltda. 1985.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. 332 p.

TEMIR, G., BILGIE, D., 2004, Thermoeconomic analysis of a trigeneration system. **Applied Thermal Engineering**. v. 24, p. 2689-2699.

TEOPA-CALVA, E., PICÓN-NUÑEZ, M., RODRÍGUEZ, M.A., 2005, Thermal integration of trigeneration systems. **Applied Thermal Engineering**. v. 25 p. 973-984.

TIBAQUIRA, J. E., BURBANO, J. C. Evolución y Desarrollo Tecnológico de las Turbinas de Gas con Base en la Temperatura de Entrada (TET). **Scientia et technica**. v. 18, p. 63- 66. 2002.

TRIGEMED PROJECT. 2003. Promotion of Tri-Generation Technologies in the Tertiary Sector in Mediterranean Countries. Disponível em www.trigemed.com, acessado em 2007.

TSATSARONIS, G., Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems. **Progress in Energy and Combustion Science**. v. 19, n. 3, p. 227-257. 1993.

TSATSARONIS, G. Strengths and limitation on exergy analysis. Em Bejan, A., Mamut, E. **Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems**. Springer Ed. 1999.

TSUKAGOSHI, K., MUYAMA, A., MASADA, J., IWASAKI, Y., ITO, E. **Operating Status of Upgrading Gas Turbines and Future Trend of Gas Turbine Development**. Mitsubishi Heavy Industries, Technical Review. v. 44, n. 4. 2007.

TURBOMAR ENERGIA, **Cogeração em Hospital**. Disponível em: <http://www.turbomar.pt>. Acesso em Maio 2010.

VALERO, A., LOZANO, M. A., ALCONCHEL, J. A., MUNOZ, M., TORRES, C. Computer-aided engineering of energy systems. **ASME**. AES v. 2-1, 43. 1986.

VALERO, A., SERRA, L., UCHE, J. Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoconomics: Part I – Theory, Part II – Applications. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 128, p. 1-15, mar. 2006.

VELÁSQUEZ, H. I. **Avaliação Exergética e Exergo-ambiental da Produção de Biocombustíveis**. 2009. 235p. Tese Doutorado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

VELÁSQUEZ, H. I.; BENJUMEA, P.; OLIVEIRA JR., S. Exergy and Environmental Analysis of the Palm Oil Biodiesel Production Process. In: The 20th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Padova, 2007. **Proceedings of The 20th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, Padova: Sezizi Grafici Editoriali, 2007. v. 1. p. 777-784.

VELÁSQUEZ, H. I.; RUIZ, A. A.; OLIVEIRA JR., S. Ethanol Production Process from Banana Fruit and its Lignocellulosic Residues: Exergy and Environmental Analysis. In: The 21st International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Krakow, 2008. **Proceedings of the 21st International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, Gliwice: Zakład Graficzny Politechniki Śląskiej, 2008. v. 1. p. 209-216.

VELÁSQUEZ, H. I.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JR., S. Ethanol and Sugar Production Process from Sugarcane: Renewability Evaluation. In: 12th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2008, Belo Horizonte. **Proceedings of ENCIT 2008**, 2008 (em CD-ROM).

VIEIRA, L. S. R. **Modelo Exergoeconômico Iterativo para Melhoria de Sistemas Complexos Integrado a um Simulador de Processos Profissional**, Tese (Doutorado), UFRJ/COPPE/PEM, Rio de Janeiro, 2003

VIEIRA, L. S. R., GUEDES, V. G., CARLOS F. T. MATT, C. F. T., CRUZ, M. E. C., CASTELLÕES, F. V. Otimização Termoeconômica Integrada de um Sistema Benchmark de Cogeração utilizando o Simulador de Processos Thermoflex. **8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica**. Cusco, 2007.

VON SPAKOVSKY, M. R. Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 343-364, mar. 1994.

WANG, J., DAI, Y., GAO, L. Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle, **Applied Energy** (2008), doi:10.1016/j.apenergy.2008.02.0

WANG, J., DAI, Y., ZHANG, T., MA, S. Parametric analysis for a new combined power and ejector–absorption refrigeration cycle. **Energy**. v. 34, p. 1587-1593, 2009.

WEPFER, W. J. Thermodynamics: second law analysis. **A.C.S. Symposium Series**. v. 122, p. 166. 1980.

WU, S., EAMES, IW. A novel absorption-recompression refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**. v. 20, p. 721–736. 2000.

ZHAI, H., DAI, Y.J., WU, J.Y., WANG, R.Z. Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas. **Applied Energy**. v. 86, p. 1395–1404, 2009.

ZHENG, D., CHEN, B., QI, Y., JIN, H. Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined-cycle. **Applied Energy**. v. 83, p. 311–323. 2009.

ZIHER, D., POREDOS, A. Economics of a trigeneration system in a hospital. **Applied Thermal Engineering**. v. 26, p. 680–687. 2006.

ZOGOU, O. **Transient simulation of a combined cycle trigeneration system fuelled by natural gas**. 2007. Volos, 2007. 94p. Dissertação (Mestrado) – Universidade de Thessaly.

APÊNDICE A - MODELAGEM DOS SISTEMAS DE TRIGERAÇÃO

Para a modelagem dos sistemas de trigeriação analisados neste trabalho foi utilizado o software EES[®]. Com este software foram calculadas as propriedades termodinâmicas e as exergias dos fluxos. Neste apêndice, são apresentadas as equações utilizadas para a modelagem dos equipamentos das diferentes configurações dos sistemas de trigeriação.

A seguir se apresenta o equacionamento desenvolvido para a simulação dos sistemas de trigeriação. O critério da igualdade dos custos em base exergética foi adotado para os produtos de um volume de controle.

A. 1. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

Figura A.1 - Diagrama do sistema de trigeriação com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor.

As tabelas A.1 e A.2 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos segundo a Fig. A.1.

Tabela A.1 - Valor das propriedades para o sistema de trиграção com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	4,199	450,0	42,00	3328	6,913	1322	3,066
2	4,199	445,0	40,74	3319	6,913	1312	3,066
3	2,494	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	3,368
4	1,705	45,81	0,10	2333	7,363	192,4	3,368
5	1,705	45,81	0,10	191,8	0,649	52,76	12,28
6	1,705	45,83	2,00	192,1	0,649	52,96	12,26
7	2,000	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	3,431
8	0,627	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	3,431
9	1,400	95,0	1,01	398,1	1,250	79,82	3,431
10	0,600	25,0	1,01	104,9	0,367	49,96	1,000
11	0,600	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,010
12	3,705	61,08	2,00	255,8	0,844	58,51	6,876
13	3,705	61,11	4,00	256,1	0,845	58,72	6,868
14	4,332	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	5,454
15	4,332	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,424
16	0,134	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,424
17	4,199	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,424
18	24,970	7,0	1,01	29,53	0,1064	52,33	15,69

Tabela A.2 - Valor das propriedades para o sistema de trиграção com turbina a vapor e refrigeração por compressão de vapor para indústria de laticínios. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	3,293	580,0	120,00	3558	6,747	1601	2,614
2	3,293	575,0	116,40	3549	6,749	1591	2,614
3	2,372	197,1	5,20	2849	7,028	807,7	2,883
4	0,921	45,81	0,10	2315	7,305	191,2	2,883
5	0,921	45,81	0,10	191,8	0,649	52,76	10,45
6	0,921	45,83	2,00	192,1	0,649	52,96	10,43
7	2,000	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,925
8	0,471	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,925
9	1,400	95,0	1,01	398,1	1,25	79,82	2,925
10	0,600	25,0	1,01	104,9	0,367	49,96	1,000
11	0,600	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,008
12	2,921	65,17	2,00	273,0	0,896	60,45	4,733
13	2,921	65,20	4,00	273,2	0,896	60,66	4,731
14	3,392	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	4,199
15	3,392	149,3	120,00	636,4	1,822	147,6	4,170
16	0,099	149,3	120,00	636,4	1,822	147,6	4,170
17	3,293	149,3	120,00	636,4	1,822	147,6	4,170
18	24,970	7,0	1,01	29,53	0,1064	52,33	13,430

* As propriedades da água e vapor de água foram calculadas usando *steam IAPWS* do EES®.

Para o sistema da Fig. A.1 é possível estabelecer os seguintes balanços:

Caldeira:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{vapor}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{Q}_{\text{caldeira}} + \dot{m}_{\text{água}} h_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{vapor}} h_{\text{vapor}}$$

Eficiência da Caldeira:

$$\eta_{\text{caldeira}} = \frac{\dot{Q}_{\text{caldeira}}}{\dot{m}_{\text{combustível}} PCI}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} + \dot{m}_{\text{combustível}} b_{\text{combustível}} = \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}} + \dot{B}_{\text{destruída}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} c_{\text{água}} + \dot{m}_{\text{combustível}} b_{\text{combustível}} c_{\text{combustível}} = \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}} c_{\text{vapor}}$$

Para o combustível que é o insumo do sistema, é atribuído custo em base exergética igual a 1 kJ/kJ.

$$c_{\text{combustível}} = 1$$

Considera-se custo zero para os gases de exaustão da caldeira.

Turbina

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{condens}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{alta}} h_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} h_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{condens}} h_{\text{vapor}}^{\text{condens}} + \dot{W}_{\text{turbina}}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{condens}} + \dot{W}_{\text{turbina}} + \dot{B}_{\text{destruída}}^{\text{turbina}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{alta}} c_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{condens}} c_{\text{vapor}}^{\text{condens}} + \dot{W}_{\text{turbina}} c_{\text{eletricidade}}$$

As seguintes equações auxiliares foram utilizadas:

$$c_{\text{eletricidade}} = c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}}$$

$$c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} = c_{\text{vapor}}^{\text{condens}}$$

Dessuperaquecedor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{saturado}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} h_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{água}} h_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{vapor}} h_{\text{vapor}}^{\text{saturado}}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{saturado}} + \dot{B}_{\text{destruída}}^{\text{dessuper}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} c_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}}^{\text{saturado}} c_{\text{vapor}}^{\text{saturado}}$$

Condensador

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{condensado}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} h_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{condensado}} h_{\text{condensado}} + \dot{Q}_{\text{condensador}}$$

$$\dot{Q}_{\text{condensador}} + \dot{m}_{\text{água resf}} h_{\text{água resf}}^{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{água resf}} h_{\text{água resf}}^{\text{saída}}$$

Balanco de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}} + \dot{m}_{\text{água resf}} b_{\text{água resf}} = \dot{m}_{\text{condensado}} b_{\text{condensado}} + \dot{m}_{\text{água resf}} h_{\text{água resf}} + \dot{B}_{\text{destruída condensador}}$$

entrada entrada saída saída

Balanco de Custo:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}} c_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{condensado}} b_{\text{condensado}} c_{\text{condensado}}$$

Tanque de Armazenamento

Foi considerado que o 25% do vapor fornecido ao processo é perdido, porém precisa-se de água de reposição. Assim:

Balanco de massa:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} = \dot{m}_{\text{água ao desaerador}}$$

Balanco de Energia:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} h_{\text{condens.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} h_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} h_{\text{recuperação processo}} = \dot{m}_{\text{água ao desaerador}} h_{\text{água ao desaerador}}$$

Balanco de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} b_{\text{condens.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} b_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} b_{\text{recuperação processo}} = \dot{m}_{\text{água ao desaerador}} b_{\text{água ao desaerador}} + \dot{B}_{\text{destruída tan que}}$$

Balanco de Custo:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} b_{\text{condens.}} c_{\text{condens.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} b_{\text{água reposição}} c_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} b_{\text{recuperação processo}} c_{\text{recuperação processo}} =$$

$$\dot{m}_{\text{água ao desaerador}} b_{\text{água ao desaerador}} c_{\text{água ao desaerador}}$$

O custo da água de reposição é igual a 1, pois se trata de um insumo do sistema.

Desaerador

Balanco de massa:

$$\dot{m}_{\text{água tan que}} + \dot{m}_{\text{vapor saturado}} = \dot{m}_{\text{água alimentação}}$$

Balanco de Energia:

$$\dot{m}_{\text{água}} h_{\text{água}} + \dot{m}_{\text{vapor}} h_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{água}} h_{\text{água}}$$

tan que tan que saturado saturado alimentação alimentação

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} + \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} + \dot{B}_{\text{destruída}}$$

tan que tan que saturado saturado alimentação alimentação desaerador

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} c_{\text{água}} + \dot{m}_{\text{vapor}} b_{\text{vapor}} c_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} c_{\text{água}}$$

tan que tan que tan que saturado saturado saturado alimentação alimentação alimentação

Bombas

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}}$$

entrada saída

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{água}} h_{\text{água}} + \dot{W}_{\text{bomba}} = \dot{m}_{\text{água}} h_{\text{água}}$$

entrada entrada saída saída

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} + \dot{W}_{\text{bomba}} = \dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} + \dot{B}_{\text{destruída}}$$

entrada entrada saída saída Bomba

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} c_{\text{água}} + \dot{W}_{\text{bomba}} c_{\text{eletricidade}} = \dot{m}_{\text{água}} b_{\text{água}} c_{\text{água}}$$

entrada entrada entrada saída saída saída

Após da bomba da água de alimentação para a caldeira, tem-se uma bifurcação, que vai para o dessuperaquecedor, portanto o custo em base exergética da água de alimentação é igual ao da água para o dessuperaquecedor. Assim:

$$c_{\text{água}} = c_{\text{água}}$$

alimentação dessuper

Compressor Sistema de Refrigeração

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}_{\text{refrigerante}}$$

entrada saída

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} h_{\text{refrigerante}}^{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m}_{\text{refrigerante}} h_{\text{refrigerante}}^{\text{saída}}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} b_{\text{refrigerante}}^{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m}_{\text{refrigerante}} b_{\text{refrigerante}}^{\text{saída}} + \dot{B}_{\text{destruída compressor}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} b_{\text{refrigerante}}^{\text{entrada}} c_{\text{refrigerante}}^{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{compressor}} c_{\text{ele}} = \dot{m}_{\text{refrigerante}} b_{\text{refrigerante}}^{\text{saída}} c_{\text{refrigerante}}^{\text{saída}}$$

Evaporador

Considerando a água gelada como volume de controle:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{água gelada}}^{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{água gelada}}^{\text{saída}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{água gelada}} h_{\text{água gelada}}^{\text{entrada}} = \dot{Q}_{\text{evaporador}} + \dot{m}_{\text{água gelada}} h_{\text{água gelada}}^{\text{saída}}$$

Para o cálculo do custo em base exergética da água gelada adotou-se o esquema da exergia fornecida:

$$\dot{W}_{\text{compressor}} c_{\text{eletricidade}} = c_{\text{água gelada}} \dot{B}_{\text{fornecida água gelada}}$$

Onde:

$$\dot{B}_{\text{fornecida água gelada}} = \theta_f \dot{Q}_{\text{evaporador}}$$

E

$$\theta_f = 1 - \frac{T_{ML}}{T_0}$$

A. 2. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A VAPOR E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.

Figura A.2 - Diagrama do sistema de trigeriação com turbina a vapor e refrigeração por absorção

As tabelas A.3 e A.4 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trigeriação com turbina a vapor e refrigeração por absorção de efeito simples, segundo a Fig. A.2.

As tabelas A.5 e A.6 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trigeriação com turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito, segundo a Fig. A.2.

Tabela A.3 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com turbina a vapor e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	4,141	450,0	42,00	3328	6,913	1322,0	3,022
2	4,141	445,0	40,74	3319	6,913	1312,0	3,022
3	2,457	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	3,306
4	1,361	45,81	0,10	2333	7,361	192,4	3,306
5	1,361	45,81	0,10	191,8	0,6492	52,76	12,06
6	1,361	45,83	2,00	192,1	0,6495	52,96	12,03
7	2,000	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	3,365
8	0,588	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	3,365
9	1,400	95,0	1,01	398,1	1,25	79,82	3,365
10	0,600	25,0	1,01	104,9	0,367	49,96	1,000
11	0,600	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,009
12	3,684	65,89	2,00	276	0,905	60,81	5,948
13	3,684	65,92	4,00	276,3	0,905	61,02	5,944
14	4,272	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	5,023
15	4,272	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,005
16	0,132	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,005
17	4,141	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,005
18	0,323	99,61	1,00	2617	7,204	523,9	3,306
19	0,323	99,61	1,00	417,5	1,303	83,6	3,306

Tabela A.4 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com turbina a vapor e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	3,298	579,9	92,99	3582	6,886	1584,0	2,638
2	3,298	574,9	90,20	3573	6,888	1574,0	2,638
3	2,296	222,6	5,20	2903	7,141	828,5	2,889
4	0,719	45,81	0,10	2353	7,426	193,8	2,889
5	0,719	45,81	0,10	191,8	0,6492	52,76	10,610
6	0,719	45,83	2,00	192,1	0,6495	52,96	10,580
7	2,000	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,950
8	0,450	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,950
9	1,400	95,00	1,01	398,1	1,250	79,82	2,950
10	0,600	25,00	1,01	104,9	0,367	49,96	1,000
11	0,600	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,008
12	3,002	71,01	2,00	297,4	0,967	63,54	4,254
13	3,002	71,04	4,00	297,7	0,968	63,75	4,254
14	3,452	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	3,988
15	3,452	148,7	92,99	632,2	1,819	144,3	3,982
16	0,154	148,7	92,99	632,2	1,819	144,3	3,982
17	3,298	148,7	92,99	632,2	1,819	144,3	3,982
18	0,283	118,2	1,59	2707	7,230	605,3	2,889
19	0,2833	113,1	1,593	474,8	1,454	95,94	2,889

Tabela A.5 - Valor das propriedades para o sistema de trиграção com turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	4,136	450	42,00	3328	6,913	1322	3,039
2	4,136	445	40,74	3319	6,913	1312	3,039
3	2,458	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	3,327
4	1,492	45,81	0,10	2335	7,367	192,5	3,327
5	1,492	45,81	0,10	191,8	0,6492	52,76	12,14
6	1,492	45,83	2,00	192,1	0,6495	52,96	12,11
7	2,000	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	3,387
8	0,590	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	3,387
9	1,400	95,0	1,01	398,1	1,25	79,82	3,387
10	0,600	25,0	1,01	104,9	0,3672	49,96	1,000
11	0,600	25,01	2,00	105,1	0,3673	50,05	1,010
12	3,678	65,65	2,00	275	0,9016	60,69	6,311
13	3,678	65,68	4,00	275,3	0,9019	60,9	6,305
14	4,268	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	5,184
15	4,268	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,162
16	0,132	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,162
17	4,136	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	5,162
18	0,1862	158,4	3,00	2779	7,121	710,5	3,327
19	0,1862	133,5	3,00	561,4	1,672	117,5	3,327

Tabela A.6 - Valor das propriedades para o sistema de trиграção com turbina a vapor e refrigeração por absorção de duplo efeito. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	3,233	580	120,0	3558	6,747	1601	2,593
2	3,233	575	116,4	3549	6,749	1591	2,593
3	2,34	197,1	5,2	2849	7,028	807,7	2,851
4	0,735	45,81	0,1	2316	7,310	191,4	2,851
5	0,735	45,81	0,1	191,8	0,649	52,76	10,34
6	0,735	45,83	2,0	192,1	0,650	52,96	10,32
7	2,00	156,8	5,0	2760	6,848	772,6	2,891
8	0,438	156,8	5,0	2760	6,848	772,6	2,891
9	1,400	95,0	1,01	398,1	1,250	79,82	2,891
10	0,600	25,0	1,01	104,9	0,367	49,96	1,000
11	0,600	25,01	2,0	105,1	0,367	50,05	1,008
12	2,892	70,16	2,0	293,9	0,957	63,07	4,262
13	2,892	70,2	4,0	294,2	0,957	63,28	4,262
14	3,330	146,8	5,0	618,6	1,809	133,6	3,953
15	3,330	149,3	120	636,4	1,822	147,6	3,943
16	0,098	149,3	120	636,4	1,822	147,6	3,943
17	3,233	149,3	120	636,4	1,822	147,6	3,943
18	0,158	147,7	3,0	2756	7,067	703,6	2,851
19	0,158	133,5	3,0	561,4	1,672	117,5	2,851

Equipamentos como: caldeira, bombas, condensador, dessuperaquecedor e desaerador se modelam de maneira similar à apresentada no item A.1 deste Apêndice. Assim, para o resto dos equipamentos é possível estabelecer os seguintes balanços:

Turbina a vapor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{condens}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{alta}} h_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} h_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} h_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{condens}} h_{\text{vapor}}^{\text{condens}} + \dot{W}_{\text{turbina}}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{alta}} b_{\text{vapor}}^{\text{alta}} = \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} b_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} b_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{condens}} b_{\text{vapor}}^{\text{condens}} + \dot{W}_{\text{turbina}} + \dot{B}_{\text{destruída turbina}}$$

Balanço de Custo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{alta}} b_{\text{vapor}}^{\text{alta}} c_{\text{vapor}}^{\text{alta}} &= \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} b_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} + \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} b_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} c_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} + \\ &\quad \dot{m}_{\text{vapor}}^{\text{condens}} b_{\text{vapor}}^{\text{condens}} c_{\text{vapor}}^{\text{condens}} + \dot{W}_{\text{turbina}} c_{\text{eletricidade}} \end{aligned}$$

As seguintes equações auxiliares foram utilizadas:

$$c_{\text{eletricidade}} = c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}}$$

$$c_{\text{vapor}}^{\text{dessuper}} = c_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}}$$

$$c_{\text{vapor}}^{\text{ciclo abs.}} = c_{\text{vapor}}^{\text{condens}}$$

Tanque de Armazenamento

Além de considerar que o 25% do vapor fornecido ao processo é perdido, e precisa-se de água de reposição, o vapor considerado como fonte de calor no gerador do ciclo de absorção também se recupera como condensado neste tanque. Assim:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} + \dot{m}_{\text{conden. ciclo abs.}} = \dot{m}_{\text{água ao desaerador}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} h_{\text{condens.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} h_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} h_{\text{recuperação processo}} + \dot{m}_{\text{conden. ciclo abs.}} h_{\text{conden. ciclo abs.}} = \dot{m}_{\text{água ao desaerador}} h_{\text{água ao desaerador}}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} b_{\text{condens.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} b_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} b_{\text{recuperação processo}} + \dot{m}_{\text{conden. ciclo abs.}} b_{\text{conden. ciclo abs.}} = \dot{m}_{\text{água ao desaerador}} b_{\text{água ao desaerador}} + \dot{B}_{\text{destruída tan que}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{\text{conden.}} b_{\text{condens.}} c_{\text{condens.}} + \dot{m}_{\text{água reposição}} b_{\text{água reposição}} c_{\text{água reposição}} + \dot{m}_{\text{recuperação processo}} b_{\text{recuperação processo}} c_{\text{recuperação processo}} + \dots = \dot{m}_{\text{conden. ciclo abs.}} b_{\text{conden. ciclo abs.}} c_{\text{conden. ciclo abs.}} + \dot{m}_{\text{água ao desaerador}} b_{\text{água ao desaerador}} c_{\text{água ao desaerador}}$$

O custo da água de reposição é igual a 1, pois se trata de um insumo do sistema.

Evaporador do Ciclo de Absorção (válido para o sistema de simples e de duplo efeito)

Considerando a água gelada como volume de controle:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{\text{água gelada entrada}} = \dot{m}_{\text{água gelada saída}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{\text{água gelada entrada}} h_{\text{água gelada entrada}} = \dot{Q}_{\text{evaporador}} + \dot{m}_{\text{água gelada saída}} h_{\text{água gelada saída}}$$

Para o cálculo do custo em base exergética da água gelada adotou-se o esquema da exergia fornecida:

$$c_{\text{vapor}} \frac{\dot{m}_{\text{vapor}}}{\text{ciclo abs.}} \left(b_{\text{vapor}}^{\text{entrada gerador}} - b_{\text{vapor}}^{\text{saída gerador}} \right) = c_{\text{água}} \frac{\dot{B}_{\text{fornecida}}}{\text{gelada água gelada}}$$

Onde:

$$\frac{\dot{B}_{\text{fornecida}}}{\text{água gelada}} = \theta_f \dot{Q}_{\text{evaporador}}$$

E

$$\theta_f = 1 - \frac{T_{ML}}{T_0}$$

A. 3. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.

Figura A.3 - Diagrama do sistema de trigerção com turbina a gás, caldeira de recuperação e refrigeração por absorção.

As tabelas A.7 e A.8 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de efeito simples, segundo a Fig. A.3.

Tabela A.7 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,10	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	4,248	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
6	1,963	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
7	1,984	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
8	0,301	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
9	1,963	164,2	5,00	2777	6,888	778,0	2,948
10	1,984	164,2	5,00	2777	6,888	778,0	2,948
11	0,301	150,3	1,00	2777	7,616	560,9	4,088
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,948
13	7,177	25,0	1,01	104,9	0,3672	49,96	1,000
14	7,177	25,01	1,50	105,0	0,3673	50,0	1,003
15	1,40	95,0	1,013	398,1	1,25	79,82	2,948
16	0,301	99,61	1,00	417,5	1,303	83,6	4,088
17	8,879	38,6	1,50	161,8	0,5536	51,26	0,952
18	8,879	38,65	5,00	162,3	0,5541	51,62	0,963
19	10,842	150,8	5,00	635,8	1,85	138,6	3,289
20	10,842	150,9	10,00	636,6	1,851	139,3	3,284
21	0,016	150,9	10,00	636,6	1,851	139,3	2,310
22	10,826	150,9	10,00	636,6	1,851	139,3	1,878

Tabela A.8 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,10	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	4,29	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
6	2,03	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
7	2,00	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
8	0,26	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
9	2,03	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,945
10	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,945
11	0,26	139,2	0,400	2760	7,995	430,8	5,282
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,945
13	7,36	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
14	7,36	25,01	1,50	105,0	0,367	50,00	1,003
15	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,945
16	0,26	75,87	0,400	317,7	1,026	66,23	5,282
17	9,02	37,35	1,50	156,6	0,537	51,05	0,914
18	9,02	37,4	5,00	157,1	0,537	51,40	0,925
19	11,05	150,8	5,00	635,8	1,850	138,6	3,298
20	11,05	150,9	6,56	636,0	1,850	138,8	3,297
21	0,01	150,9	6,56	636,0	1,850	138,8	2,576
22	11,04	150,9	6,56	636,0	1,850	138,8	1,882

As tabelas A.9 e A.10 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trigeração com turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito, segundo a Fig. A.3.

Tabela A.9 - Valor das propriedades para o sistema de trиграção com turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,10	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	4,25	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
6	2,08	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
7	1,98	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
8	0,19	179,9	10,00	2777	6,585	868,3	2,641
9	2,08	164,2	5,00	2777	6,888	778,0	2,948
10	1,98	164,2	5,00	2777	6,888	778,0	2,948
11	0,19	157,4	3,00	2777	7,116	709,9	3,231
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,948
13	7,74	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
14	7,74	25,01	1,50	105,0	0,367	50,0	1,003
15	1,40	95,0	1,013	398,1	1,25	79,82	2,948
16	0,19	133,5	3,00	561,4	1,672	117,5	3,231
17	9,33	37,72	1,50	158,1	0,542	51,11	0,842
18	9,33	37,76	5,00	158,6	0,542	51,47	0,854
19	11,40	150,8	5,00	635,8	1,850	138,6	3,273
20	11,40	150,9	10,00	636,6	1,851	139,3	3,269
21	0,016	150,9	10,00	636,6	1,851	139,3	2,310
22	11,39	150,9	10,00	636,6	1,851	139,3	1,878

Tabela A.10 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com turbina a gás e refrigeração por absorção de duplo efeito. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,10	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	4,29	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
6	2,13	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
7	2,00	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
8	0,16	162,3	6,56	2760	6,729	808,2	2,815
9	2,13	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,945
10	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,945
11	0,16	149,6	3,05	2760	7,068	707,1	3,218
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,945
13	7,90	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
14	7,90	25,01	1,50	105,0	0,367	50,0	1,003
15	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,945
16	0,16	134,1	3,05	564,0	1,678	118,2	3,218
17	9,46	37,22	1,50	156,0	0,535	51,02	0,808
18	9,46	37,26	5,00	156,5	0,536	51,38	0,821
19	11,59	150,8	5,00	635,8	1,850	138,6	3,269
20	11,59	150,9	6,56	636,0	1,850	138,8	3,268
21	0,01	150,9	6,56	636,0	1,850	138,8	2,576
22	11,58	150,9	6,56	636,0	1,850	138,8	1,882

Equipamentos como: Desaerador, bombas e dessuperaquecedor se modelam de maneira similar à apresentada no item A.1 deste Apêndice. O evaporador do ciclo de absorção (simples e duplo efeito) se modela de maneira similar à apresentada no item A.2 deste Apêndice. Assim, para o resto dos equipamentos é possível estabelecer os seguintes balanços:

Compressor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{ar, \text{entrada}} = \dot{m}_{ar, \text{saída}}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{ar, \text{entrada}} h_{ar, \text{entrada}} + \dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m}_{ar, \text{saída}} h_{ar, \text{saída}}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{ar} b_{ar} + \dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{ar} b_{ar} + \dot{B}_{destruída\ compressor}$$

entrada entrada saída saída

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{ar} b_{ar} c_{ar} + \dot{W}_{compressor} c_{eletricidade} = \dot{m}_{ar} b_{ar} c_{ar}$$

entrada entrada entrada saída saída saída

Considera-se custo zero para o ar de entrada no compressor:

$$c_{ar\ entrada} = 0$$

Câmara de Combustão

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{gases}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{ar} h_{ar} + \dot{m}_{comb} h_{comb} = \dot{m}_{gases} h_{gases}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{ar} b_{ar} + \dot{m}_{comb} b_{comb} = \dot{m}_{gases} b_{gases} + \dot{B}_{destruída\ combustor}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{ar} b_{ar} c_{ar} + \dot{m}_{comb} b_{comb} c_{comb} = \dot{m}_{gases} b_{gases} c_{gases}$$

Para o combustível que é o insumo do sistema, é atribuído custo em base exergética igual a 1 kJ/kJ.

$$c_{comb} = 1$$

Turbina a Gás ou Expansor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{gases\ combustão} = \dot{m}_{gases\ exaustão}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{gases_{combustão}} h_{gases_{combustão}} = \dot{m}_{gases_{exaustão}} h_{gases_{exaustão}} + \dot{W}_{turbina}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{gases_{combustão}} b_{gases_{combustão}} = \dot{m}_{gases_{exaustão}} b_{gases_{exaustão}} + \dot{W}_{turbina} + \dot{B}_{destruída_{turbina}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{gases_{combustão}} b_{gases_{combustão}} c_{gases_{combustão}} = \dot{m}_{gases_{exaustão}} b_{gases_{exaustão}} c_{gases_{exaustão}} + \dot{W}_{turbina} c_{eletricidade}$$

A turbina apresenta dois produtos, potência gerada e gases de exaustão. Assim, a seguinte equação auxiliar foi utilizada:

$$c_{eletricidade} = c_{gases_{exaustão}}$$

Caldeira de Recuperação

Para este sistema de trigeração, a caldeira de recuperação foi simulada para produzir vapor saturado.

A Fig. A.4 mostra o diagrama esquemático de uma caldeira de recuperação, enquanto a Fig. A.5 apresenta o diagrama Temperatura vs. ΔH , para facilitar a apresentação das equações de balanço.

Figura A.4 – Diagrama esquemático da caldeira de recuperação.

Figura A.5 – Diagrama T vs. ΔH para a caldeira de recuperação

As grandezas características de uma caldeira de recuperação são:

- *Approach Point*: diferença entre a temperatura da água na saída do economizador e a temperatura de saturação do balão de vapor ($T_6 - T_5$);
- *Pinch Point*: diferença entre a temperatura de saturação do balão de vapor e os gases de aquecimento na saída do evaporador ($T_2 - T_6$).

Dados esses valores, as condições de entrada dos gases de exaustão da turbina a gás (ponto 1), a temperatura da água de alimentação (ponto 4) e as condições de geração de vapor na caldeira (pressão de saturação) (ponto 8) é possível definir os estados termodinâmicos dos

pontos: 1, 3, 5, 6, 7, 8. Os balanços de massa e energia definem, portanto, os estados 2, 3, além da quantidade de vapor a ser produzida a partir da vazão dos gases da turbina.

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_1 b_1 + \dot{m}_4 b_4 = \dot{m}_3 b_3 + \dot{m}_8 b_8 + \dot{B}_{\text{destruída}}^{\text{caldeira}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_1 b_1 c_1 + \dot{m}_4 b_4 c_4 = \dot{m}_3 b_3 c_3 + \dot{m}_8 b_8 c_8$$

Considera-se custo zero para os gases de exaustão da caldeira de recuperação:

$$c_3 = 0$$

A. 4. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO COMBINADO E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.

Figura A.6 - Diagrama do sistema de trigeriação com ciclo combinado e refrigeração por absorção

As tabelas A.11 e A.12 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trigeriação com ciclo combinado e refrigeração por absorção de efeito simples, segundo a Fig. A.6.

Tabela A.11 - Valor das propriedades para o sistema de trиграção com ciclo combinado e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915	1,664
4	18,80	606,6	1,10	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	3,19	450,0	42,00	3328	6,913	1322	2,183
6	3,19	445,0	40,74	3319	6,913	1312	2,183
7	2,29	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	2,359
8	0,32	99,61	1,00	2626	7,228	525,7	2,359
9	0,58	60,06	0,20	2431	7,374	287,2	2,359
10	0,58	60,06	0,20	251,4	0,832	57,87	11,707
11	0,58	60,08	2,00	251,7	0,832	58,06	11,677
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,399
13	0,42	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,399
14	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,399
15	0,60	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
16	0,60	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,005
17	0,32	99,61	1,00	417,5	1,303	83,6	2,359
18	2,90	74,12	2,00	310,5	1,005	65,33	3,817
19	2,90	74,15	4,00	310,8	1,005	65,55	3,813
20	3,32	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	3,379
21	3,32	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,349
22	0,12	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,349
23	3,19	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,349

Tabela A.12 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com ciclo combinado e refrigeração por absorção de efeito simples para indústria de laticínios. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915	1,664
4	18,80	606,6	1,10	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	2,75	579,9	120,0	3558	6,747	1601	1,989
6	2,75	574,9	116,4	3549	6,749	1591	1,989
7	2,26	197,0	5,20	2848	7,028	807,6	2,170
8	0,16	146,5	2,90	2754	7,078	698,7	2,170
9	0,33	60,06	0,20	2417	7,331	285,7	2,170
10	0,33	60,06	0,20	251,4	0,832	57,87	10,712
11	0,33	60,08	2,00	251,7	0,832	58,06	10,686
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,199
13	0,35	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,199
14	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,199
15	0,60	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
16	0,60	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,005
17	0,16	132,4	2,90	556,7	1,660	116,3	2,170
18	2,49	75,93	2,00	318,1	1,027	66,42	2,973
19	2,49	75,97	4,00	318,4	1,027	66,64	2,972
20	2,84	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	2,864
21	2,84	149,3	120,0	636,4	1,822	147,6	2,823
22	0,09	149,3	120,0	636,4	1,822	147,6	2,823
23	2,75	149,3	120,0	636,4	1,822	147,6	2,823

As tabelas A.13 e A.14 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trigeriação com ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito, segundo a Fig. A.6.

Tabela A.13 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,099	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	3,19	450,0	42,00	3328	6,913	1322	2,183
6	3,19	445,0	40,74	3319	6,913	1312	2,183
7	2,29	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	2,361
8	0,19	160,0	3,00	2783	7,129	711,5	2,361
9	0,71	60,06	0,20	2436	7,389	287,7	2,361
10	0,71	60,06	0,20	251,4	0,832	57,87	11,738
11	0,71	60,08	2,00	251,7	0,832	58,06	11,708
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,4025
13	0,42	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,4025
14	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,4025
15	0,60	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
16	0,60	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,005
17	0,19	133,5	3,00	561,4	1,672	117,5	2,361
18	2,90	74,46	2,00	311,9	1,009	65,53	4,240
19	2,90	74,49	4,00	312,2	1,009	65,75	4,235
20	3,32	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	3,562
21	3,32	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,526
22	0,12	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,526
23	3,19	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,526

Tabela A.14 - Valor das propriedades para o sistema de trigeração com ciclo combinado e refrigeração por absorção de duplo efeito para indústria de laticínios. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,099	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	3,19	450,0	42,00	3328	6,913	1322	2,183
6	3,19	445,0	40,74	3319	6,913	1312	2,183
7	2,29	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	2,361
8	0,19	160,0	3,00	2783	7,129	711,5	2,361
9	0,71	60,06	0,20	2436	7,389	287,7	2,361
10	0,71	60,06	0,20	251,4	0,832	57,87	11,738
11	0,71	60,08	2,00	251,7	0,832	58,06	11,708
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,403
13	0,42	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,403
14	1,40	95,0	1,013	398,1	1,25	79,82	2,403
15	0,60	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
16	0,60	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,005
17	0,19	133,5	3,00	561,4	1,672	117,5	2,361
18	2,90	74,46	2,00	311,9	1,009	65,53	4,240
19	2,90	74,49	4,00	312,2	1,009	65,75	4,235
20	3,32	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	3,562
21	3,32	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,526
22	0,12	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,526
23	3,19	147,6	42,00	624,3	1,814	138,1	3,526

Equipamentos como: Desaerador, bombas e dessuperaquecedor se modelam de maneira similar à apresentada no item A.1. A turbina a vapor, o condensador do ciclo Rankine, tanque de armazenamento e o evaporador do ciclo de absorção (simples e duplo efeito) se modelam de maneira similar à apresentada no item A.2. O conjunto da Turbina a Gás (Compressor, combustor e expensor) se modela de maneira similar à apresentada no item A.3 deste Apêndice. Assim, para o resto dos equipamentos é possível estabelecer os seguintes balanços:

Caldeira de Recuperação

Para este sistema de trigeração, a caldeira de recuperação foi simulada para produzir vapor superaquecido.

A Fig. A.7 mostra o diagrama esquemático de caldeira de recuperação, enquanto a Fig. A.8 apresenta o diagrama Temperatura vs. ΔH , para facilitar a apresentação das equações de balanço.

Figura A.7 – Diagrama esquemático da caldeira de recuperação do ciclo combinado.

Figura A.8 – Diagrama T vs. ΔH para a caldeira de recuperação do ciclo combinado.

As grandezas características nesta caldeira de recuperação são:

- *Approach Point*: diferença entre a temperatura da água na saída do pré-aquecedor e a temperatura de saturação do balão de vapor ($T_7 - T_6$);
- *Pinch Point*: diferença entre a temperatura de saturação do balão de vapor e os gases de aquecimento na saída do evaporador ($T_3 - T_7$).

Dados esses valores, as condições de entrada dos gases de exaustão da turbina a gás (ponto 1), a temperatura da água de alimentação (ponto 5) e as condições de geração de vapor na caldeira (pressão e temperatura) (ponto 10) é possível definir os estados termodinâmicos dos pontos: 1, 3, 5, 6, 7, 8, 9 e 10. Os balanços de massa e energia definem, portanto, os estados 2, 4, além da quantidade de vapor a ser produzida a partir da vazão dos gases da turbina.

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_1 b_1 + \dot{m}_5 b_5 = \dot{m}_4 b_4 + \dot{m}_{10} b_{10} + \dot{B}_{\text{destruída}}^{\text{caldeira}}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_1 b_1 c_1 + \dot{m}_5 b_5 c_5 = \dot{m}_4 b_4 c_4 + \dot{m}_{10} b_{10} c_{10}$$

Considera-se custo zero para os gases de exaustão da caldeira de recuperação:

$$c_4 = 0$$

A. 5. SISTEMA DE TRIGERAÇÃO COM CICLO TETRA-COMBINADO

Figura A.9 - Sistema Tetra-combinado de Trituração

As tabelas A.15 e A.16 apresentam os valores das propriedades termodinâmicas, vazões e custos em base exergética dos diferentes fluxos para o sistema de trituração com ciclo tetra-combinado, segundo a Fig. A.9.

Tabela A.15 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com ciclo tetra-combinado para indústria de laticínios. Caso base.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,099	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	3,19	450,0	42,00	3328	6,913	1322	2,183
6	3,16	445,0	40,74	3319	6,913	1312	2,183
7	2,30	209,1	5,20	2874	7,082	817,3	2,360
8	0,30	99,61	1,00	2626	7,228	525,7	2,360
9	0,55	53,97	0,15	2400	7,401	247,9	2,360
10	0,55	53,97	0,15	225,9	0,755	55,4	10,563
11	0,55	54,0	2,00	226,2	0,755	55,59	10,536
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,399
13	0,43	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,399
14	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,399
15	0,60	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
16	0,60	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,005
17	0,30	99,61	1,00	417,5	1,303	83,60	2,360
18	2,89	72,12	2,00	302,1	0,981	64,17	3,535
19	2,89	72,15	4,00	302,4	0,981	64,38	3,532
20	3,32	146,8	5,00	618,6	1,809	133,60	3,268
21	3,32	147,6	42,00	624,3	1,814	138,10	3,242
22	0,12	147,6	42,00	624,3	1,814	138,10	3,242
23	3,19	147,6	42,00	624,3	1,814	138,10	3,242
24	0,04	445,0	40,74	3319	6,913	1312,0	2,183
25	0,04	12,65	1,00	53,15	0,190	50,96	2,183
26	0,04	12,68	2,00	53,43	0,191	51,15	2,185

Tabela A.16 - Valor das propriedades para o sistema de trigeriação com ciclo tetra-combinado para indústria de laticínios. Caso otimizado.

Ponto	$m[\text{kg/s}]$	$T[^\circ\text{C}]$	$p[\text{bar}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kg K}]$	$b[\text{kJ/kg}]$	$c[\text{kJ/kJ}]$
1	18,45	25,0	1,013	-191,1	6,941	0,00	0,00
2	18,45	368,6	10,64	166,7	7,055	318,7	1,948
3	18,80	1084	10,32	81,67	8,107	915,0	1,664
4	18,80	606,6	1,099	-505,6	8,232	290,5	1,735
5	2,75	580,0	96,58	3580	6,866	1587	2,015
6	2,71	575,0	93,68	3570	6,868	1577	2,015
7	2,22	218,9	5,20	2895	7,125	825,4	2,188
8	0,27	118,1	1,587	2706	7,232	604,8	2,188
9	0,22	53,97	0,15	2417	7,453	249,4	2,188
10	0,22	53,97	0,15	225,9	0,755	55,4	9,850
11	0,22	54,00	2,00	226,2	0,755	55,59	9,825
12	2,00	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,228
13	0,36	156,8	5,00	2760	6,848	772,6	2,228
14	1,40	95,0	1,013	398,1	1,250	79,82	2,228
15	0,60	25,0	1,013	104,9	0,367	49,96	1,000
16	0,60	25,01	2,00	105,1	0,367	50,05	1,005
17	0,27	113,1	1,59	474,3	1,452	95,82	2,188
18	2,53	75,59	2,00	316,6	1,023	66,22	2,575
19	2,53	75,62	4,00	316,9	1,023	66,43	2,575
20	2,89	146,8	5,00	618,6	1,809	133,6	2,713
21	2,89	148,8	96,58	632,8	1,820	144,8	2,691
22	0,14	148,8	96,58	632,8	1,820	144,8	2,691
23	2,75	148,8	96,58	632,8	1,820	144,8	2,691
24	0,04	575,0	93,68	3570	6,868	1577	2,015
25	0,04	14,27	1,00	59,92	0,214	50,68	2,015
26	0,04	14,29	2,00	60,2	0,214	50,88	2,018

Equipamentos como: Desaerador, bombas e dessuperaquecedor se modelam de maneira similar à apresentada no item A.1. O condensador do ciclo Rankine, o evaporador do ciclo de absorção/ejeto compressão, se modelam de maneira similar à apresentada no item A.2. O conjunto da Turbina a Gás (Compressor, combustor e expensor) se modela de maneira similar à apresentada no item A.3 e, a caldeira de recuperação se modela de maneira similar à apresentada no item A.4 deste Apêndice. Assim, para o resto dos equipamentos é possível estabelecer os seguintes balanços:

Na saída da caldeira de recuperação

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{caldeira} = \dot{m}_{vapor\ alta} + \dot{m}_{ejetores}$$

Turbina a vapor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{vapor\ alta} = \dot{m}_{vapor\ dessuper} + \dot{m}_{vapor\ ciclo\ abs.} + \dot{m}_{vapor\ condens}$$

Balanço de Energia:

$$\dot{m}_{vapor\ alta} h_{vapor\ alta} = \dot{m}_{vapor\ dessuper} h_{vapor\ dessuper} + \dot{m}_{vapor\ ciclo\ abs.} h_{vapor\ ciclo\ abs.} + \dot{m}_{vapor\ condens} h_{vapor\ condens} + \dot{W}_{turbina}$$

Balanço de Exergia:

$$\dot{m}_{vapor\ alta} b_{vapor\ alta} = \dot{m}_{vapor\ dessuper} b_{vapor\ dessuper} + \dot{m}_{vapor\ ciclo\ abs.} b_{vapor\ ciclo\ abs.} + \dot{m}_{vapor\ condens} b_{vapor\ condens} + \dots$$

$$\dot{W}_{turbina} + \dot{B}_{destruída\ turbina}$$

Balanço de Custo:

$$\dot{m}_{vapor\ alta} b_{vapor\ alta} c_{vapor\ alta} = \dot{m}_{vapor\ dessuper} b_{vapor\ dessuper} c_{vapor\ dessuper} + \dot{m}_{vapor\ ciclo\ abs.} b_{vapor\ ciclo\ abs.} c_{vapor\ ciclo\ abs.} + \dots$$

$$\dot{m}_{vapor\ condens} b_{vapor\ condens} c_{vapor\ condens} + \dot{W}_{turbina} c_{eletricidade}$$

As seguintes equações auxiliares foram utilizadas:

$$c_{eletricidade} = c_{vapor\ dessuper}$$

$$c_{vapor\ dessuper} = c_{vapor\ ciclo\ abs.}$$

$$c_{vapor\ ciclo\ abs.} = c_{vapor\ condens}$$

Tanque de Armazenamento

Além de considerar que o 25% do vapor fornecido ao processo é perdido e porém precisa-se de água de reposição, se considera que o vapor como fonte de calor no gerador do ciclo de absorção e o vapor que vai para os ejtores, também se recupera como condensado neste tanque. Assim:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{conden.} + \dot{m}_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} + \dot{m}_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} + \dot{m}_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} + \dot{m}_{ejetores} = \dot{m}_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}}$$

Balanço de Energia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{conden.} h_{condens.} + \dot{m}_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} h_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} + \dot{m}_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} h_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} + \dot{m}_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} h_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} + \dots \\ \dot{m}_{ejetores} h_{ejetores} = \dot{m}_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} h_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} \end{aligned}$$

Balanço de Exergia:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{conden.} b_{condens.} + \dot{m}_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} b_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} + \dot{m}_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} b_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} + \dot{m}_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} b_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} + \dots \\ \dot{m}_{ejetores} h_{ejetores} = \dot{m}_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} b_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} + \dot{B}_{\substack{\text{destruída} \\ \text{tan que}}} \end{aligned}$$

Balanço de Custo:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{conden.} b_{condens.} c_{condens.} + \dot{m}_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} b_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} c_{\substack{\text{água} \\ \text{reposição}}} + \dot{m}_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} b_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} c_{\substack{\text{recuperação} \\ \text{processo}}} + \dots \\ \dot{m}_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} b_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} c_{\substack{\text{conden.} \\ \text{ciclo abs.}}} + \dot{m}_{ejetores} b_{ejetores} c_{ejetores} = \dot{m}_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} b_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} c_{\substack{\text{água ao} \\ \text{desaerador}}} \end{aligned}$$

O custo da água de reposição é igual a 1, pois se trata de um insumo do sistema.

Ejetores

Para o balanço de energia nos ejtores, as seguintes hipóteses foram consideradas:

- Fluxo adiabático.
- A energia cinética nos diferentes pontos do ejtor é desprezível.
- O fluxo é unidimensional.
- Condição em regime permanente.
- O estado termodinâmico do vapor aspirado não muda quando vai do ponto de entrada no ejtor até o ponto de mistura com o fluido a alta pressão.
- A pressão de vapor na região de mistura é constante.

Assim, segundo com as hipóteses assumidas acima, e aplicando o balanço de energia, o fluxo de vapor de alta pressão que entra ao ejtor, pode-se escrever como:

$$\dot{m}_{\text{vapor alta}} = \dot{m}_{\text{vapor baixa}} \left(\frac{h_{\text{vapor alta}} - h_{\text{saída ejeter}}}{h_{\text{saída ejeter}} - h_{\text{vapor baixa}}} \right)$$

A energia e exergia consumida pelo ejeter podem ser calculadas segundo a condição de operação. Assim, considerando o vapor de saída de cada etapa, que não é usado pelo sistema de absorção, pode ser usado por outro processo, as expressões para a energia e exergia específica são, respectivamente (OLIVEIRA JR, 1991):

$$e_{\text{ejetores}} = \sum_{i=1}^k [\alpha_i (h_{\text{vapor alta}} - h_{\text{saída ejeter}(i)})]$$

$$b_{\text{ejetores}} = \sum_{i=1}^k [\alpha_i (h_{\text{vapor alta}} - h_{\text{saída ejeter}(i)}) - T_0 (s_{\text{vapor alta}} - s_{\text{saída ejeter}(i)})]$$

Onde k é o número de ejetores e α_i é definido como:

$$\alpha_i = \frac{\dot{m}_{\text{vapor alta}}}{\dot{m}_{\text{vapor baixa}}}$$

APÊNDICE B – ALGORITMOS GENÉTICOS

De acordo com a teoria de C. Darwin, o princípio de seleção privilegia os indivíduos mais aptos com maior longevidade e, portanto, com maior probabilidade de reprodução. Indivíduos com mais descendentes têm mais chance de perpetuarem seus códigos genéticos nas próximas gerações. Tais códigos genéticos constituem a identidade de cada indivíduo e estão representados nos cromossomas. Estes princípios são imitados na construção de algoritmos computacionais que buscam uma melhor solução para um determinado problema, através da evolução de populações de soluções codificadas através de cromossomas artificiais (PACHECO, 1999).

A figura B.1 ilustra a analogia entre a Evolução Natural e os Algoritmos Genéticos (SILVA, 2008).

Analogia com a Natureza	
Evolução Natural	↔ Algoritmos Genéticos
Indivíduo	Solução
Cromossoma	Representação
Reprodução sexual	Operador Cruzamento
Mutação	Operador Mutação
População	Conjunto de soluções
Gerações	Ciclos
Meio Ambiente	Problema

Figura B.1 - Analogia entre a Evolução Natural e os Algoritmos Genéticos (SILVA, 2008)

A idéia básica dos algoritmos genéticos é explorar uma população inicial de indivíduos para, baseado no princípio de sobrevivência do mais apto, selecionar as melhores soluções e evoluí-las pela aplicação de operações genéticas, tais como cruzamento e mutação.

Algoritmos genéticos diferem dos algoritmos tradicionais de otimização em basicamente quatro aspectos (GOLDBERG, 1989):

- i) Se baseiam em uma codificação do conjunto das soluções possíveis, e não nos parâmetros da otimização em si;
- ii) Os resultados são apresentados como uma população de soluções e não como uma solução única;

- iii) Não necessitam de nenhum conhecimento derivado do problema, apenas de uma forma de avaliação do resultado;
- iv) Usam transições probabilísticas e não regras determinísticas.

B.1 DEFINIÇÕES BÁSICAS

A seguir são apresentadas algumas definições básicas de termos que são comumente empregados nos algoritmos genéticos:

Cromossomo: cadeia de valores representando as variáveis de projeto e, portanto, uma solução do problema. No cromossomo está descrito todo o espaço de busca do problema. Ocasionalmente o cromossomo é chamado *indivíduo*;

Gene: é a unidade básica do cromossomo e, portanto descreve certa variável do problema, isto é, representa e controla certa característica do problema;

População: conjunto de cromossomos de tamanho finito;

Gerações: número total de iterações a serem executadas;

Operadores Genéticos: São os fatores responsáveis pela evolução dos indivíduos, com a criação de novos indivíduos, descendentes dos anteriores, para a busca do melhor ao final do processo evolutivo. O operador de cruzamento recombina dois indivíduos, chamados de pais, selecionados aleatoriamente entre aqueles que passaram pelo filtro de seleção. A decisão se dois indivíduos vão ser pais ou não depende da probabilidade de cruzamento. Quanto maior probabilidade de cruzamento mais casais serão recombinados para produzir novos indivíduos (filhos) em busca de melhores soluções.

A figura B.2 ilustra o processo de cruzamento (*crossover*) entre indivíduos com representação binária.

Figura B.2 – Representação ilustrativa da aplicação do operador de cruzamento (*crossover*) (adaptado de SILVA, 2008).

A mutação muda de forma aleatória genes da população que sobreviveu à seleção e também de cromossomos que sofreram cruzamento. A mutação é feita usando um parâmetro chamado de Probabilidade de Mutação. Um número aleatório no domínio $[0,1]$ é produzido. Se ele for menor ou igual à probabilidade de mutação, um gene será substituído por um número aleatório no domínio do gene. Este processo deve ser feito para cada gene. O objetivo da mutação é aumentar a diversidade na população, isto é, tem como objetivo permitir maior variabilidade genética na população, impedindo que a busca fique estagnada em um mínimo local (GOLDBERG, 1989).

A figura B.3 ilustra o processo de mutação entre indivíduos com representação binária.

Figura B.3 – Representação ilustrativa da aplicação do operador de mutação (adaptado de SILVA, 2008).

Função Aptidão: A função aptidão é uma métrica criada para avaliar a performance de cada indivíduo da população. Um problema com uma função objetivo se associa a aptidão de uma solução ao valor da função objetivo.

As operações básicas de um algoritmo genético e sua sequência lógica de processamento são mostradas na Fig. B.4 (BURGOS; 2008).

Figura B.4 – Seqüência lógica de processamento em um Algoritmo Genético (BURGOS; 2008).

Os algoritmos genéticos são implementados em uma simulação de computador em que uma população de representações abstratas de solução é selecionada em busca de soluções melhores. A evolução geralmente se inicia a partir de um conjunto de soluções criado aleatoriamente e é realizada através de gerações. A cada geração, a adaptação das soluções na população é avaliada, então alguns indivíduos são selecionados para a próxima geração, e são cruzados (*crossover*) e/ou modificados (mutação), formando assim uma nova população. A nova população é utilizada como entrada para a próxima iteração do algoritmo.

O indivíduo é meramente um portador do seu código genético. O código genético é uma representação do espaço de busca do problema a ser resolvido.

Em um algoritmo genético deve-se obter um balanço entre exploração e prospecção. A exploração refere-se a buscar pontos inteiramente novos no espaço viável, enquanto a prospecção refere-se a utilizar informação de pontos anteriormente visitados a fim de encontrar melhores pontos, isto é, o algoritmo deveria explorar os melhores indivíduos para chegar a uma solução ótima. Os AGs combinam prospecção e exploração simultaneamente com as operações de “seleção” e “cruzamento e mutação”, respectivamente.

Geralmente, como critérios de parada de um algoritmo genético são usados o numero de gerações e o numero total de indivíduos (tamanho da população vezes o número de gerações).

B.2 DESEMPENHO DE UM ALGORITMO GENÉTICO

O desempenho de um algoritmo genético é medido pelo grau de evolução alcançado durante todo o processo evolucionário (experimento). Devido à natureza estocástica dos Algoritmos Genéticos é necessário se avaliar o resultado médio de vários experimentos de um AG, para se ter uma idéia de seu desempenho (PACHECO, 1999).

As principais medidas de desempenho são:

1. Curva da média dos melhores cromossomas a cada ciclo em vários experimentos.
2. Curva on-line da média da avaliação de todos os indivíduos até um determinado instante t em um experimento.
3. Curva off-line da média da avaliação do melhores indivíduos até um instante t em um experimento.

A curva média dos melhores indivíduos em vários experimentos apresenta o desempenho médio de um GA e serve para ajuste de parâmetros.

A curva on-line mede a velocidade com que o AG consegue produzir boas soluções para o consumo "on-line" das soluções.

A curva off-line mede o grau de convergência do AG na criação de soluções mais aptas, geradas off-line em relação ao problema.

B.3. ALGUMAS VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS ALGORITMOS GENÉTICOS

Os Algoritmos Genéticos não são necessariamente mais precisos que outros métodos. É importante conhecer suas vantagens e limitações, além do seu desempenho quando comparado a outros métodos para fundamentar a sua utilização (BURGOS; 2008).

Vantagens

- Não são necessários conhecimentos específicos do problema a ser resolvido. Por este motivo, diz-se que os Algoritmos Genéticos são cegos;
- São capazes de otimizar funções descontínuas e fortemente não lineares em grandes espaços de busca, complexos e pouco entendidos;
- São aplicáveis a uma grande variedade de problemas apresentando um bom desempenho;
- Apresentam convergência pouco sensível à população inicial;
- São globalmente convergentes, isto é, resistentes a se prenderem a ótimos locais;
- São robustos, apresentando balanço eficiente entre exploração do espaço de busca e prospecção das melhores soluções para direcionar o processo na obtenção do ótimo;
- São de fácil implementação e proporcionam maior flexibilidade no tratamento do problema.

Desvantagens

- São necessárias muitas avaliações da função aptidão o que pode exigir grande esforço computacional;
- Se não são considerados operadores adicionais, é possível ocorrer uma convergência prematura, devido ao excessivo número de filhos de um mesmo indivíduo (super indivíduo), trazendo uma perda de diversidade.

- Algumas vezes é necessária a utilização de algoritmos híbridos, utilizando outras técnicas de busca locais para chegar a respostas mais exatas.