



Victor Hugo Martins Matos Silva

**Análise Termodinâmica e Ambiental de
Sistemas de Trigeração em função de
sua Arquitetura e das Demandas
Energéticas**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do grau de Mestre pelo Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da
PUC-Rio.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro
Maio de 2017



Victor Hugo Martins Matos Silva

**Análise Termodinâmica e Ambiental de
Sistemas de Trigeração em função de
sua Arquitetura e das Demandas
Energéticas**

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.
Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo
assinada.

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Sergio Leal Braga

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Dr. Carlos Eduardo Reuther de Siqueira

Petrobras

Prof. Márcio da Silveira Carvalho

Coordenador Setorial do Centro

Técnico Científico – PUC-Rio

Rio de Janeiro, 04 de maio de 2017

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Victor Hugo Martins Matos Silva

Graduou-se em Engenharia Mecânica pela PUC-Rio (Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro) em 2013. Atualmente, tem participado de atividades de pesquisa e desenvolvimento na área de refrigeração na PUC-Rio.

Ficha Catalográfica

Silva, Victor Hugo Martins Matos

Análise termodinâmica e ambiental de sistemas de trigeração em função de sua arquitetura e das demandas energéticas / Victor Hugo Martins Matos Silva; orientador: José Alberto dos Reis Parise. – 2017.

124 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) –Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2017.

Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Trigeração. 3. CCHP. 4. Poligeração. 5. Cogeração. 6. Tri-geração. I. Parise, José Alberto dos Reis. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

Agradecimentos

Ao meu orientador Professor José Alberto dos Reis Parise pelo incentivo, ajuda, paciência e apoio para a realização deste trabalho.

À CAPES e à PUC-Rio pelos auxílios concedidos.

À minha família por toda ajuda, apoio e compreensão a todo momento.

Aos professores que participaram da Comissão examinadora.

Resumo

Silva, Victor Hugo Martins Matos; Parise, José Alberto dos Reis. **Análise Termodinâmica e Ambiental de Sistemas de Trigeração em função de sua Arquitetura e das Demandas Energéticas**. Rio de Janeiro, 2017. 124p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

O presente trabalho tem por objetivo analisar e comparar sistemas de trigeração (produção simultânea de eletricidade, aquecimento e refrigeração) de diferentes arquiteturas com base nas eficiências energética e exergética e nas emissões de CO₂. Sistemas de trigeração são considerados mais eficientes na conversão de energia, se comparados a sistemas convencionais, devido ao reaproveitamento do calor de rejeito do motor térmico para outros fins (aquecimento, acionamento de “chiller”, ou geração de eletricidade). Quatro configurações (com “chiller” de compressão de vapor, com “chiller” de absorção, com a combinação dos ciclos anteriores, e combinado com um ciclo Rankine orgânico) foram estudadas a partir de modelos matemáticos resultantes dos balanços de energia e de exergia, e do cálculo de emissão de CO₂ considerando as demandas energéticas (eletricidade, aquecimento e refrigeração) como independentes do desempenho do sistema. Todas as arquiteturas de trigeração aqui analisadas apresentaram um “ponto ótimo” de operação, onde o calor de rejeito recuperado para aquecimento se iguala à respectiva demanda. Neste ponto, o fator de utilização de energia (indicador de desempenho pela 1ª Lei) e a eficiência exergética são máximos, e a emissão de CO₂, mínima. A solução das equações resultantes mostrou também que a melhor arquitetura, do ponto de vista energético, exergético ou ambiental, dependerá da combinação das demandas energéticas.

Palavras-chave

Trigeração; CCHP; Poligeração; Cogeração; Tri-geração.

Abstract

Silva, Victor Hugo Martins Matos; Parise, José Alberto dos Reis (Advisor). **Thermodynamic and environmental analysis of trigeneration systems based on system structure and energy loads.** Rio de Janeiro, 2017. 124p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The present work aims at analyzing and comparing trigeneration systems (for the simultaneous production of electricity, heating and refrigeration) of different architectures based on energetic and exergetic efficiencies and on CO₂ emissions. Trigeneration systems are regarded as more efficient in energy conversion, if compared to conventional systems, due to the recovery of waste heat from the heat engine. The waste heat is used for different purposes, including heating, chiller driving or electricity generation. Four trigeneration configurations (with vapor compression chiller, absorption chiller, with a combination of the two previous cycles, or combined with an organic Rankine cycle) were studied. Mathematical models resulting from the energy and exergy balances and from the calculation of CO₂ emissions were developed taking into account that the three energy demands (electricity, heating and refrigeration) are independent from the trigeneration system performance. Solution of the resulting equations indicated an optimal point of operation, for all trigeneration architectures under study, where the waste heat recovered for heating equals the heating demand. At this point, the energy utilization factor (first Law indicator) and the exergy efficiency reach their maximum value, and the CO₂ emissions, its lowest. Another important finding is that the configuration with best performance, from the energetic, exergetic, or environmental point of view, will depend on how the energy demands relate to each other.

Keywords

Trigeneration; CCHP; Polygeneration; Tri-generation.

Sumário

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | Introdução | 15 |
| 1.1. | Objetivo | 15 |
| 1.2. | Trigeração | 15 |
| 1.3. | Motivação | 16 |
| 1.4. | Relevância | 17 |
| 1.5. | Organização | 18 |
| 2 | Revisão Bibliográfica | 19 |
| 3 | Sistemas de trigeração | 31 |
| 3.1. | Sistema convencional (Sem trigeração) | 31 |
| 3.2. | Trigeração com Compressão de Vapor | 32 |
| 3.3. | Trigeração com Absorção | 33 |
| 3.4. | Trigeração com combinação Absorção/Compressão de Vapor | 34 |
| 3.5. | Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico | 35 |
| 4 | Modelo Matemático | 37 |
| 4.1 | Análise energética (1ª Lei da Termodinâmica) | 37 |
| 4.1.1 | Sistema convencional (Sem trigeração) | 39 |
| 4.1.2 | Trigeração com Compressão de Vapor | 42 |
| 4.1.3 | Trigeração com Absorção | 48 |
| 4.1.4 | Trigeração com combinação Absorção/Compressão de Vapor | 57 |
| 4.1.5 | Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico (ORC) | 64 |
| 4.2 | Análise de impacto ambiental | 68 |
| 4.2.1 | Sistema convencional (Sem trigeração) | 69 |
| 4.2.2 | Trigeração com “chiller” de compressão de vapor | 70 |
| 4.2.3 | Trigeração com “chiller” de absorção | 72 |
| 4.2.4 | Trigeração com combinação de “chillers” | 75 |
| 4.2.5 | Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico | 78 |
| 4.3 | Análise exérgica (2ª Lei da Termodinâmica) | 80 |
| 4.3.1 | Trigeração com “chiller” de compressão de vapor | 83 |
| 4.3.2 | Trigeração com “chiller” de absorção | 85 |
| 4.3.3 | Trigeração com combinação de “chillers” | 88 |
| 4.3.4 | Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico | 90 |

| | | |
|---|---|-----|
| 5 | Validação dos modelos | 93 |
| 6 | Resultados | 99 |
| 7 | Conclusões e sugestões para trabalhos futuros | 117 |
| 8 | Referências bibliográficas | 119 |

Lista de figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Representação de um sistema convencional sem recuperação de calor | 32 |
| Figura 2 - Representação do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor | 33 |
| Figura 3 - Representação do sistema de trigeriação com "chiller" de absorção | 34 |
| Figura 4 - Representação do sistema de trigeriação com combinação de "chillers" (híbrido) | 35 |
| Figura 5 - Representação de um sistema de trigeriação combinado com ciclo Rankine orgânico | 36 |
| Figura 6 – Volume de controle compreendendo a caldeira do sistema convencional com fluxo energético do combustível e demanda de aquecimento | 39 |
| Figura 7 - Volume de controle compreendendo o motor térmico do sistema convencional com fluxo energético do combustível e potência no eixo | 40 |
| Figura 8 - Volume de controle compreendendo o "chiller" do sistema convencional com fluxo energético da potência consumida no compressor e a demanda de refrigeração | 40 |
| Figura 9 - Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica no sistema convencional | 41 |
| Figura 10 - Volume de controle compreendendo a caldeira auxiliar do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor com fluxo energético do combustível e demanda de aquecimento | 43 |
| Figura 11 - Volume de controle compreendendo o motor térmico e trocadores de calor do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor com fluxos e frações energéticas do combustível, potência de eixo, arrefecimento e exaustão | 44 |
| Figura 12 - Volume de controle compreendendo o "chiller" do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor com | |

| | |
|--|-----|
| fluxo energético da potência consumida pelo compressor e demanda de refrigeração | 44 |
| Figura 13 - Volume de controle compreendendo o conjunto motor/gerador do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor com fluxo energético do combustível e potência elétrica gerada | 45 |
| Figura 14 - Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica no sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor | 45 |
| Figura 15 - Volume de controle compreendendo o conjunto motor/gerador do sistema de trigeriação com "chiller" de absorção com fluxo energético do combustível e potência elétrica gerada | 49 |
| Figura 16 - Volume de controle compreendendo o conjunto motor/gerador do sistema de trigeriação com "chillers" combinados com fluxo energético do combustível e potência elétrica gerada | 58 |
| Figura 17 – Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica do sistema de trigeriação com "chillers" combinados | 58 |
| Figura 18 – Volume de controle compreendendo o ciclo Rankine orgânico e o motor térmico com fluxos energéticos do combustível e da potência elétrica gerada pelo ORC | 65 |
| Figura 19 – Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica no sistema de trigeriação com ORC | 65 |
| Figura 20 - Comparação entre os resultados calculados a partir do modelo do presente trabalho com os resultados experimentais | 94 |
| Figura 21 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor | 101 |
| Figura 22 - Ganho do fator de utilização de energia do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor em comparação com convencional em função da razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração | 102 |
| Figura 23 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigeriação com "chiller" de absorção | 103 |

| | |
|---|-----|
| Figura 24 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com combinação de "chillers" | 104 |
| Figura 25 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com ORC | 105 |
| Figura 26 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 1$) | 106 |
| Figura 27 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 6,5$) | 107 |
| Figura 28 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 1$) | 108 |
| Figura 29 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 6,5$) | 108 |
| Figura 30 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 1$) | 109 |
| Figura 31 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 6,5$) | 109 |
| Figura 32 - Razão de emissões de CO ₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor | 110 |
| Figura 33 - Razão de emissões de CO ₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com "chiller" de absorção | 111 |
| Figura 34 - Razão de emissões de CO ₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com híbrido | 112 |
| Figura 35 - Razão de emissões de CO ₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com ORC | 113 |
| Figura 36 - Eficiência exergética do sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor | 114 |
| Figura 37 - Eficiência exergética do sistema de trigerção com "chiller" de absorção | 115 |
| Figura 38 - Eficiência exergética do sistema de trigerção com "chillers" combinados | 115 |
| Figura 39 - Eficiência exergética do sistema de trigerção com ORC | 116 |

Lista de tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Lista de artigos sobre trigerção cobrindo especificamente análise de 1ª Lei, 2ª Lei ou ambiental | 29 |
| Tabela 2 - Relação de equações das energias consumidas normalizadas utilizadas para cada situação estudada para o sistema de trigerção com “chiller” de absorção | 56 |
| Tabela 3 - Relação de equações utilizadas das energias consumidas normalizadas para cada situação estudada para o sistema de trigerção com combinação de “chillers” | 63 |
| Tabela 4 - Relação de equações de emissões utilizadas para cada situação estudada para o sistema de trigerção com “chiller” de absorção | 75 |
| Tabela 5 - Relação de equações de emissões utilizadas para cada situação estudada para o sistema de trigerção com combinação de “chillers” | 78 |
| Tabela 6 - Teste de tendências para modelo de sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor | 95 |
| Tabela 7 - Teste de tendências para modelo de sistema de trigerção com "chiller" de absorção e trigerção com "chillers" combinados | 96 |
| Tabela 8 - Teste de tendências para modelo de sistema de trigerção com ORC | 97 |

Nomenclatura

| | |
|------------------|--|
| COP_h^{ab} | Coeficiente de desempenho de aquecimento do sistema de refrigeração por absorção [-] |
| COP_r^{ab} | Coeficiente de desempenho de refrigeração do sistema de refrigeração por absorção [-] |
| COP_h^{vc} | Coeficiente de desempenho de aquecimento do sistema de refrigeração por compressão de vapor [-] |
| COP_r^{vc} | Coeficiente de desempenho de refrigeração do sistema de refrigeração por compressão de vapor [-] |
| $EU_{F_{ab}}$ | Fator de utilização de energia de um sistema de trigeriação com absorção [-] |
| $EU_{F_{comb}}$ | Fator de utilização de energia de um sistema de trigeriação com ciclos combinados [-] |
| $EU_{F_{ORC}}$ | Fator de utilização de energia de um sistema de trigeriação com ciclo Rankine orgânico [-] |
| $EU_{F_{vc}}$ | Fator de utilização de energia de um sistema de trigeriação com compressão de vapor [-] |
| \dot{E}_x | Taxa de Exergia [W] |
| \dot{H}_{fb} | Potência equivalente do combustível consumido pelo aquecedor [W] |
| \dot{H}_{fe} | Potência equivalente do combustível consumido pelo motor térmico [W] |
| \dot{H}_{fu} | Potência equivalente do combustível total consumido [W] |
| \dot{m}_{CO_2} | Taxa de emissão de CO ₂ [kg CO ₂ /s] |
| \dot{Q}_{cd} | Taxa de calor recuperado do condensador [W] |
| \dot{Q}_{co} | Potência de refrigeração demandada [W] |
| \dot{Q}_{ec} | Taxa de calor recuperado do arrefecimento do motor térmico [W] |
| \dot{Q}_{ex} | Taxa de calor recuperado da exaustão do motor térmico [W] |
| \dot{Q}_{ht} | Potência de aquecimento demandada [W] |
| \dot{Q}_{pb} | Taxa de calor transferido pelo aquecedor [W] |

| | |
|---------------------|--|
| \dot{Q}_{rc} | Taxa total de calor recuperado pelo sistema para aquecimento [W] |
| R_{EC} | Razão entre as demandas de eletricidade e refrigeração [-] |
| R_{HC} | Razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração [-] |
| R_{HE} | Razão entre as demandas de aquecimento e eletricidade [-] |
| \dot{W}_{cp} | Potência consumida pelo compressor [W] |
| $\dot{W}_{el,ge}$ | Potência elétrica fornecida pelo gerador elétrico [W] |
| $\dot{W}_{el,grid}$ | Potência elétrica fornecida pela rede [W] |
| \dot{W}_{el} | Potência elétrica demandada [W] |
| \dot{W}_{es} | Potência de eixo do motor térmico [W] |

Letras gregas

| | |
|--------------------|--|
| α_{ec} | Fração energética equivalente ao combustível consumido no motor direcionada ao arrefecimento [-] |
| α_{ex} | Fração energética equivalente ao combustível consumido no motor direcionada à exaustão [-] |
| α_{es} | Fração energética equivalente ao combustível consumido no motor direcionada ao eixo [-] |
| Γ_{he} | Razão do calor total recuperado do motor térmico por calor do combustível [-] |
| Γ_{sg} | Razão de conversão da energia do combustível do conjunto motor-gerador em eletricidade [-] |
| ε_{ec} | Eficiência de recuperação de calor do trocador no arrefecimento do motor térmico [-] |
| ε_{ex} | Eficiência de recuperação de calor do trocador na exaustão do motor térmico [-] |
| η_{ge} | Eficiência do gerador elétrico [-] |
| η_{pb} | Eficiência do aquecedor [-] |
| Π_{CO_2} | Fator de emissão de CO ₂ [kg CO ₂ /J] |
| φ | Fator de aquisição da rede elétrica [-] |
| φ_f | Fator do combustível [-] |

1 Introdução

1.1. Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo: modelar matematicamente sistemas de trigerção de diferentes configurações comparando-os com base nas eficiências energética e exergética e nas emissões de CO₂. As configurações incluem sistemas de recuperação do calor de rejeito de sistemas moto-geradores e os efeitos da presença da rede elétrica conectada aos sistemas.

1.2. Trigerção

Devido a sua alta eficiência, menor impacto ao meio-ambiente, e razoável confiabilidade, a cogeração e a trigerção são consideradas tecnologias promissoras quando comparadas às demais alternativas (Li et al, 2016). Isso se deve ao fato de que grande parte da energia rejeitada pelo motor primário é reutilizada (Zhao et al, 2014; Zhou et al, 2013). Ao contrário dos sistemas convencionais, onde cada demanda energética é atendida separadamente por componentes específicos, a trigerção faz uso de um processo energético onde o calor de rejeito da produção de eletricidade é utilizado para satisfazer, parcial ou totalmente, uma demanda de aquecimento ou de refrigeração (Borg e Kelly, 2013). Como uma extensão do conceito de cogeração, sistemas de trigerção, também conhecidos por CCHP (do inglês, *Combined Cooling, Heating and Power*), são definidos como produtores de eletricidade, aquecimento e refrigeração simultaneamente, a partir de fontes primárias ou renováveis tais como gás natural, carvão, óleo, solar ou biomassa (Mago e Hueffed, 2010; Marques et al, 2010). Trigerção, ou CCHP, é um termo amplo que se refere a um conjunto de tecnologias integradas, incluindo: unidade motora (turbinas, motores alternativos, microturbinas, células de combustível), gerador elétrico, bombas de calor, tecnologias termicamente ativadas (transformam

energia térmica em aquecimento, refrigeração, controle de umidade, e potência de eixo/elétrica), tecnologias de recuperação de calor, e gestão e controle do sistema, podendo ser implementadas em diferentes configurações para atender a distintas necessidades (Mohammadi e Ameri, 2013). Essa tecnologia atende às demandas a partir de uma única fonte de energia primária, com as vantagens de economia energética e financeira, e de fazer um uso ecologicamente correto de combustíveis fósseis (Rocha et al, 2012). Sistemas de trigeração têm o potencial para uma maior eficiência térmica se comparada à produção separada de eletricidade, aquecimento e refrigeração; portanto, menos combustível é consumido para a mesma saída, reduzindo, assim, as emissões de gases de efeito estufa e os custos operacionais (Mago e Hueffed, 2010). De acordo com Cho et al (2014), estes sistemas, tipicamente, requerem apenas 25% da energia primária que os sistemas convencionais utilizam. O desempenho dos sistemas está relacionado com sua configuração, e o modo de operação determina sua eficiência energética e ambiental (Wang et al, 2011). Um bom sistema deve proporcionar economia financeira, e mais importante, deve resultar em economia energética assim como redução de emissões de poluentes (Wang et al, 2010). Em outras palavras, a trigeração oferece uma solução para o aquecimento global e segurança energética por meio de altas eficiências e melhor utilização de combustíveis (Sonar et al, 2014).

1.3.

Motivação

A produção e consumo de energia trazem sérios problemas ambientais nas áreas urbanas. Quando comparadas com formas convencionais centralizadas de geração de energia, normalmente afastadas das áreas urbanas, tecnologias de geração distribuída (nelas incluindo-se a trigeração) representam significativa redução nas emissões, assim como o fornecimento seguro e a economia financeira relativa à compra de energia elétrica e térmica por meio de longas linhas de transmissão (Li et al, 2006). A redução dos recursos energéticos, o aquecimento global e emissões de CO₂, o aumento do custo da energia e suas demandas levaram à aplicação de métodos mais eficientes de conversão de energia e desenvolvimento de novos sistemas para geração (Farahnak et al, 2015). A necessidade de se considerar impactos ambientais como mais um fator para o projeto de sistemas de

fornecimento de energia tem aumentado devido à maior consciência ambiental mundial e a requerimentos mais estritos, visando a redução dos impactos da sociedade moderna (Carvalho et al, 2011). Há uma expectativa de que as mudanças climáticas devam continuar ocorrendo com o aumento das concentrações de gases de efeito estufa produzidos pelas atividades humanas, como a queima de combustíveis fósseis e o desmatamento (Espírito Santo, 2014). Um mundo mais sustentável requer a implementação de equipamentos, sistemas e processos com alta eficiência para reduzir as emissões e conservar combustíveis fósseis (Espírito Santo, 2012). A preocupação com a energia tem sido considerada uma variável importante para políticos na criação de leis, assim como para a redução dos custos de produção comercial e industrial. É esperada uma redução no custo do combustível fóssil no cenário energético em um futuro próximo, o que potencializa o desenvolvimento de novas tecnologias e processos visando um crescimento contínuo da eficiência ao se utilizar uma dada fonte primária de energia (Rocha, 2012).

1.4.

Relevância

Ao longo da história, a produção e o uso da energia estão relacionados diretamente com o desenvolvimento das sociedades, trazendo entre outros benefícios a utilização de aparelhos elétricos e eletrônicos, conservação de alimentos, e transportes mais rápidos e eficientes (Miranda, 2012).

O Brasil possui uma das matrizes energéticas mais renováveis do mundo industrializado. Segundo dados do Ministério de Minas e Energia, em 2016, as fontes renováveis representavam 44% da oferta interna de energia brasileira (Brasil, 2016). Porém, ainda depende de fontes que causam grande impacto ambiental, como o petróleo e seus derivados, e o carvão mineral. A maneira como a energia é produzida e utilizada é a origem de muitos problemas ambientais (Miranda, 2012). Um dos desafios é reduzir o uso de fontes não-renováveis e poluidoras, o que resultaria em menor poluição do ar, melhoraria a qualidade de vida dos cidadãos brasileiros, e em melhorias para o meio ambiente, diminuindo o aquecimento global. É importante considerar tecnologias de produção de energia que possam reduzir impactos ambientais e custos.

Sistemas de trigeriação são amplamente identificados como uma alternativa para o mundo enfrentar e solucionar questões relacionadas a energia, tais como o aumento da demanda, a elevação do custo, a segurança no fornecimento de energia, e preocupações ecológicas (Mohammadi e Ameri, 2013; Wang et al, 2011).

1.5.

Organização

No capítulo 2 do presente trabalho, é apresentada a revisão bibliográfica relacionada ao tema. No capítulo 3, são descritos os sistemas de geração e trigeriação nas configurações a serem estudadas. Seguindo para o capítulo 4, chega-se ao modelo matemático com as análises energética, exergética e ambiental, desenvolvidos para as configurações estudadas. São apresentados, no capítulo 5, os métodos utilizados para validar os modelos desenvolvidos. No capítulo 6 estão os resultados obtidos após as simulações dos sistemas. No capítulo 7 são apontadas as conclusões gerais observadas após todas as análises feitas e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

O número de trabalhos sobre trigerção tem crescido enormemente nos últimos anos a ponto de uma busca no *Web of Science*, no dia 25/04/2016, apresentar 1229 resultados quando utilizadas na pesquisa as palavras-chave: “*trigeneration*”, “*CCHP*”, “*polygeneration*” e “*tri-generation*”. Mais especificamente sobre trabalhos considerando as demandas de eletricidade, aquecimento e refrigeração, foram encontrados 312 artigos. As referências descritas a seguir, predominantemente em ordem cronológica, foram selecionadas, dentre as tantas referências mencionadas acima, por conterem um ou mais tipos de análises semelhantes às que serão realizadas no presente trabalho (energética, exergética e impacto ambiental). Buscou-se, desta forma, obter o embasamento suficiente para o desenvolvimento do trabalho proposto. Não foi a intenção deste trabalho cobrir todo o universo de artigos sobre trigerção. Na realidade, a seleção dos artigos levou em consideração a abordagem dos autores acerca do tema. Como não foi realizada análise econômica, esta não constou como prioridade na revisão bibliográfica.

Maidment e Tozer (2002) descreveram as demandas energéticas de um supermercado hipotético, investigaram o comportamento de 5 (cinco) diferentes sistemas CCHP e os compararam com um sistema convencional utilizado nas mesmas condições. Selecionaram como critérios os custos energéticos, custos de capital, e a utilização de energia primária. Os resultados encontrados indicaram que os sistemas CCHP oferecem maior economia de energia primária no curto a médio prazo quando comparados ao sistema convencional. Já no longo prazo, os CCHPs deverão competir com a geração mais eficiente da eletricidade da rede.

Cardona e Piacentino (2002) apresentaram um critério inovador para operação de plantas e, baseados nos estudos de casos realizados, definiram algumas correlações que auxiliam no dimensionamento de equipamentos para um sistema. Foram utilizados dados de demandas de diversos hotéis localizados no continente

Europeu. Os autores encontraram resultados positivos e significantes em economia anual de energia e redução das emissões de dióxido de carbono após a utilização do método proposto.

Teopa Calva et al (2005) desenvolveram um modelo termodinâmico simples para análise de diferentes sistemas de trigeriação utilizando turbinas a gás. Também demonstraram como projetar um sistema a partir do que os autores chamam de “*grand composite curve*”. O modelo apresentado permite, de forma rápida e segura, avaliar diferentes opções de sistemas que podem ser instalados. Os autores lembram, ao final do artigo, que a decisão final depende de cada caso e que deve ser tomada de forma que se obtenha o máximo de benefício ao levar em consideração custos e operação do sistema.

Cardona et al (2006) analisaram projeto e operação de sistemas de trigeriação conectados a uma bomba de calor reversível, e os estudaram quanto a fatores econômicos, energéticos e ambientais. Foram estudadas diferentes situações de demandas (um hotel com 600 quartos e um hospital com 300 leitos, ambos localizados na Itália) e custos de eletricidade e combustível, e o modelo utilizado pelos autores foi capaz de otimizar os sistemas para cada caso.

Li et al (2006) compararam um sistema CCHP com um sistema convencional negligenciando as variações no tempo das demandas e parâmetros de desempenho dos equipamentos. Determinou-se que o sistema CCHP, ainda que pouco, sempre economiza energia no modo de aquecimento, e sempre desperdiça no modo de refrigeração.

Li et al (2006) realizaram análise termodinâmica, econômica e ambiental considerando as emissões de CO₂ e NO_x de um sistema CCHP em uma área residencial de Pequim. Para encontrar a melhor configuração, foram consideradas as seguintes opções: turbinas a gás, motores de combustão interna, aquecedores a gás e sistemas de refrigeração por absorção. O objetivo principal do estudo era o Valor Presente Líquido do sistema.

Cardona e Piacentino (2007) utilizaram uma análise termoeconômica para estudar a aplicação de sistemas CHCP no setor civil, onde o perfil de demandas, de acordo com os autores, é bastante irregular. Foram apresentados um método simples para otimização de projetos, e um método integrado de otimização de projetos e operação. Ao final, um estudo de caso de um hospital com 300 leitos na região mediterrânea foi realizado. A arquitetura projetada foi comparada com outras

desenvolvidas por diferentes métodos já existentes na literatura. Os resultados foram descritos como competitivos e confiáveis para a situação, tornando essa tecnologia atrativa para o setor hospitalar.

Piacentino e Cardona (2007) discutiram os fundamentos das análises termo-econômicas em sistemas que operam com demandas variáveis. Propuseram um algoritmo que aperfeiçoa o projeto e operação baseado em uma solução analítica pelo método de multiplicadores de Lagrange e funções de decisão. Foi realizado um estudo de caso aplicado em um hotel para validação. De acordo com os autores, as principais vantagens do método são a possibilidade de aplicá-lo em sistemas de energia que operam em condições instáveis, a oportunidade de integrar a otimização analítica da estratégia de gestão com o sistema de controle e a possibilidade de automatizar o algoritmo, a fim de conduzir um controle em tempo real do sistema com o objetivo de atingir a máxima lucratividade ou a economia máxima de energia primária. A principal desvantagem do método proposto, de acordo com os autores, é que ele somente pode ser aplicado para plantas simples, caso contrário, graves simplificações devem ser introduzidas.

Tassou et al (2007) estudaram a viabilidade da aplicação de sistemas de trigeração na indústria alimentícia, e avaliaram os impactos econômicos e ambientais dessa tecnologia quando comparada com sistemas convencionais. A viabilidade econômica do sistema estudado é dependente dos custos relativos do gás natural e da eletricidade fornecida pela rede. Os benefícios ambientais dependem do *COP* do sistema de refrigeração por absorção.

Piacentino e Cardona (2008) apresentaram um novo método para projetar um sistema de poligeração de pequena escala baseado em condições realistas de operação. O método foca em uma operação tecnicamente viável, a utilização da demanda térmica agregada para o dimensionamento do sistema, e na otimização da operação realizada a cada hora. O método foi aplicado em um estudo de caso de um hotel para tornar possível a enumeração das melhorias nos resultados e apresentação das vantagens econômicas e técnicas de um projeto desenvolvido com a partir do mesmo.

Arteconi et al (2009) estudaram a viabilidade da implantação de sistemas de trigeração em supermercados para a preservação de alimentos, refrigeração e conforto térmico (condicionamento de ar). Análises térmica, econômica e ambiental foram realizadas para avaliar diferentes tecnologias, e conhecer suas vantagens e

desvantagens. Para aumentar os benefícios, estudou-se também a aplicação de painéis fotovoltaicos com trigeração. Os resultados indicaram um período de retorno do investimento menor do que 5 anos e *Primary Energy Savings* (PES) de 56%.

Bruno et al (2009) propuseram algumas configurações de trigeração utilizando micro-turbinas movidas a biogás e sistemas de refrigeração por absorção, e realizaram análises de viabilidade técnica e econômica da aplicação das mesmas. Os sistemas propostos foram analisados e comparados com soluções convencionais a partir de dados operacionais de uma estação de tratamento de esgoto.

Sugiartha et al (2009) avaliaram o desempenho energético, econômico e ambiental de um sistema de trigeração utilizando uma micro-turbina a gás aplicado em um supermercado. Os resultados evidenciaram os benefícios desse tipo de sistema quando comparado a um sistema convencional. Também foi mencionado que o período de retorno econômico é dependente, obviamente, dos preços relativos do combustível e da eletricidade, e do *COP* dos sistemas de refrigeração utilizados.

Lai e Hui (2009) estudaram a capacidade de sistemas de trigeração de se adaptarem às mudanças sazonais e diárias das demandas energéticas considerando o retorno econômico. Analisaram algumas modificações no sistema com o intuito de aumentar sua viabilidade e flexibilidade. Ao final, concluíram que o superdimensionamento é a melhor opção para garantir a viabilidade e flexibilidade. Porém, para sistemas com variações periódicas diárias, o armazenamento térmico pode ser empregado.

Lai e Hui (2010) estudaram o projeto de sistemas de trigeração do ponto de vista operacional e econômico. Avaliaram os impactos da tarifa da energia elétrica e da troca de combustível para suprir a demanda térmica no projeto. Foi demonstrado que apesar do alto grau de flexibilidade apresentado por um sistema de trigeração para atender alterações nas demandas, esses se tornam menos atrativos economicamente devido ao alto investimento necessário, dependendo da tarifa da eletricidade local.

Wang et al (2010) otimizaram a capacidade e operação de um sistema CCHP para maximizar os benefícios técnicos, econômicos e ambientais quando comparado a um sistema convencional. Também desenvolveram uma análise de sensibilidade para determinar como a estratégia de operação ótima se alteraria com variações nos preços da eletricidade e do gás natural. A efetividade do método

proposto foi demonstrada com o exemplo de um edifício de um hotel em Pequim. Foi possível concluir que a variação do preço da eletricidade afeta mais do que a do preço do gás natural.

Mago e Hueffed (2010) modelaram um sistema CCHP para um edifício comercial e examinaram três diferentes estratégias de operação baseadas em seu consumo de energia primária (PEC), nos custos operacionais, e nas emissões de gás carbônico (CDE), tendo como referência o uso de tecnologias convencionais. Seus resultados mostraram que, para a situação estudada, o CCHP reduz os três parâmetros de desempenho selecionados em média em 12,1%, 2,6%, e 40,6% para todas as estratégias de operação consideradas, que são: seguindo a demanda elétrica, seguindo a demanda térmica e seguindo uma estratégia sazonal.

Marques et al (2010) apresentaram uma expressão para a eficiência geral de conversão de energia para um sistema de trigerção típico. Realizaram uma análise de 1ª Lei considerando a razão de conversão de energia e as razões entre as cargas de aquecimento e resfriamento, e eletricidade e resfriamento. A análise apresentada mostrou-se precisa ao refletir a eficiência de conversão de energia para o caso estudado, e, segundo os autores, pode ser aplicada a qualquer sistema de trigerção.

Carvalho et al (2011) realizaram a síntese do ponto de vista ambiental e econômico de um sistema de trigerção a ser instalado em um hospital na Espanha, e analisaram as diferenças encontradas. Considerando os impactos ambientais, o sistema de trigerção apresentou resultados similares a um sistema convencional, mostrando que a redução das emissões depende da razão entre as emissões da eletricidade local e do gás natural. Quando o foco é voltado para o impacto econômico mostrou-se vantajosa a implementação de equipamentos não convencionais, com possibilidade ainda de venda de eletricidade para a rede nacional, o que reduziria ainda mais os custos.

Parise et al (2011) realizaram uma análise comparativa de um sistema de trigerção utilizando um combustível fóssil convencional e um biocombustível (biodiesel B-100). Os desempenhos térmico e ambiental foram avaliados a partir de parâmetros adimensionais definidos pelos autores. O modelo foi aplicado ainda a uma análise de carga parcial, e a um estudo de caso de um complexo comercial localizado em Hong Kong. Os resultados apresentados mostraram que a utilização de biocombustíveis pode ocasionar uma significativa redução do consumo de energia e de emissões de CO₂.

Marimón et al (2011) estudaram um sistema de trigerção integrado a um sistema de refrigeração em cascata utilizado em um supermercado. Foi realizada comparação com o sistema de refrigeração convencional em termos de utilização de energia, custos, e emissões de gás carbônico. Após as simulações todas as configurações estudadas apresentaram retorno do investimento em tempo inferior a 6 anos. Foi apontado, entretanto, que este fato depende da razão entre os preços do gás natural e da eletricidade.

Wang et al (2011) comparam o desempenho de um sistema CCHP com um convencional mediante o uso de três parâmetros: economia de energia primária, eficiência exerética, e redução de emissões de CO₂. Uma análise de viabilidade mostrou que o desempenho do CCHP depende somente das demandas energéticas. Os resultados numéricos apresentados mostraram que o sistema CCHP, quando operado seguindo a demanda elétrica, alcança maiores benefícios no inverno do que no verão. Outra análise demonstrou que o desempenho energético e ambiental do sistema é mais sensível ao coeficiente de desempenho para refrigeração e à eficiência de geração de eletricidade.

Lozano et al (2011) realizaram uma análise termo-econômica de um sistema de trigerção. Com o objetivo de determinar os custos envolvidos para a produção de energia, considerando todas as condições de operação possíveis, o estudo demonstra a importância de se identificar e saber tratar os custos para tornar essa tecnologia mais atrativa aos consumidores.

Suamir e Tassou (2013) avaliaram e compararam o desempenho energético e ambiental de três sistemas de trigerção integrados a um sistema de refrigeração que utiliza CO₂ em um supermercado de médio porte. As simulações realizadas e os resultados experimentais mostraram que a arquitetura com o melhor desempenho pode reduzir em 30% o consumo de energia, e em 40% as emissões de gases do efeito estufa, quando comparada a sistemas convencionais.

Rocha et al (2012) testaram experimentalmente dois sistemas de trigerção para comparação de suas eficiências e operação. Um dos sistemas utilizava uma micro-turbina e o outro um motor de combustão interna, ambos movidos a gás natural. Após os testes encontrou-se um fator de utilização de energia (razão entre o somatório das demandas energéticas e o somatório dos consumos de energia) de 56,3% para o sistema com micro-turbina e 43,7% para o sistema com o motor de

combustão interna, e uma economia de energia primária de 15,1% para o primeiro caso, e 44,2% para o segundo.

Espirito Santo (2012) apresentou um método de simulação que combina ajustes de curvas encontrados na literatura com dados de fabricantes, representações matemáticas de fenômenos físicos, demandas energéticas, e propriedades termodinâmicas, tudo em um único algoritmo para desenvolver sistemas de cogeração e trigerção de alta eficiência. O desempenho foi medido pelo Fator de Utilização de Energia (EUF), pela eficiência exergética, e pelo parâmetro de economia de energia primária (*Primary Energy Savings* - PES). Um estudo de caso obteve como resultados um EUF variando entre 65 e 81%, e eficiência exergética entre 35 e 38,4%.

Fang et al (2012) apresentaram um sistema CCHP combinado com um ciclo Rankine orgânico (ORC) em que é possível ajustar a razão entre as saídas elétrica e térmica através de alterações dinâmicas nas cargas do sistema elétrico de refrigeração e do ORC. Também desenvolveram um processo de otimização da estratégia de operação e de tomada de decisão. O desempenho do sistema foi avaliado por seu consumo de energia primária, emissões de gás carbônico, e custo de operação. A verificação da efetividade do sistema e da estratégia foi realizada por meio de estudos de caso.

Zhou et al (2013) apresentaram dois modelos matemáticos para otimizar projetos e operação de sistemas de trigerção com o objetivo de reduzir o custo total anual. Um dos modelos assumiu constantes as eficiências dos equipamentos, e no outro foram consideradas as suas variações. Ao comparar os dois modelos constatou-se uma diferença pouco significativa no custo anual (abaixo de 5%), e que a introdução de armazenamento de energia térmica, conexão com a rede elétrica, e estratégias de operação bem elaboradas podem contribuir para diminuir os impactos negativos da utilização de eficiências constantes no modelo.

Li et al. (2013) comparou um sistema CCHP com um HVAC. Para avaliar o desempenho do sistema os critérios utilizados foram: *Primary Energy Saving* (PES), eficiência exergética, e redução das emissões de CO_2 . Foram investigadas três estratégias de operação: seguindo a demanda elétrica (FEL), seguindo a demanda térmica (FTL), e uma forma híbrida elétrica-térmica (FHL). Concluiu-se que, do ponto de vista instantâneo, o sistema HVAC eventualmente terá um desempenho melhor do que o CCHP, principalmente seguindo a demanda térmica.

De uma perspectiva anual, o sistema CCHP operando seguindo a demanda elétrica (power-matched) é a melhor opção devido à alta redução nas emissões e ao fato de não ser possível vender o excesso de eletricidade para a rede.

Borg e Kelly (2013) estudaram a influência de variações nas demandas térmica e elétrica, e diferentes configurações de sistema no desempenho por meio de um modelo detalhado de um edifício e de um sistema de micro-trigeração. Quando comparado a um sistema convencional, o sistema proposto para o edifício demonstrou significativa redução no consumo de energia primária e nas emissões, entre 40 e 50%.

Hojjat Mohammadi e Ameri (2013) estudaram o desempenho de um sistema híbrido de trigeração, que combina um ciclo de absorção e um de compressão de vapor trabalhando paralelamente, através de análises energética e exergetica. Os resultados mostraram que o sistema proposto apresenta um aumento de 37% na utilização de energia quando comparado com um sistema convencional.

Basrawi et al (2013) analisaram comparativamente o desempenho energético, econômico e ambiental de uma micro-turbina a gás em um sistema de cogeração e em um de trigeração. O segundo mostrou-se mais apropriado em todos os aspectos estudados em uma região tropical quando a demanda de refrigeração é maior do que a de aquecimento devido à maior parcela do calor recuperado utilizado e também ao menor tempo de retorno do investimento. Ambos os sistemas apresentaram resultados melhores do que um convencional em questão de impacto ambiental.

Wang et al (2014) propuseram um sistema de trigeração em que toda a eletricidade gerada é utilizada para alimentar um HVAC. Foram analisadas as influências da capacidade do sistema, do desempenho do HVAC, da eficiência da rede elétrica, e dos preços da energia no desempenho do sistema de trigeração. Os critérios utilizados para avaliação foram: *Primary Energy Saving Ratio* (PESR), *Cost Saving Ratio* (CSR), e *Carbon Dioxide Reduction Ratio* (CRR), que foram comparados com um sistema HVAC independente. A análise concluiu que o sistema estudado é mais adequado do que o sistema independente e economicamente viável, tendo em vista que o período de retorno do investimento pode ser menor do que quatro anos.

Zhao et al (2014) analisaram o projeto e a operação de um sistema de trigeração para uma estação ferroviária em dois modos de operação (verão e

inverno) utilizando dois critérios de desempenho para comparar com um sistema convencional: *comprehensive energy efficiency* (CEE), e eficiência exergética com *primary energy saving* (PES). Também foi realizada uma análise econômica para determinar quanto tempo a mais demoraria para se recuperar o investimento inicial, comparado com o investimento do sistema usual. Este tempo, calculado, foi de 5,47 anos.

Espirito Santo (2014) realizou uma análise anual de um sistema de trigerção como um sistema térmico integrado, ITS (do inglês, *Integrated Thermal System*), mediante um sistema de simulação computacional. Com as características do sistema e dos equipamentos, parâmetros de operação, dos perfis das demandas energéticas e condições climáticas, a simulação resultou em um EUF entre 58 e 77%, e uma eficiência exergética entre 35 e 41%.

Han et al (2014) analisaram o desempenho de sistemas CCHP em duas estratégias de operação diferentes, seguindo a demanda elétrica ou a demanda térmica, segundo custos operacionais, emissões de dióxido de carbono, e eficiência exergética, e também propuseram uma nova estratégia, híbrida. A análise mostrou que a primeira estratégia oferece menor custo e emissões, enquanto que a segunda apresentou maior eficiência exergética para quando a demanda elétrica é maior. Quando a demanda térmica é maior, a primeira estratégia apresentou menor custo e emissões, e maior eficiência exergética. Um estudo de caso de um sistema instalado em um hotel em Tianjin foi realizado considerando todas as estratégias de operação.

Piacentino et al (2015) apresentam uma ferramenta de otimização para auxiliar a definição da configuração da planta, dos componentes principais e as estratégias de operação. Realizaram um estudo de caso para testar o modelo e também desenvolver uma análise de sensibilidade focada na influência da isenção de impostos do combustível e do comportamento dinâmico do sistema. Para ambos os critérios o sistema mostrou-se moderadamente sensível, demonstrando-se apenas significativa sensibilidade nas estratégias de operação quando apresentados perfis muito irregulares de preços.

Hajabdollahi (2015) utilizou um algoritmo para encontrar o motor primário mais apropriado e seus benefícios para diversas demandas energéticas para um sistema de trigerção com Ciclo Rankine Orgânico (ORC). Determinou o intervalo ótimo de demanda, e realizou análise de sensibilidade para variações nos preços de

combustível e eletricidade. Os resultados mostraram valores maiores de benefícios anuais para as demandas mais altas de aquecimento. Para baixa demanda elétrica e alta de aquecimento recomendou-se a utilização de turbinas a gás. Já para a situação contrária foi indicada a aplicação de um motor a diesel.

Farahnak et al (2015) investigaram a viabilidade da instalação de um sistema CCHP para atender às demandas energéticas de construções de diversas dimensões. Também desenvolveram um algoritmo de otimização para encontrar o melhor ponto de operação para a unidade de geração de energia. Ao compararem o desempenho do CCHP com o de um sistema convencional, encontraram resultados positivos para o *Primary Energy Saving Ratio* (PESR) e para o *Energy Cost Saving Ratio* (ECSR) tanto para edifícios de pequeno porte quanto para os de grande porte.

Finalmente, Li et al (2016) apresentaram um método de cálculo da taxa de economia de energia (ESR, *Energy Saving Rate*) considerando ajustes energéticos causados por mudanças climáticas baseados em padrões e regulamentações internacionais. Cálculos teóricos envolvendo a razão entre as demandas de aquecimento e eletricidade e valores máximos de ESR foram desenvolvidos para definir quais perfis de usuários obteriam melhores resultados com os sistemas CCHP. Também foi apresentado um estudo de caso para demonstrar uma aplicação do método.

A tabela 1, a seguir, resume a classificação destas referências em termos de enfoque, identificando análises de 1ª Lei, 2ª Lei, impacto ambiental, demandas independentes, e número de arquiteturas consideradas. Dos trabalhos descritos 81% realizaram análise de 1ª Lei da Termodinâmica, 23% de 2ª Lei, 48% estudaram os impactos ambientais, 83% consideraram as demandas energéticas independentes, e 41% comparam o desempenho de diferentes arquiteturas. Também pode-se notar que apenas 6% analisaram os sistemas considerando, simultaneamente, 1ª Lei, 2ª Lei, impacto ambiental e as demandas independentes, não sendo feita comparação entre arquiteturas.

| Autores | País | Ano | Nº de sistemas | 1ª Lei | 2ª Lei | Impacto Ambiental | Demandas independentes |
|-------------------|-------------|------------|-----------------------|---------------|---------------|--------------------------|-------------------------------|
| Maidment et al | Reino Unido | 2002 | 5 | Não | Não | Sim | Sim |
| Cardona et al | Itália | 2002 | 1 | Sim | Não | Não | Não |
| Teopa Calva et al | México | 2005 | 1 | Sim | Não | Não | Sim |
| Li et al | China | 2006 | 3 | Sim | Não | Não | Não |
| Li et al | EUA | 2006 | 1 | Sim | Não | Sim | Não |
| Cardona et al | Itália | 2006 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Tassou et al | Reino Unido | 2007 | 2 | Sim | Não | Sim | Não |
| Piacentino et al | Itália | 2007 | 1 | Sim | Sim | Não | Sim |
| Cardona, E. et al | Itália | 2007 | 1 | Não | Sim | Não | Sim |
| Piacentino et al | Itália | 2008 | 2 | Sim | Não | Não | Sim |
| Bruno et al | Espanha | 2009 | 5 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Lai et al | China | 2009 | 5 | Não | Não | Não | Sim |
| Sugiatha et al | Reino Unido | 2009 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Arteconi et al | Itália | 2009 | 4 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Lai et al | China | 2010 | 6 | Não | Não | Não | Sim |
| Wang et al | China | 2010 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Mago et al | EUA | 2010 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Marques et al | Brasil | 2010 | 2 | Sim | Não | Não | Sim |
| Wang et al | China | 2011 | 2 | Sim | Sim | Sim | Sim |
| Carvalho et al | Espanha | 2011 | 1 | Não | Não | Sim | Sim |
| Marimón et al | Espanha | 2011 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Lozano et al | Espanha | 2011 | 1 | Não | Não | Não | Sim |
| Parise et al | Brasil | 2011 | 2 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Rocha et al | Brasil | 2012 | 2 | Sim | Não | Não | Sim |
| Fang et al | China | 2012 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Espirito Santo | Brasil | 2012 | 2 | Sim | Sim | Não | Sim |
| Li et al | China | 2013 | 1 | Sim | Sim | Sim | Sim |
| Mohammadi et al | Irã | 2013 | 1 | Sim | Sim | Não | Não |
| Rosato et al | Itália | 2013 | 3 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Borg et al | Malta | 2013 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Zhou et al | China | 2013 | - | Não | Não | Não | Sim |
| Basrawi et al | Japão | 2013 | 3 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Suamir et al | Reino Unido | 2013 | 1 | Sim | Não | Sim | Sim |
| Espirito Santo | Brasil | 2014 | 1 | Sim | Sim | Não | Sim |
| Cho et al | EUA | 2014 | - | Sim | Sim | Não | Sim |
| Zhao et al | China | 2014 | 1 | Sim | Sim | Não | Sim |
| Sonar et al | Índia | 2014 | - | Não | Não | Não | Não |
| Wang et al | China | 2014 | 1 | Sim | Não | Sim | Não |
| Han et al | China | 2014 | 1 | Sim | Sim | Sim | Sim |
| Piacentino et al | Itália | 2015 | 3 | Sim | Não | Não | Sim |
| Farahnak et al | Irã | 2015 | 2 | Sim | Não | Não | Sim |
| Hajabdollahi | Irã | 2015 | 1 | Sim | Não | Não | Sim |
| Li et al. | China | 2016 | 2 | Sim | Não | Não | Sim |
| Presente trabalho | Brasil | 2017 | 4 | Sim | Sim | Sim | Sim |

Tabela 1 – Lista de artigos sobre trigerção cobrindo especificamente análise de 1ª Lei, 2ª Lei ou ambiental

Em geral, os trabalhos que realizaram análise energética (1ª Lei) apresentavam, ao final, valores para os seus indicadores escolhidos: Fator de Utilização de Energia (EUF), *Primary Energy Savings* (PES), *Primary Energy Saving Ratio* (PESR), Consumo de Energia Primária (PEC), entre outros. Para as análises exérgicas o parâmetro a ser calculado era, na maioria das vezes, a

eficiência exergética. Nos estudos de impacto ambiental, esse era tratado por emissões de gases de efeito estufa e gases nocivos à saúde. Uma vez definida qual demanda será seguida pelo sistema de trigeração, este será constituído de componentes tais que o sistema de trigeração possa acompanhar as outras demandas quaisquer que sejam suas magnitudes. Para tal, instala-se o sistema de trigeração com uma caldeira suplente, para atender a demanda de aquecimento, e eventual sistema de refrigeração por compressão de vapor, para a demanda de refrigeração, quando esta superar a capacidade de um “chiller” de absorção acionado pelo calor de rejeito do motor. Entende-se, portanto, por “demandas independentes” a situação em que os sistemas são projetados para atender às demandas integralmente. Finalmente, alguns trabalhos ainda apresentam estudos de viabilidade econômica considerando período de retorno do investimento, valor presente líquido, e redução nos custos.

A contribuição do presente trabalho consiste em:

- analisar quatro diferentes arquiteturas de sistemas de trigeração e um sistema convencional;
- considerando as demandas independentes;
- comparando à luz de 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, e seu impacto ambiental.

Das referências listadas, apenas 3 procederam a análise de 1ª e 2ª Leis e de impacto ambiental considerando as demandas (de eletricidade, aquecimento e refrigeração) independentes, porém sem comparar as arquiteturas de trigeração.

3 Sistemas de trigerção

Os sistemas de trigerção podem ser estruturados a partir de uma grande variedade de princípios, equipamentos e fontes de energia primária. Essencialmente, sistemas de co- tri- ou poligerção caracterizam-se como tal quando o calor de rejeito do motor térmico é recuperado para algum uso. Especificamente, o termo trigerção é aplicado quando são três os produtos energéticos. Nessa seção, serão descritas as configurações dos sistemas de trigerção estudadas no presente trabalho.

3.1. Sistema convencional (Sem trigerção)

A Fig. 1 mostra a representação de um sistema convencional sem recuperação de calor de rejeito. O motor térmico (α_{es}) aciona um gerador elétrico (η_{ge}) que, juntamente com a rede elétrica ($\dot{W}_{el,grid}$), fornece eletricidade para o acionamento do “chiller” de compressão de vapor (COP_r^{vc}) e para atender à demanda elétrica externa (\dot{W}_{el}). O ciclo de compressão de vapor é responsável por atender à demanda de refrigeração (\dot{Q}_{co}), e a caldeira (η_{pb}) à demanda de aquecimento (\dot{Q}_{ht}). Todos os equipamentos citados estão em funcionamento a todo momento, exceto quando a demanda correspondente for nula.

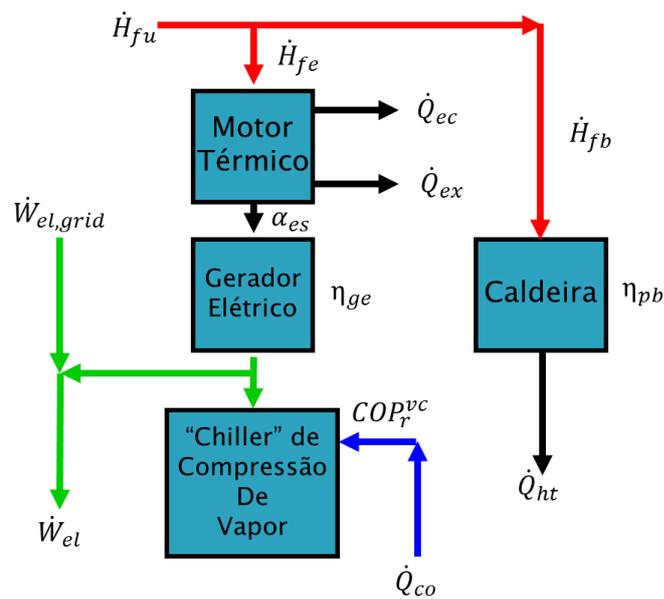


Figura 1 - Representação de um sistema convencional sem recuperação de calor

3.2. Trigeração com Compressão de Vapor

A Fig. 2 representa um sistema de trigeração que utiliza um “chiller” de compressão de vapor. Nessa arquitetura, toda a demanda de refrigeração (\dot{Q}_{co}) é atendida pelo “chiller” (COP_r^{vc}). O conjunto motor térmico/gerador (α_{es} e η_{ge}) e a rede elétrica ($\dot{W}_{el,grid}$) fornecem energia para atender à demanda de eletricidade (\dot{W}_{el}) e para acionar o compressor. O calor rejeitado pelo motor térmico, na exaustão (α_{ex}) e no arrefecimento (α_{ec}), e o calor do condensador do “chiller” são recuperados para atenderem à demanda de aquecimento (\dot{Q}_{ht}). Quando necessário, isto é, quando a demanda supera o calor recuperado, opera-se então um boiler auxiliar (η_{pb}).

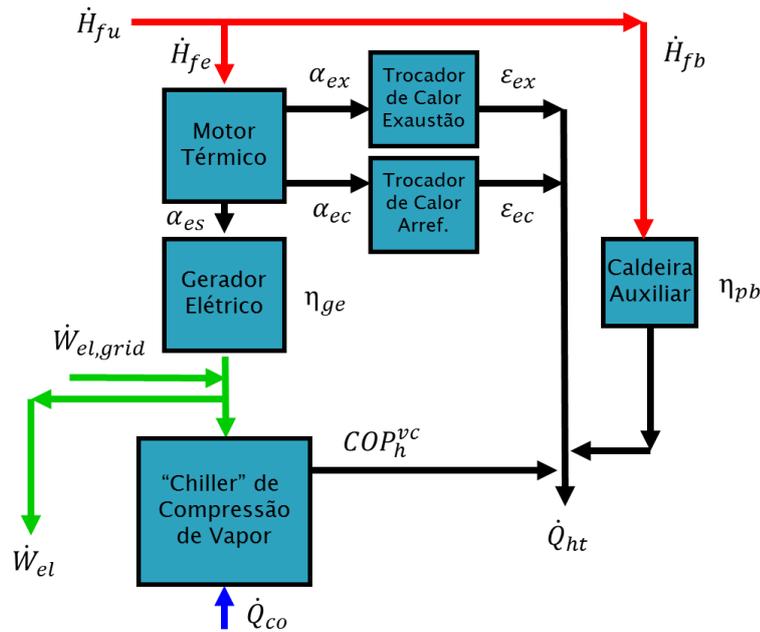


Figura 2 - Representação do sistema de trigeração com "chiller" de compressão de vapor

3.3. Trigeração com Absorção

Na Fig. 3 é apresentado o sistema de trigeração com "chiller" de absorção, onde a demanda de refrigeração (\dot{Q}_{co}) é atendida exclusivamente por esse "chiller" (COP_r^{ab}) que é acionado termicamente pelo calor de rejeito da exaustão do motor térmico (α_{ex}). E, caso a demanda de refrigeração exceda a capacidade de refrigeração do "chiller" de absorção operando apenas com calor de rejeito, queima-se combustível adicional diretamente no mesmo (\dot{H}_{ab}). A demanda de eletricidade (\dot{W}_{el}) é atendida pelo conjunto motor térmico/gerador e pela rede nacional ($\dot{W}_{el,grid}$). Para a demanda de aquecimento (\dot{Q}_{ht}), calor é recuperado do arrefecimento do motor térmico (α_{ec}) e do condensador do "chiller". Pelos mesmos motivos da arquitetura anterior, também está presente o boiler auxiliar (η_{pb}).

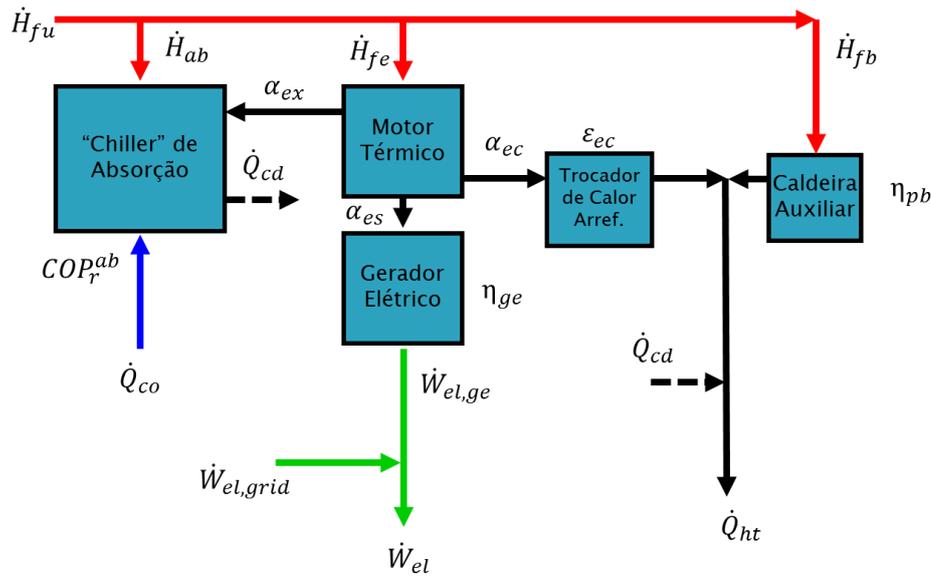


Figura 3 - Representação do sistema de trieração com "chiller" de absorção

3.4. Trieração com combinação Absorção/Compressão de Vapor

A Fig. 4 apresenta um sistema de trieração com uma combinação de "chillers". Um "chiller" de absorção (COP_r^{ab}) é acionado exclusivamente pelo calor de rejeito do motor térmico (α_{ex}) para atender à demanda de refrigeração (\dot{Q}_{co}). Quando essa primeira opção não for suficiente, isto é, quando a demanda de refrigeração superar a capacidade frigorífica do "chiller" de absorção acionado exclusivamente pelo calor de rejeito, um "chiller" de compressão de vapor (COP_r^{vc}), geralmente com eficiência maior do que o de absorção, é acionado. Observe que, na Fig. 4, o calor de exaustão do motor atende ao "chiller", enquanto que o calor do fluido de arrefecimento (α_{ec}) atende à demanda de aquecimento (\dot{Q}_{ht}).

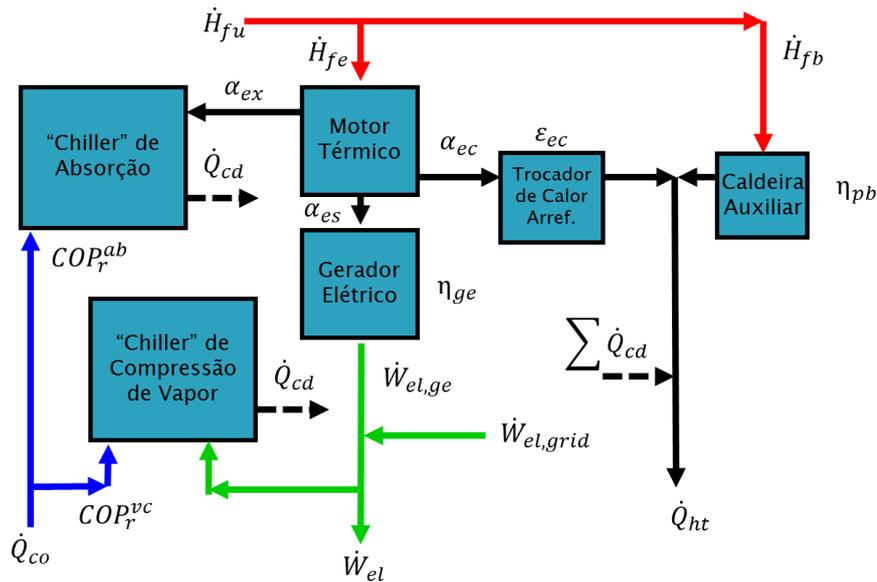


Figura 4 - Representação do sistema de trieração com combinação de "chillers" (híbrido)

3.5. Trieração com Ciclo Rankine Orgânico

A Fig. 5 representa um ciclo Rankine orgânico combinado a um sistema de trieração. O calor de rejeito da exaustão do motor térmico (α_{ex}) é utilizado para acionar termicamente o ciclo Rankine (η_{ORC}), que, por sua vez, aciona um segundo gerador elétrico (η_{ge2}). A demanda elétrica (\dot{W}_{el}) e do compressor do "chiller" são atendidas então pelo conjunto motor térmico/gerador 1, pelo ORC/gerador 2, e pela rede nacional. Toda a demanda de refrigeração (\dot{Q}_{co}) é atendida por um "chiller" de compressão de vapor (COP_r^{vc}). O calor recuperado para aquecimento é proveniente do fluido de arrefecimento do motor (α_{ec}) e do condensador do "chiller". Há ainda um boiler auxiliar (η_{pb}) para demandas de aquecimento (\dot{Q}_{ht}) que excedam o calor de rejeito disponibilizado.

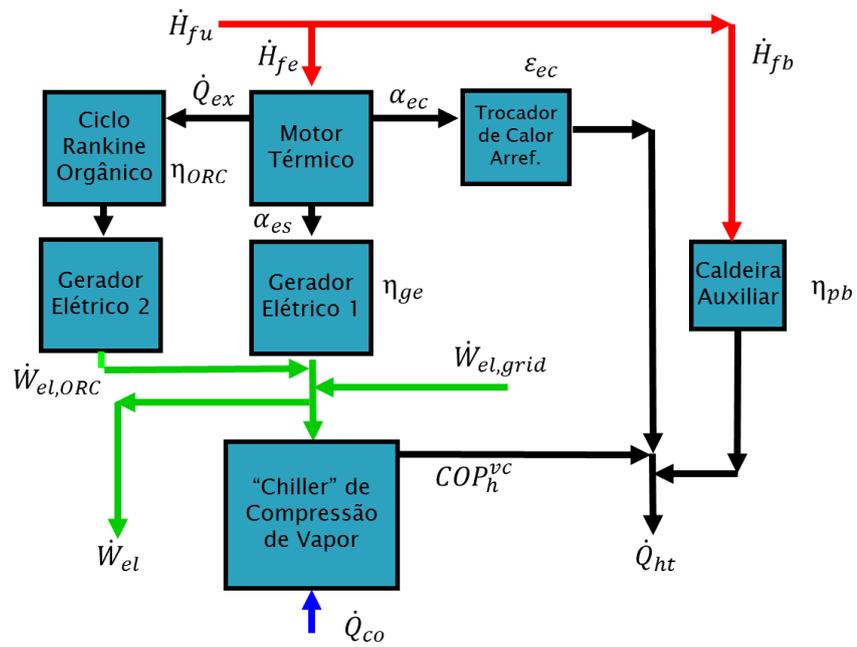


Figura 5 - Representação de um sistema de trigação combinado com ciclo Rankine orgânico

4 Modelo Matemático

4.1 Análise energética (1ª Lei da Termodinâmica)

Os modelos matemáticos para cada arquitetura, baseados em princípios fundamentais de conservação de energia, foram desenvolvidos com a mesma abordagem utilizada por Parise et al (2011), mas, desta vez, acrescentando ao sistema o fornecimento de eletricidade pela rede elétrica. O objetivo da análise energética é a determinação do fator de utilização de energia (*EUF*, *energy utilization factor*), definido por Feng et al (1998) como a razão entre o somatório dos produtos energéticos e o somatório de energia consumida, conforme eq. (1) abaixo:

$$EU F = \frac{\sum(\text{produtos energéticos})}{\sum(\text{consumo de energia})} = \frac{\dot{Q}_{co} + \dot{Q}_{ht} + \dot{W}_{el}}{\dot{H}_{fu} + \dot{W}_{el,grid}} \quad (1)$$

São definidas também três razões entre demandas, \dot{Q}_{co} , \dot{Q}_{ht} e \dot{W}_{el} , que permitirão a realização das análises adimensionais para diversas situações hipotéticas:

$$R_{HC} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\dot{Q}_{co}} \quad (2)$$

$$R_{EC} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{Q}_{co}} \quad (3)$$

$$R_{HE} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\dot{W}_{el}} \quad (4)$$

É importante destacar que as demandas energéticas são independentes do desempenho térmico do sistema de trigeração.

Ao se dividir numerador e denominador pela demanda de refrigeração e substituindo as eqs. (2) e (3) em (1), obtém-se:

$$EUF = \frac{1 + R_{HC} + R_{EC}}{(\dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb} + \dot{W}_{el,grid} + \dot{H}_{ab})/\dot{Q}_{co}} \quad (5)$$

Para todos os sistemas a serem estudados deseja-se encontrar uma expressão para o fator de utilização de energia adimensional descrita pelas demandas energéticas e pelos parâmetros característicos dos componentes dos sistemas, do tipo:

$$EUF = \frac{1 + R_{HC} + R_{EC}}{e_1 + e_2 + e_3 + e_4} \quad (6)$$

onde e_1 , e_2 , e_3 e e_4 representam a energia consumida normalizada pela demanda de refrigeração, sendo:

$$e_1 = \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} \quad (7)$$

$$e_2 = \frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} \quad (8)$$

$$e_3 = \frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} \quad (9)$$

$$e_4 = \frac{\dot{H}_{ab}}{\dot{Q}_{co}} \quad (10)$$

São definidos os seguintes parâmetros algébricos auxiliares para melhor apresentação das equações:

$$\Gamma_{he} = \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \quad (11)$$

$$\Gamma_{sg} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \quad (12)$$

Quatro hipóteses básicas são adotadas ao longo de toda a análise:

- Regime permanente;

- Os “chillers” são dimensionados para atender à demanda de refrigeração que lhes é atribuída;
- O conjunto motor-gerador elétrico é dimensionado para prover a demanda de eletricidade;
- A temperatura na qual ocorre a rejeição de calor é suficientemente alta para atender às eventuais demandas, de aquecimento ou de acionamento do “chiller” de absorção ou do ORC.

4.1.1 Sistema convencional (Sem trigeração)

No sistema convencional apresentado na Fig. 1 há sempre consumo de combustível pelo motor térmico, \dot{H}_{fe} , e pela caldeira auxiliar, \dot{H}_{fb} . Como não existe um ciclo de absorção nesta configuração, $e_4 = 0$, e a eq. (6) do fator de utilização de energia se reduz a:

$$EUF_{cv} = \frac{1 + R_{HC} + R_{EC}}{e_1 + e_2 + e_3} \quad (13)$$

A caldeira deve atender a toda a demanda de aquecimento, visto que não há recuperação de calor. O balanço de energia permite calcular o combustível consumido pela mesma.

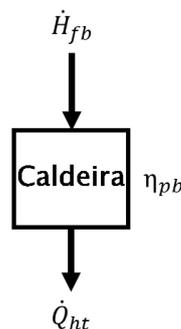


Figura 6 – Volume de controle compreendendo a caldeira do sistema convencional com fluxo energético do combustível e demanda de aquecimento

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\eta_{pb}} \quad (14)$$

A potência de eixo fornecida ao gerador elétrico depende da fração energética do motor térmico, α_{es} .

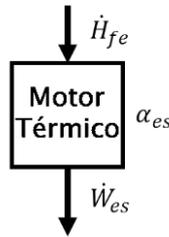


Figura 7 - Volume de controle compreendendo o motor térmico do sistema convencional com fluxo energético do combustível e potência no eixo

$$\alpha_{es} = \frac{\dot{W}_{es}}{\dot{H}_{fe}} \quad (15)$$

O coeficiente de desempenho do ciclo de compressão de vapor é dado por:

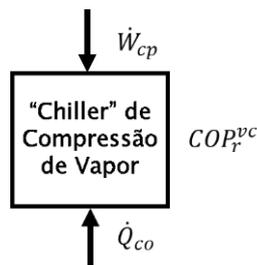


Figura 8 - Volume de controle compreendendo o "chiller" do sistema convencional com fluxo energético da potência consumida no compressor e a demanda de refrigeração

$$COP_r^{vc} = \frac{\dot{Q}_{co}}{\dot{W}_{cp}} \quad (16)$$

O balanço de energia aplicado ao motor térmico e ao gerador fornece a potência de energia elétrica produzida pelo sistema:

$$\dot{W}_{el,ge} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} = \Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (17)$$

A demanda total de eletricidade, que será atendida pelo sistema e pela rede nacional, é composta pela potência requerida pelo compressor do "chiller", \dot{W}_{cp} , e, pela demanda externa ao sistema, \dot{W}_{el} .

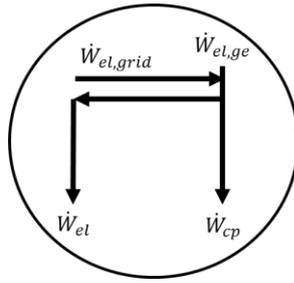


Figura 9 - Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica no sistema convencional

$$\dot{W}_{el,ge} + \dot{W}_{el,grid} = \dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp} \quad (18)$$

A eletricidade a ser adquirida da rede é dada por:

$$\dot{W}_{el,grid} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot (1 - \varphi) \quad (19)$$

onde φ é a razão entre a energia elétrica produzida pelo gerador e a demanda total de eletricidade:

$$\varphi = \frac{\dot{W}_{el,ge}}{(\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp})} \quad (20)$$

Substituindo as eqs. (17) e (19) em (18), temos:

$$\Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot \varphi \quad (21)$$

Reescrevendo a eq. (21), encontra-se uma expressão para o combustível consumido pelo motor térmico:

$$\dot{H}_{fe} = \frac{(\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (22)$$

A potência consumida pelo compressor pode ser calculada pela eq. (16), e substituída na eq. (22).

$$\dot{H}_{fe} = \frac{[\dot{W}_{el} + (\dot{Q}_{co}/COP_r^{vc})] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (23)$$

O último passo é calcular e_1 , e_2 e e_3 dividindo as eqs. (14), (19) e (23) pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} .

$$e_1 = \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{[R_{EC} + (1/COP_r^{vc})] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (24)$$

$$e_2 = \frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{R_{HC}}{\eta_{pb}} \quad (25)$$

$$e_3 = \frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = [R_{EC} + (1/COP_r^{vc})] \cdot (1 - \varphi) \quad (26)$$

4.1.2 Trigeração com Compressão de Vapor

Para o presente caso, o consumo de combustível é proveniente do motor térmico, \dot{H}_{fe} , e do aquecedor auxiliar, \dot{H}_{fb} , sendo este último somente quando necessário. Portanto:

$$\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb} \quad (27)$$

Como nessa configuração não há “chiller” de absorção, $e_4 = 0$. Logo, a equação para o fator de utilização de energia será do tipo:

$$EUF_{vc} = \frac{1 + R_{HC} + R_{EC}}{e_1 + e_2 + e_3} \quad (28)$$

O balanço de energia aplicado ao aquecedor fornece o combustível consumido no mesmo:

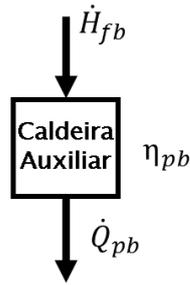


Figura 10 - Volume de controle compreendendo a caldeira auxiliar do sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor com fluxo energético do combustível e demanda de aquecimento

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{pb}}{\eta_{pb}} \quad (29)$$

O calor adicional que necessita ser fornecido pelo aquecedor, \dot{Q}_{pb} , é a diferença entre a demanda de aquecimento e o calor total recuperado pelo sistema, uma vez que esse apenas opera quando o calor recuperado, \dot{Q}_{rc} , é inferior ao total demandado, \dot{Q}_{ht} :

$$\dot{Q}_{pb} = \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{rc} \quad (30)$$

Esse sistema é capaz de recuperar calor do condensador do sistema de refrigeração, \dot{Q}_{cd} , e dos sistemas de arrefecimento, \dot{Q}_{ec} , e exaustão do motor térmico, \dot{Q}_{ex} . Então, o calor total recuperado é:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{ec} + \dot{Q}_{ex} \quad (31)$$

O calor de rejeito recuperado na exaustão e no arrefecimento depende das frações energéticas do motor térmico, α_{es} , α_{ec} e α_{ex} , e das eficiências dos trocadores de calor utilizados, ε_{ec} e ε_{ex} :

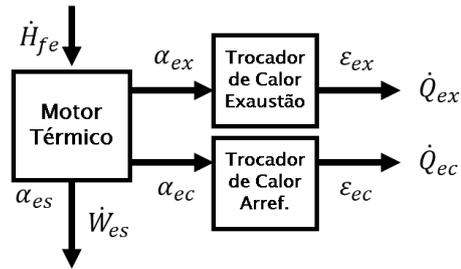


Figura 11 - Volume de controle compreendendo o motor térmico e trocadores de calor do sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor com fluxos e frações energéticas do combustível, potência de eixo, arrefecimento e exaustão

$$\alpha_{es} = \frac{\dot{W}_{es}}{\dot{H}_{fe}} \quad (32)$$

$$\alpha_{ec} \cdot \epsilon_{ec} = \frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{H}_{fe}} \quad (33)$$

$$\alpha_{ex} \cdot \epsilon_{ex} = \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{H}_{fe}} \quad (34)$$

Os coeficientes de desempenho de refrigeração e de aquecimento do ciclo de compressão de vapor são definidos por:

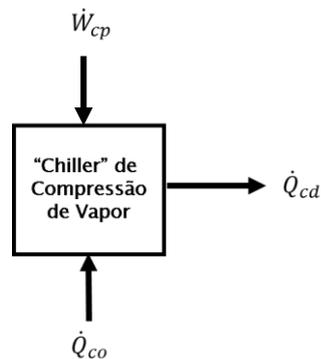


Figura 12 - Volume de controle compreendendo o "chiller" do sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor com fluxo energético da potência consumida pelo compressor e demanda de refrigeração

$$COP_r^{vc} = \frac{\dot{Q}_{co}}{\dot{W}_{cp}} \quad (35)$$

$$COP_h^{vc} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_{cp}} \quad (36)$$

onde \dot{W}_{cp} é a potência consumida pelo compressor.

O balanço de energia aplicado ao motor térmico e ao gerador fornece a potência de energia elétrica produzida pelo sistema:

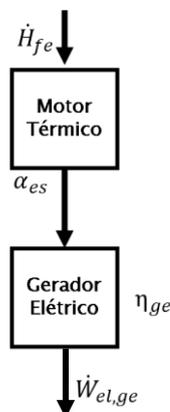


Figura 13 - Volume de controle compreendendo o conjunto motor/gerador do sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor com fluxo energético do combustível e potência elétrica gerada

$$\dot{W}_{el,ge} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (37)$$

A demanda total de energia elétrica é dada pela demanda de eletricidade externa ao sistema, e a demanda interna (compressor do ciclo de refrigeração). E, a demanda total é atendida pela energia elétrica fornecida pelo gerador e pela rede elétrica.

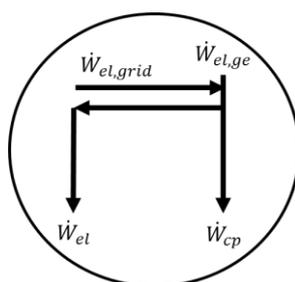


Figura 14 - Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica no sistema de trigeriação com "chiller" de compressão de vapor

$$\dot{W}_{el,ge} + \dot{W}_{el,grid} = \dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp} \quad (38)$$

A eletricidade a ser adquirida da rede é dada por:

$$\dot{W}_{el,grid} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot (1 - \varphi) \quad (39)$$

onde φ é a razão entre a energia elétrica produzida pelo gerador e a demanda total de eletricidade:

$$\varphi = \frac{\dot{W}_{el,ge}}{(\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp})} \quad (40)$$

Substituindo as eqs. (37) e (39) em (38):

$$\alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot \varphi \quad (41)$$

A potência consumida no compressor pode ser calculada reescrevendo-se a equação anterior:

$$\dot{W}_{cp} = \left(\frac{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} \right) - \dot{W}_{el} \quad (42)$$

Substituindo a eq. (42) em (35) e (36), a capacidade de refrigeração do “chiller” e o calor rejeitado pelo condensador são dados por:

$$\dot{Q}_{co} = COP_r^{vc} \cdot \left[\left(\frac{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} \right) - \dot{W}_{el} \right] \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{vc} \cdot \left[\left(\frac{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} \right) - \dot{W}_{el} \right] \quad (44)$$

Combinando as eqs. (33), (34) e (44) em (31), tem-se:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{H}_{fe} \cdot \left[\left(\frac{COP_h^{vc} \cdot \alpha_{es} \cdot \eta_{ge}}{\varphi} \right) + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \right] - COP_h^{vc} \cdot \dot{W}_{el} \quad (45)$$

Da eq. (43), determina-se o consumo de combustível do motor térmico, \dot{H}_{fe} , dependente das demandas do compressor do “chiller”, \dot{W}_{cp} , e de eletricidade, \dot{W}_{el} , do indicador de aquisição de eletricidade da rede, φ , e da eficiência global do conjunto motor térmico/gerador elétrico, $(\alpha_{es} \cdot \eta_{ge})$:

$$\dot{H}_{fe} = \frac{[(\dot{Q}_{co}/COP_r^{vc}) + \dot{W}_{el}] \cdot \varphi}{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge}} \quad (46)$$

Para o cálculo de e_1 , divide-se a eq. (46) pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} :

$$e_1 = \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (47)$$

Para calcular e_2 , substitui-se a eq. (45) em (30), e o resultado em (29).

Dividindo, então, a equação por \dot{Q}_{co} :

$$\dot{Q}_{pb} = \dot{Q}_{ht} - \dot{H}_{fe} \cdot \left[\left(\frac{COP_h^{vc} \cdot \alpha_{es} \cdot \eta_{ge}}{\varphi} \right) + \Gamma_{he} \right] + COP_h^{vc} \cdot \dot{W}_{el} \quad (48)$$

$$\dot{H}_{fb} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ \dot{Q}_{ht} - \dot{H}_{fe} \cdot \left[\left(\frac{COP_h^{vc} \cdot \alpha_{es} \cdot \eta_{ge}}{\varphi} \right) + \Gamma_{he} \right] + COP_h^{vc} \cdot \dot{W}_{el} \right\} \quad (49)$$

$$e_2 = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right] \cdot \left[\left(\frac{COP_h^{vc} \cdot \alpha_{es} \cdot \eta_{ge}}{\varphi} \right) + \Gamma_{he} \right] + COP_h^{vc} \cdot R_{EC} \right\} \quad (50)$$

onde $\left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right)$ é a taxa de consumo de combustível em termos energéticos do motor térmico normalizada pela demanda de refrigeração.

Da eq. (39), obtém-se e_3 :

$$e_3 = \left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \quad (51)$$

Com e_1 , e_2 e e_3 definidos, a equação para o fator de utilização de energia deste caso já está completa.

Quando o calor rejeitado for maior do que a demanda de aquecimento, apenas o necessário é recuperado, e o restante desperdiçado. Se o calor rejeitado for exatamente igual à demanda de aquecimento, $\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{ht}$, tem-se a situação limite, geralmente ótima, representada por R_{HC}^* , para o início da operação do boiler. A

razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração neste ponto, R_{HC}^* , pode ser escrita inserindo a eq. (45) em (2):

$$R_{HC}^* = \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot [COP_h^{vc} \cdot \Gamma_{sg} + \varphi \cdot \Gamma_{he}]}{\Gamma_{sg}} - COP_h^{vc} \cdot R_{EC} \quad (52)$$

Quando o calor recuperado for maior do que o demandado, $R_{HC} \leq R_{HC}^*$, o consumo de combustível pelo aquecedor é nulo. Com isso, a expressão do fator de utilização de energia, como descrita na eq. (28), agora tem:

$$R_{HC} \leq R_{HC}^*: \quad e_2 = 0 \quad (53)$$

4.1.3 Trigeração com Absorção

Para o sistema com refrigeração por absorção, pode haver consumo de combustível pelo motor térmico, \dot{H}_{fe} , pelo aquecedor, \dot{H}_{fb} , e pelo ciclo de refrigeração por absorção, \dot{H}_{ab} , sendo os dois últimos apenas acionados quando necessário:

$$\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb} + \dot{H}_{ab} \quad (54)$$

Considerando todos os produtos energéticos e toda a energia consumida, a equação para o fator de utilização de energia será do tipo apresentado pela eq. (6).

Este sistema de trigeração pode operar de diversas formas, e o equacionamento foi desenvolvido para cada uma delas, como mostrado a seguir.

a. Calor recuperado suficiente para atender às demandas sem necessidade de combustível adicional: ($\dot{H}_{fb} = \dot{H}_{ab} = 0$)

Como não há combustível adicional sendo queimado no aquecedor ou no “chiller”, pode-se afirmar que:

$$e_2 = e_4 = 0 \quad (55)$$

Calor para aquecimento é recuperado do condensador e do arrefecimento do motor térmico:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{ec} \quad (56)$$

O balanço de energia do conjunto motor térmico/gerador fornece a potência elétrica gerada pelo mesmo:

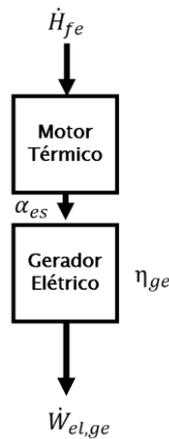


Figura 15 - Volume de controle compreendendo o conjunto motor/gerador do sistema de trigeriação com "chiller" de absorção com fluxo energético do combustível e potência elétrica gerada

$$\dot{W}_{el,ge} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (57)$$

Nessa arquitetura, a energia elétrica gerada pelo sistema e a adquirida da rede devem apenas atender à demanda de eletricidade externa.

$$\dot{W}_{el,ge} + \dot{W}_{el,grid} = \dot{W}_{el} \quad (58)$$

A eletricidade que deve ser obtida da rede é calculada por:

$$\dot{W}_{el,grid} = \dot{W}_{el} \cdot (1 - \varphi) \quad (59)$$

onde φ é a razão entre a potência elétrica produzida pelo sistema e a potência elétrica demandada:

$$\varphi = \frac{\dot{W}_{el,ge}}{\dot{W}_{el}} \quad (60)$$

Substituindo as eqs. (57) e (59) em (58), obtém-se o combustível consumido pelo motor, dependente da demanda de eletricidade, do indicador de aquisição de eletricidade da rede, e da eficiência do conjunto motor térmico/gerador elétrico:

$$\alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} + \dot{W}_{el} \cdot (1 - \varphi) = \dot{W}_{el} \quad (61)$$

$$\alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} = \dot{W}_{el} \cdot \varphi \quad (62)$$

$$\dot{H}_{fe} = \frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge}} \quad (63)$$

A capacidade de refrigeração do “chiller” de absorção é o produto de seu coeficiente de desempenho de refrigeração pela energia recuperada no sistema de exaustão do motor:

$$\dot{Q}_{co} = COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (64)$$

E o calor rejeitado pelo condensador, da mesma forma, porém agora com o coeficiente de desempenho de aquecimento do “chiller”:

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (65)$$

Substituindo as eqs. (33) e (65) em (56), tem-se:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{H}_{fe} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \quad (66)$$

Ao dividir a eq. (63) por \dot{Q}_{co} , chega-se a:

$$e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (67)$$

Realizando o mesmo procedimento com a eq. (59), tem-se:

$$e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi) \quad (68)$$

b. Calor recuperado para refrigeração suficiente e para aquecimento insuficiente: ($\dot{H}_{ab} = 0$)

Neste caso, há consumo de combustível adicional no aquecedor, pois o calor recuperado não foi suficiente para atender à demanda de aquecimento. Porém, ainda não há necessidade de combustível adicional no “chiller”, portanto, $e_4 = 0$.

O combustível consumido no aquecedor é calculado por:

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{pb}}{\eta_{pb}} \quad (69)$$

O calor adicional que necessita ser fornecido pelo aquecedor é a diferença entre a demanda e o calor total recuperado pelo sistema.

$$\dot{Q}_{pb} = \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{rc} \quad (70)$$

Por ainda se tratar do sistema de trigerção com absorção sem o consumo de combustível adicional no “chiller”, o calor recuperado para aquecimento, no presente caso, pode ser escrito como na situação anterior eq. (66). O mesmo vale para o balanço energético do conjunto motor/gerador, demanda de eletricidade, eletricidade adquirida da rede, indicador de aquisição de eletricidade da rede, consumo de combustível do motor térmico, capacidade de refrigeração, e para o calor rejeitado pelo condensador, eqs. (57-65).

Substituindo a eq. (66) em (70), e esta em (69):

$$\dot{H}_{fb} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ \dot{Q}_{ht} - \left[\dot{H}_{fe} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\} \quad (71)$$

Reescrevendo:

$$\dot{H}_{fb} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ \dot{Q}_{ht} - \left[\left(\frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\} \quad (72)$$

Então, e_2 é dado por:

$$e_2 = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\} \quad (73)$$

onde $\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right)$ é a taxa de consumo de combustível em termos energéticos do motor térmico normalizada pela demanda de refrigeração.

As equações para e_1 e e_3 se repetem do caso anterior, eqs. (67) e (68), pois o consumo de combustível pelo motor térmico é o mesmo, assim como a eletricidade adquirida da rede.

c. Calor recuperado para aquecimento suficiente e para refrigeração insuficiente: ($\dot{H}_{fb} = 0$)

Neste caso, há consumo de combustível adicional no “chiller”, pois o calor recuperado não foi suficiente para que o mesmo atendesse à demanda de refrigeração. Por outro lado, o calor recuperado para aquecimento é suficiente para suprir a demanda de aquecimento, tornando desnecessário o acionamento do aquecedor. Logo, $e_2 = 0$.

As expressões de balanço energético do conjunto motor/gerador, demanda de eletricidade, eletricidade adquirida da rede, indicador de aquisição de eletricidade da rede, e do consumo de combustível do motor térmico continuam valendo dos casos anteriores (eqs. 57-63).

A capacidade de refrigeração do “chiller” é o produto do coeficiente de desempenho de refrigeração pela energia fornecida ao mesmo, que agora é composta por uma parcela de calor rejeitado pela exaustão do motor térmico, e outra da queima de combustível diretamente no “chiller”:

$$\dot{Q}_{co} = COP_r^{ab} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{ab}) \quad (74)$$

O calor rejeitado pelo condensador também apresenta as mesmas parcelas de energia fornecida ao “chiller” multiplicando o coeficiente de desempenho de aquecimento.

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{ab} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{ab}) \quad (75)$$

Da eq. (74), calcula-se o combustível adicional necessário no “chiller” para atender à demanda de refrigeração:

$$\dot{H}_{ab} = \frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{ab}} - \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} = \frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\alpha_{es} \cdot \eta_{ge}} \quad (76)$$

Da eq. (76) anterior, determina-se e_4 :

$$e_4 = \frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (77)$$

Mais uma vez, e_1 e e_3 se repetem dos casos anteriores, eqs. (67) e (68).

d. Calor de rejeito recuperado insuficiente para atender tanto à demanda de refrigeração quanto à de aquecimento:

Neste último caso, o sistema não é capaz de atender às demandas de refrigeração e de aquecimento utilizando apenas o calor de rejeito, fazendo-se necessária a queima de combustível adicional tanto no aquecedor como no “chiller” de absorção.

Novamente, as expressões do balanço energético do conjunto motor/gerador, demanda de eletricidade, eletricidade adquirida da rede, indicador de aquisição de eletricidade da rede, consumo de combustível do motor térmico se repetem (eqs. 57-63). A capacidade de refrigeração, o calor rejeitado pelo condensador, e o combustível adicional consumido no chiller são calculados como no caso anterior pelas eqs. (74-76).

O calor recuperado ainda é do condensador do “chiller” e do arrefecimento do motor térmico, mas agora há uma parcela a mais no calor rejeitado pelo condensador devido ao combustível adicional, a qual será descrita adiante.

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{ec} \quad (78)$$

Substituindo as eqs. (33) e (75) em (78),

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{H}_{fe} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) + \dot{H}_{ab} \cdot COP_h^{ab} \quad (79)$$

Substituindo as eqs. (63) e (76) em (79):

$$\dot{Q}_{rc} = \left[\left(\frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] + \left[\left(\frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot COP_h^{ab} \right] \quad (80)$$

A equação de e_2 , então, é:

$$e_2 = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] - \left[\left(\frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot COP_h^{ab} \right] \right\} \quad (81)$$

$$e_2 = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] + \left[\left(\frac{COP_h^{ab}}{COP_r^{ab}} \right) \right] \right\} \quad (82)$$

As expressões para e_1 , e_3 , e e_4 se repetem dos casos anteriores, eqs. (67), (68) e (77).

Quando o calor rejeitado pela exaustão do motor térmico for suficiente para acionar o “chiller” de absorção e o mesmo atender à demanda de refrigeração, não há necessidade de consumir combustível adicional nesse componente. Se a demanda de refrigeração for maior do que o “chiller” consegue fornecer apenas com o calor de rejeito da exaustão, isto é, $\dot{Q}_{co} > \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab} \cdot \dot{H}_{fe}$, se inicia a queima de combustível diretamente no ciclo de refrigeração para complementar o que já é fornecido e assim atender integralmente à demanda. Então, a situação limite para se iniciar o consumo de combustível no “chiller” é:

$$\dot{Q}_{co} > \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab} \cdot \left(\frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \quad (83)$$

$$R_{EC} \leq \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab}} \quad (84)$$

$$R_{EC}^* = \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab}} \quad (85)$$

Quando o calor rejeitado for maior do que a demanda de aquecimento, apenas o necessário é recuperado, e o restante desperdiçado. Se o calor rejeitado for exatamente igual à demanda de aquecimento, $\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{ht}$, tem-se a situação limite para o início da operação do boiler. Para o sistema de trigerção com chiller de absorção há duas situações limite para operação do boiler, uma quando não há queima de combustível no “chiller”, representada por R_{HC}^* , e outra quando há, representada por R_{HC}^{**} .

Para $R_{EC} \geq R_{EC}^*$, não há consumo de combustível adicional no “chiller”. O calor recuperado para aquecimento para este caso é representado pela eq. (66), que é inserida na eq. (2) da razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração:

$$R_{HC}^* = \frac{\dot{Q}_{rc}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{[\dot{H}_{fe} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec})]}{\dot{Q}_{co}} \quad (86)$$

Substituindo a eq. (63) do consumo de combustível em (86):

$$R_{HC}^* = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \cdot [COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}] \quad (87)$$

Para $R_{EC} < R_{EC}^*$, há consumo de combustível adicional no “chiller”. O calor recuperado para aquecimento para este caso é representado pela eq. (79), que é inserida na eq. (2) da razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração:

$$R_{HC}^{**} = \frac{\dot{Q}_{rc}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\dot{H}_{fe} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) + \dot{H}_{ab} \cdot COP_h^{ab}}{\dot{Q}_{co}} \quad (88)$$

Substituindo as eqs. (63) e (76) do consumo de combustível no motor e no “chiller” na eq. (88) anterior:

$$R_{HC}^{**} = \frac{1}{\dot{Q}_{co}} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] + \left[\left(\frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot COP_h^{ab} \right] \right\} \quad (89)$$

Reescrevendo (89):

$$R_{HC}^{**} = \frac{1}{\dot{Q}_{co}} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] + \left[\left(\frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{ab}} \right) \cdot COP_h^{ab} \right] \right\} \quad (90)$$

Agora, simplificando:

$$R_{HC}^{**} = \frac{R_{EC} \cdot \varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\Gamma_{sg}} + \frac{COP_h^{ab}}{COP_r^{ab}} \quad (91)$$

A tabela 2 a seguir mostra em resumo as energias consumidas normalizadas pela demanda de refrigeração para cada caso:

| Situação | Equações e_i |
|---|--|
| $R_{HC} \leq R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ | $e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ $e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi)$ $e_2 = e_4 = 0$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ | $e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ $e_2 = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\}$ $e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi)$ $e_4 = 0$ |
| $R_{HC} \leq R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} \neq 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ | $e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ $e_2 = 0$ $e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi)$ $e_4 = \frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} \neq 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ | $e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ $e_2 = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] + \left[\left(\frac{COP_h^{ab}}{COP_r^{ab}} \right) \right] \right\}$ $e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi)$ $e_4 = \frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ |

Tabela 2 - Relação de equações das energias consumidas normalizadas utilizadas para cada situação estudada para o sistema de trigeração com “chiller” de absorção

4.1.4 Trigeração com combinação Absorção/Compressão de Vapor

Este sistema híbrido, assim como o anterior com “chiller” de absorção, apresenta quatro situações possíveis de operação. Como visto no Capítulo 3, esse sistema se diferencia do de trigeração com “chiller” de absorção pelo fato de apresentar um ciclo de compressão de vapor auxiliar, e não ter a possibilidade de queimar combustível adicional no ciclo de absorção. Dessa forma, enquanto o “chiller” de compressão de vapor estiver fora de operação, o sistema híbrido se comportará como um sistema de trigeração com “chiller” de absorção. Portanto, seus dois primeiros modos de operação se repetem da seção 4.1.3.

Para os outros dois modos restantes, onde o “chiller” de compressão de vapor está em operação, o equacionamento é apresentado a seguir.

a. Para operação com “chiller” de compressão de vapor ligado e sem combustível no boiler:

Nesta situação, a taxa de consumo de combustível pelo motor térmico aumenta devido à necessidade de se produzir mais eletricidade para o acionamento do “chiller” de compressão de vapor. O calor recuperado para aquecimento é suficiente para atender à sua demanda, portanto o aquecedor não consome combustível adicional.

O calor rejeitado pelos condensadores dos “chillers” e pelo arrefecimento do motor térmico são recuperados para aquecimento:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{ec} \quad (92)$$

O balanço energético aplicado ao conjunto motor térmico/gerador elétrico:

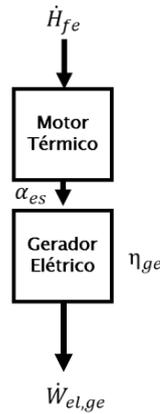


Figura 16 - Volume de controle compreendendo o conjunto motor/gerador do sistema de trиграção com "chillers" combinados com fluxo energético do combustível e potência elétrica gerada

$$\dot{W}_{el,ge} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} = \Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (93)$$

O gerador elétrico e a rede devem fornecer eletricidade para atender à demanda externa ao sistema de trиграção, e à demanda interna (compressor do ciclo de compressão de vapor).

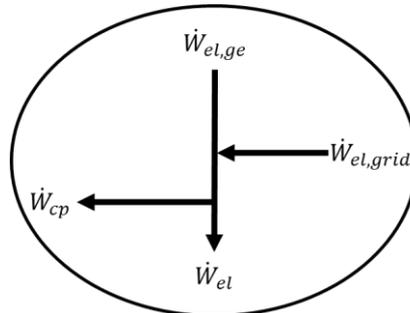


Figura 17 – Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica do sistema de trиграção com "chillers" combinados

$$\dot{W}_{el,ge} + \dot{W}_{el,grid} = \dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp} \quad (94)$$

A eletricidade adquirida da rede é:

$$\dot{W}_{el,grid} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot (1 - \varphi) \quad (95)$$

onde,

$$\varphi = \frac{\dot{W}_{el,ge}}{(\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp})} \quad (96)$$

Ao substituir as eqs. (93) e (95) em (94), encontra-se uma expressão para a potência consumida pelo compressor:

$$\dot{W}_{cp} = \frac{\Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} - \dot{W}_{el} \quad (97)$$

A capacidade de refrigeração do sistema é calculada pela soma da parcela produzida pelo ciclo de absorção e da parcela produzida pelo ciclo de compressão de vapor.

$$\dot{Q}_{co} = COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} + \dot{W}_{cp} \cdot COP_r^{vc} \quad (98)$$

Substituindo a eq. (97) em (98):

$$\dot{Q}_{co} = COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} + \left(\frac{\Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} - \dot{W}_{el} \right) \cdot COP_r^{vc} \quad (99)$$

Reescrevendo a eq. (99):

$$\dot{Q}_{co} = \dot{H}_{fe} \cdot \left(COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \frac{\Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc}}{\varphi} \right) - \dot{W}_{el} \cdot COP_r^{vc} \quad (100)$$

O calor rejeitado pelos condensadores dos “chillers” é calculado como abaixo, sendo também uma parcela referente ao ciclo de absorção e outra ao ciclo de compressão de vapor.

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} + \dot{W}_{cp} \cdot COP_h^{vc} \quad (101)$$

Da eq. (100) pode-se encontrar uma expressão que indique o consumo de combustível pelo motor térmico:

$$\dot{H}_{fe} = \frac{(\dot{Q}_{co} + \dot{W}_{el} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \quad (102)$$

A eq. (92) do calor rejeitado pode ser reescrita após a substituição das eqs. (33) e (101) como:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{H}_{fe} \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) + \dot{W}_{cp} \cdot COP_h^{vc} \quad (103)$$

Reorganizando,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rc} = \dot{H}_{fe} \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) \\ - \dot{W}_{el} \cdot COP_h^{vc} \end{aligned} \quad (104)$$

O próximo passo é dividir as eqs. (102) e (95) pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} :

$$e_1 = \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \quad (105)$$

$$\frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \left(R_{EC} + \frac{\Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi \cdot \dot{Q}_{co}} - R_{EC} \right) \cdot (1 - \varphi) \quad (106)$$

$$\frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot (1 - \varphi) \quad (107)$$

$$e_3 = \frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \Gamma_{sg}}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \cdot (1 - \varphi) \quad (108)$$

Como não há a possibilidade de consumo de combustível adicional no ciclo de absorção, e também não é necessário o acionamento do aquecedor auxiliar, $e_2 = e_4 = 0$.

b. Para operação com combustível no boiler e com “chiller” de compressão de vapor ligado:

Nesta situação, o “chiller” de compressão de vapor está em operação para complementar a energia que é fornecida pelo ciclo de absorção, e o calor recuperado para aquecimento não é suficiente para atender à sua demanda, logo o aquecedor consome combustível adicional.

O combustível queimado diretamente no aquecedor é calculado pela equação abaixo:

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{pb}}{\eta_{pb}} \quad (109)$$

E, o calor que deve ser fornecido pelo mesmo é a diferença entre a demanda de aquecimento e o calor recuperado:

$$\dot{Q}_{pb} = \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{rc} \quad (110)$$

As expressões para o balanço energético do conjunto motor térmico/gerador elétrico, demanda total de eletricidade, energia elétrica adquirida da rede, indicador de aquisição de eletricidade da rede, potência consumida pelo compressor, capacidade de refrigeração do sistema, calor rejeitado pelos condensadores, combustível consumido pelo motor térmico, e o calor recuperado para aquecimento se repetem do caso anterior (eqs. 93-104), respectivamente.

Inserindo as eqs. (110) e (104) em (109):

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\eta_{pb}} - \left[\frac{\dot{H}_{fe}}{\eta_{pb}} \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) \right] + \frac{\dot{W}_{el} \cdot COP_h^{vc}}{\eta_{pb}} \quad (111)$$

Normalizando a eq. (111) pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} :

$$e_2 = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[e_1 \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right\} \quad (112)$$

onde e_1 é dado pela eq. (105) e representa a taxa de consumo de combustível em termos energéticos do motor térmico normalizada pela demanda de refrigeração.

As eqs. (105) e (108) do caso anterior para e_1 e e_3 se repetem para o presente caso, assim como e_4 continua nulo.

Quando o calor rejeitado pela exaustão do motor térmico é suficiente para acionar o “chiller” de absorção e o mesmo atender à demanda de refrigeração, o

ciclo auxiliar encontra-se fora de operação. Se a demanda de refrigeração for maior do que o “chiller” consegue fornecer apenas com o calor de rejeito, isto é, $\dot{Q}_{co} > \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab} \cdot \dot{H}_{fe}$, o “chiller” auxiliar é ligado para complementar o que já é fornecido e assim atender integralmente à demanda de refrigeração. Então, a situação limite para se iniciar a operação do sistema auxiliar é:

$$\dot{Q}_{co} > \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab} \cdot \frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (113)$$

$$R_{EC} \leq \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab}} \quad (114)$$

$$R_{EC}^* = \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_r^{ab}} \quad (115)$$

Quando o calor rejeitado for maior do que a demanda de aquecimento, apenas o necessário é recuperado, e o restante desperdiçado. Se o calor rejeitado for exatamente igual à demanda de aquecimento, $\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{ht}$, tem-se a situação limite para o início da operação do aquecedor. Para o sistema de trigeração híbrido há, também, duas situações limite para operação do aquecedor, uma quando o “chiller” auxiliar está desligado, representada por R_{HC}^* , e outra, quando está ligado, representada por R_{HC}^{**} .

Para $R_{EC} \geq R_{EC}^*$, o “chiller” de compressão de vapor está fora de operação, e o sistema opera como trigeração com “chiller” de absorção. A situação limite se repete da eq. (87).

$$R_{HC}^* = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \cdot [COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}] \quad (116)$$

Para $R_{EC} < R_{EC}^*$, o “chiller” de compressão de vapor está em operação. Aqui, o sistema opera como híbrido propriamente dito. A eq. (104) representa o calor recuperado para aquecimento. Ao substituir na eq. (2), obtém-se:

$$R_{HC}^{**} = \frac{1}{\dot{Q}_{co}} \cdot \left\{ \dot{H}_{fe} \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) - \dot{W}_{el} \cdot COP_h^{vc} \right\} \quad (117)$$

Reescrevendo:

$$R_{HC}^{**} = \left[e_1 \cdot \left(COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg} \cdot COP_h^{vc}}{\varphi} \right) - R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right] \quad (118)$$

onde e_1 é dado pela eq. (105) e a taxa de consumo de combustível em termos energéticos do motor térmico normalizada pela demanda de refrigeração.

A tabela 3 abaixo resume as expressões para as energias consumidas normalizadas pela demanda de refrigeração, para cada caso:

| Situação | Equações e_i |
|---|---|
| $R_{HC} \leq R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ $\dot{W}_{cp} = 0$ | $e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ $e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi)$ $e_2 = e_4 = 0$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ $\dot{W}_{cp} = 0$ | $e_1 = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}}$ $e_2 = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \right) \right] \right\}$ $e_3 = R_{EC} \cdot (1 - \varphi)$ $e_4 = 0$ |
| $R_{HC} \leq R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ $\dot{W}_{cp} \neq 0$ | $e_1 = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot COP_r^{vc})}$ $e_2 = 0$ $e_3 = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \Gamma_{sg}}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot COP_r^{vc})} \cdot (1 - \varphi)$ $e_4 = 0$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ $\dot{W}_{cp} \neq 0$ | $e_1 = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot COP_r^{vc})}$ $e_2 = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[e_1 \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right\}$ $e_3 = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \Gamma_{sg}}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot COP_r^{vc})} \cdot (1 - \varphi)$ $e_4 = 0$ |

Tabela 3 - Relação de equações utilizadas das energias consumidas normalizadas para cada situação estudada para o sistema de trigeração com combinação de “chillers”

4.1.5 Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

Este sistema possui apenas duas possíveis fontes de consumo de combustível: o motor térmico e o aquecedor auxiliar utilizado quando o calor recuperado para aquecimento não é suficiente para atender à demanda.

$$\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb} \quad (119)$$

O combustível consumido pelo aquecedor é dado pela equação que segue:

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{pb}}{\eta_{pb}} \quad (120)$$

O calor fornecido pelo aquecedor é a diferença entre a demanda de aquecimento e o calor rejeitado recuperado para esse fim:

$$\dot{Q}_{pb} = \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{rc} \quad (121)$$

Esse sistema recupera calor para fins de aquecimento da rejeição pelo condensador do chiller e do arrefecimento do motor térmico:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{ec} \quad (122)$$

O balanço de energia do conjunto motor/gerador 1 fornece a potência elétrica gerada pelo mesmo:

$$\dot{W}_{el,ge} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} \cdot \dot{H}_{fe} = \Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (123)$$

O ciclo Rankine orgânico reutiliza o calor rejeitado pela exaustão do motor térmico para seu acionamento. A conexão com um segundo gerador elétrico possibilita a produção de eletricidade, que pode ser calculada pelo produto da energia recuperada da exaustão com a eficiência do ORC e com a eficiência do gerador:

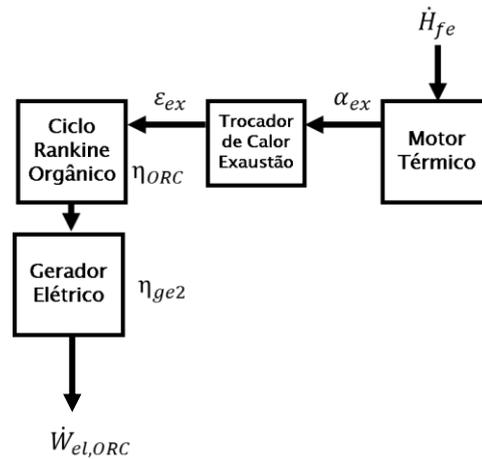


Figura 18 – Volume de controle compreendendo o ciclo Rankine orgânico e o motor térmico com fluxos energéticos do combustível e da potência elétrica gerada pelo ORC

$$\dot{W}_{el,ORC} = \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC} \cdot \eta_{ge2} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (124)$$

Nesse sistema são observadas três fontes de energia elétrica, o motor/gerador 1, o ORC/gerador 2, e a rede, que devem fornecer eletricidade para atender à demanda externa ao sistema, e à demanda interna (compressor do “chiller”):

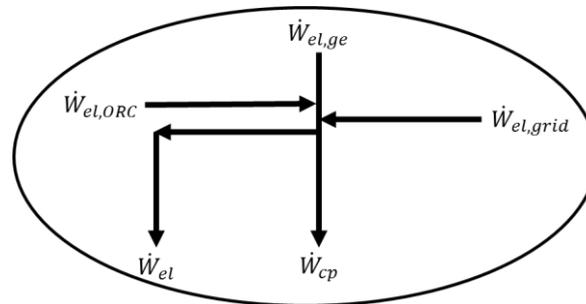


Figura 19 – Volume de controle compreendendo os fluxos de energia elétrica no sistema de trиграção com ORC

$$\dot{W}_{el,ge} + \dot{W}_{el,ORC} + \dot{W}_{el,grid} = \dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp} \quad (125)$$

A energia a ser adquirida da rede é:

$$\dot{W}_{el,grid} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot (1 - \varphi) \quad (126)$$

onde φ é a razão entre a energia total produzida pelo sistema e a demanda total de eletricidade:

$$\varphi = \frac{\dot{W}_{el,ge} + \dot{W}_{el,ORC}}{(\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp})} \quad (127)$$

Substituindo as eqs. (123), (124) e (126) em (125), encontra-se uma expressão para a potência consumida pelo compressor:

$$\Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC} \cdot \dot{H}_{fe} + (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot (1 - \varphi) = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \quad (128)$$

$$(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot \dot{H}_{fe} = (\dot{W}_{el} + \dot{W}_{cp}) \cdot \varphi \quad (129)$$

$$\dot{W}_{cp} = \frac{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} - \dot{W}_{el} \quad (130)$$

A capacidade de refrigeração do “chiller” é o produto entre seu coeficiente de desempenho de refrigeração e a potência consumida pelo compressor (eq. (130)):

$$\dot{Q}_{co} = COP_r^{vc} \cdot \left[\frac{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} - \dot{W}_{el} \right] \quad (131)$$

E o calor rejeitado pelo condensador:

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{vc} \cdot \left[\frac{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} - \dot{W}_{el} \right] \quad (132)$$

Reorganizando a eq. (131) é possível encontrar uma expressão para calcular o consumo de combustível do motor térmico:

$$\dot{H}_{fe} = \frac{[(\dot{Q}_{co}/COP_r^{vc}) + \dot{W}_{el}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \quad (133)$$

Logo,

$$e_1 = \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \quad (134)$$

Inserindo as eqs. (33) e (132) em (122):

$$\dot{Q}_{rc} = COP_h^{vc} \cdot \left[\frac{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} - \dot{W}_{el} \right] + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (135)$$

Reescrevendo:

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{H}_{fe} \cdot \left[\frac{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot COP_h^{vc}}{\varphi} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \right] - \dot{W}_{el} \cdot COP_h^{vc} \quad (136)$$

E, simplificando:

$$\dot{Q}_{rc} = \frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{vc}} \cdot COP_h^{vc} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \dot{H}_{fe} \quad (137)$$

Para o cálculo de e_2 , substitui-se a eq. (137) em (121), e o resultado em (120):

$$\dot{H}_{fb} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ \dot{Q}_{ht} - \left[\frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{vc}} \cdot COP_h^{vc} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \dot{H}_{fe} \right] \right\} \quad (138)$$

Agora normalizando a eq. (138) acima pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} :

$$e_2 = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \right] - \frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} \right\} \quad (139)$$

onde $\left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right)$ é a taxa de consumo de combustível em termos energéticos do motor térmico normalizada pela demanda de refrigeração.

Ao dividir a eq. (126) pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} , obtém-se e_3 :

$$e_3 = \frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \quad (140)$$

Quando o calor rejeitado for maior que a demanda de aquecimento, apenas o necessário é recuperado, e o restante desperdiçado. Se o calor rejeitado for exatamente igual à demanda de aquecimento, $\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{ht}$, tem-se a situação limite para o início da operação do aquecedor. Substituindo a eq. (137) em (2):

$$R_{HC}^* = \frac{\dot{Q}_{rc}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{[(\dot{Q}_{co}/COP_r^{vc}) \cdot COP_h^{vc}] + [\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \dot{H}_{fe}]}{\dot{Q}_{co}} \quad (141)$$

Inserindo a eq. (133) de \dot{H}_{fe} , e fazendo as operações necessárias:

$$R_{HC}^* = \frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} + \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \quad (142)$$

Quando o calor rejeitado for maior do que a demanda de aquecimento, $R_{HC} \leq R_{HC}^*$, o aquecedor está fora de operação, então $e_2 = 0$. Vale lembrar também que, como esse sistema não possui “chiller” de absorção, $e_4 = 0$.

4.2 Análise de impacto ambiental

A análise de impacto ambiental tem como objetivo comparar as emissões de CO₂ geradas pelos sistemas de trigerção estudados no presente trabalho utilizando como combustível biodiesel com as de um sistema convencional operando com óleo diesel. Para isto, é definido um parâmetro adimensional, Φ_{CO_2} , definido por Parise et al (2011), como:

$$\Phi_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2,bd} + \dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{m}_{CO_2,pd} + \dot{m}_{CO_2,gridcv}} \quad (143)$$

onde $\dot{m}_{CO_2,bd}$ é a taxa de emissão de CO₂ dos sistemas de trigerção operando com biodiesel, $\dot{m}_{CO_2,grid}$ é a taxa de emissão de CO₂ de transmissão de eletricidade pela rede para os sistemas de trigerção, $\dot{m}_{CO_2,pd}$ é a taxa de emissão de CO₂ do sistema convencional operando com óleo diesel, e $\dot{m}_{CO_2,gridcv}$ é a taxa de emissão de CO₂ de transmissão de eletricidade pela rede para o sistema sem trigerção.

As emissões provenientes da transmissão de eletricidade pela rede variam para cada arquitetura, visto que dependem da demanda elétrica à qual o sistema deve atender e de quanto é adquirido da rede elétrica.

Para tornar o cálculo adimensional, as taxas de emissão de CO₂ definidas acima serão normalizadas pela demanda de refrigeração.

As emissões de CO₂ são relacionadas com o fluxo de energia do combustível por:

$$\dot{m}_{CO_2, fu} = \pi_{CO_2} \cdot \alpha_{es} \cdot \dot{H}_{fu} \quad (144)$$

onde π_{CO_2} é o fator de emissão de CO₂ fóssil associado às reações de combustão de um dado combustível em um motor térmico para a entrega de trabalho de eixo.

Seguindo a mesma linha, as emissões relacionadas à transmissão de eletricidade pela rede elétrica são dadas por:

$$\dot{m}_{CO_2, grid} = \frac{\pi_{CO_2, grid} \cdot \dot{W}_{el, grid}}{\eta_{grid}} \quad (145)$$

onde $\pi_{CO_2, grid}$ é o fator de emissão de CO₂ da malha energética nacional, e η_{grid} é a eficiência de transmissão da rede elétrica nacional.

O equacionamento do modelo para as emissões de cada arquitetura é descrito a seguir.

4.2.1 Sistema convencional (Sem trigerção)

Como descrito na seção 3.1, esse sistema apresenta sempre consumo de combustível pelo motor térmico e pela caldeira, exceto quando uma das demandas for nula, ou quando a eletricidade for adquirida integralmente da rede elétrica. Então:

$$\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb} \quad (146)$$

A eletricidade gerada pelo sistema, a eletricidade a ser adquirida da rede, e o indicador de aquisição de eletricidade da rede são dados pelas eqs. (17), (19) e (20).

A taxa de consumo de combustível pelo motor térmico é dado pela eq. (23). Normalizando pela demanda de refrigeração:

$$\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{(R_{EC} + 1/COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (147)$$

A taxa de consumo de combustível na caldeira é:

$$\dot{H}_{fb} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\eta_{pb}} \quad (148)$$

Normalizado pela demanda de refrigeração:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{R_{HC}}{\eta_{pb}} \quad (149)$$

Substituindo as eqs. (147) e (149) em (144), obtém-se:

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,pd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,pd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left[\left(\frac{(R_{EC} + 1/COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) + \left(\frac{R_{HC}}{\eta_{pb}} \right) \right] \quad (150)$$

Normalizando a eq. (19) da eletricidade adquirida da rede pela demanda de refrigeração:

$$\frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \quad (151)$$

Agora, substituindo a eq. (151) anterior na eq. (145):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot \left[\left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \right] \quad (152)$$

4.2.2

Trigeração com “chiller” de compressão de vapor

Esse sistema apresenta 2 (duas) situações possíveis onde a caldeira auxiliar pode estar em operação ou não. Como já visto anteriormente no Capítulo 3, a demanda de aquecimento é a responsável por tornar necessário ou não o acionamento da caldeira.

Partindo da eq. (46) da taxa de consumo de combustível do motor térmico, o primeiro passo é normalizá-la pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} :

$$\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (153)$$

Se a demanda de aquecimento for menor ou igual ao calor recuperado para aquecimento, $\dot{Q}_{ht} \leq \dot{Q}_{rc}$, a caldeira não entra em operação, e, portanto, o motor térmico é o único equipamento consumindo combustível, logo,

$$\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} \quad (154)$$

Substituindo, então, a eq. (153) em (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \quad (155)$$

Se a demanda de aquecimento for maior que o calor recuperado para aquecimento, $\dot{Q}_{ht} > \dot{Q}_{rc}$, a caldeira entra em operação, logo,

$$\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb} \quad (156)$$

A taxa de consumo de combustível na caldeira é dada pela eq. (49), e o calor recuperado para aquecimento pela eq. (45). Normalizando pela demanda de refrigeração, obtém-se:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot \left(\frac{COP_h^{vc} \cdot \Gamma_{sg}}{\varphi} + \Gamma_{he} \right) \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right\} \quad (157)$$

Substituindo o consumo total de combustível na eq. (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb} \cdot \left[\left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot \left(\eta_{pb} - \frac{COP_h^{vc} \cdot \Gamma_{sg}}{\varphi} + \Gamma_{he} \right) + R_{HC} + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right]} \quad (158)$$

A eletricidade adquirida da rede nacional é dada pela eq. (39), que, neste caso, é igual ao caso do sistema convencional. Portanto, a emissão de CO₂ pela transmissão de energia elétrica para o sistema de trigerção com compressão de vapor é apresentado na eq. (152).

4.2.3 Trigerção com “chiller” de absorção

Para todas as situações possíveis desta arquitetura, a demanda de eletricidade e a eletricidade adquirida da rede são as mesmas, logo, a equação que representa as emissões de CO₂ se repete. A eq. (59) representa a eletricidade a ser adquirida da rede que, ao ser normalizada pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} , fornece:

$$\frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = R_{EC} \cdot (1 - \varphi) \quad (159)$$

Substituindo a eq. (159) anterior em (145):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot [R_{EC} \cdot (1 - \varphi)] \quad (160)$$

O sistema de trigerção com “chiller” de absorção apresenta 4 (quatro) situações possíveis de consumo de combustível fóssil, portanto, suas emissões podem ser descritas por 4 (quatro) equações diferentes que serão apresentadas a seguir.

a. Calor recuperado suficiente para atender às demandas sem necessidade de combustível adicional: ($\dot{H}_{fb} = \dot{H}_{ab} = 0$)

Neste caso, o motor térmico é o único equipamento consumindo combustível fóssil. A taxa de consumo de combustível é dada pela eq. (63) que, normalizada pela demanda de refrigeração, é:

$$\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (161)$$

Substituindo a eq. (161) anterior em (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \quad (162)$$

b. Calor recuperado para refrigeração suficiente e para aquecimento insuficiente: ($\dot{H}_{ab} = 0$)

No segundo caso, além do motor térmico, a caldeira também consome combustível fóssil, pois o calor de rejeito recuperado não é suficiente para atender à demanda de aquecimento. A taxa de consumo total de combustível é a soma da taxa do motor, eq. (63), e da caldeira, eq. (72). Essa última normalizada pela demanda de refrigeração, fornece:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\} \quad (163)$$

Introduzindo as eqs. (161) e (163) em (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb}} \cdot \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\eta_{pb} - \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} - COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}) + R_{HC} \right] \quad (164)$$

c. Calor recuperado para aquecimento suficiente e para refrigeração insuficiente: ($\dot{H}_{fb} = 0$)

A terceira situação possível é caracterizada pelo consumo de combustível apenas pelo motor térmico (eq. (63)) e diretamente no “chiller” de absorção (eq.

(76)), visto que o mesmo não é capaz de atender à demanda de refrigeração utilizando somente o calor recuperado da exaustão.

Seguindo os mesmos passos dos casos anteriores, a taxa de consumo de combustível diretamente no “chiller” (eq. (76)) é normalizada pela demanda de refrigeração:

$$\frac{\dot{H}_{ab}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (165)$$

Como a taxa de consumo total de combustível é a soma das taxas do motor e do ciclo de absorção, somam-se as eqs. (161) e (165), e substitui-se em (144), obtendo:

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (1 - \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}) + \frac{1}{COP_r^{ab}} \right] \quad (166)$$

d. Calor de rejeito recuperado insuficiente para atender tanto à demanda de refrigeração quanto à de aquecimento:

Neste último caso, todos os possíveis consumidores de combustível fóssil o estão fazendo. As taxas de consumo do motor térmico e do “chiller” são representadas pelas eqs. (63) e (76). A taxa de consumo de combustível da caldeira nesta situação normalizada pela demanda de refrigeração, pode ser escrita como:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] - \left[\left(\frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot COP_h^{ab} \right] \right\} \quad (167)$$

A taxa de consumo total de combustível normalizada pela demanda de refrigeração é a soma das eqs. (161), (165) e (167).

Combinando, então, na eq. (144), obtém-se:

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\eta_{pb}} - \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \right) \right] + \frac{R_{HC}}{\eta_{pb}} \right. \\ \left. + \left[\left(\frac{1}{COP_r^{ab}} \right) \cdot \left(1 - \frac{COP_h^{ab}}{\eta_{pb}} \right) \right] \right\} \quad (168)$$

A tabela 4 abaixo resume as equações de emissões de CO₂ a serem utilizadas em cada uma das situações descritas acima.

| Situação | Equações |
|---|---|
| $R_{HC} \leq R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right)$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb}} \cdot \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\eta_{pb} - \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} - COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}) + R_{HC} \right]$ |
| $R_{HC} \leq R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} \neq 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (1 - \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}) + \frac{1}{COP_r^{ab}} \right]$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} \neq 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\eta_{pb}} - \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \right) \right] + \frac{R_{HC}}{\eta_{pb}} \right. \\ \left. + \left[\left(\frac{1}{COP_r^{ab}} \right) \cdot \left(1 - \frac{COP_h^{ab}}{\eta_{pb}} \right) \right] \right\}$ |

Tabela 4 - Relação de equações de emissões utilizadas para cada situação estudada para o sistema de trigeração com “chiller” de absorção

4.2.4

Trigeração com combinação de “chillers”

Esta arquitetura, como já mencionado no Capítulo 3, também apresenta 4 (quatro) situações possíveis de operação. Nas duas primeiras possibilidades (quando o “chiller” consegue atender à demanda de refrigeração operando somente com calor de rejeito), este sistema opera de forma equivalente a um sistema com “chiller” de absorção, portanto os modelos que representam suas emissões são encontrados nas seções 4.2.3a e 4.2.3b do presente trabalho.

As emissões de CO₂ relativas às demais situações onde o ciclo de absorção não é capaz de atender à demanda de refrigeração operando somente com calor de rejeito da exaustão são descritas adiante.

Primeiramente, a parcela da rede nacional é definida para os dois casos. A eletricidade a ser adquirida da rede é dada pela eq. (95), e normalizada pela demanda de refrigeração, fornece:

$$\frac{\dot{W}_{el,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \quad (169)$$

Substituindo a eq. (169) anterior em (145):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot \left[\left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \right] \quad (170)$$

A parcela referente à queima de combustível fóssil é diferente para cada caso devido à queima ou não de combustível na caldeira.

a. Para operação com “chiller” de compressão de vapor ligado e sem combustível no boiler:

Neste caso, a taxa de consumo total de combustível é a taxa do motor térmico (eq. (102)). Normalizando,

$$\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \quad (171)$$

Seguindo o mesmo procedimento e substituindo na eq. (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \right) \quad (172)$$

b. Para operação com “chiller” de compressão de vapor ligado e com combustível no boiler:

Para este último caso, adiciona-se ao anterior a taxa de consumo de combustível do aquecedor (eq. (111)) que, quando normalizada, fornece:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right\} \quad (173)$$

onde a taxa de consumo de combustível do motor térmico é dada pela eq. (171).

Somando as eqs. (171) e (173), e combinando em (144), temos:

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \right) \cdot \left(\eta_{pb} - \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} - COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} - \frac{\Gamma_{sg} \cdot COP_h^{vc}}{\varphi} \right) \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} + R_{HC} \right\} \quad (174)$$

A tabela 5 que segue resume as equações que representam as emissões de CO₂ para cada um dos casos descritos acima.

| Situação | Equações |
|---|---|
| $R_{HC} \leq R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ $\dot{W}_{cp} = 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right)$ $\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot [R_{EC} \cdot (1 - \varphi)]$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^*$ $R_{EC} > R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ $\dot{W}_{cp} = 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb}} \cdot \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\eta_{pb} - \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} - COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}) + R_{HC} \right]$ $\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot [R_{EC} \cdot (1 - \varphi)]$ |
| $R_{HC} \leq R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} = 0$ $\dot{W}_{cp} \neq 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \right)$ $\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot \left[\left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \right]$ |
| $R_{HC} > R_{HC}^{**}$ $R_{EC} < R_{EC}^*$ $\dot{H}_{ab} = 0$ $\dot{H}_{fb} \neq 0$ $\dot{W}_{cp} \neq 0$ | $\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \right) \cdot \left(\eta_{pb} - \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} - COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} - \frac{\Gamma_{sg} \cdot COP_h^{vc}}{\varphi} \right) \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} + R_{HC} \right\}$ $\frac{\dot{m}_{CO_2,grid}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,grid}}{\eta_{grid}} \cdot \left[\left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot (1 - \varphi) \right]$ |

Tabela 5 - Relação de equações de emissões utilizadas para cada situação estudada para o sistema de trigeração com combinação de “chillers”

4.2.5

Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico

Como já visto anteriormente no Capítulo 3, esse sistema apresenta 2 (duas) situações possíveis onde a caldeira auxiliar pode estar em operação ou não, dependendo se o calor recuperado é suficiente para atender à demanda de aquecimento.

Partindo da eq. (133) da taxa de consumo de combustível do motor térmico, e normalizando pela demanda de refrigeração, \dot{Q}_{co} :

$$\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \quad (175)$$

Se a demanda de aquecimento for menor ou igual ao calor recuperado para aquecimento, $\dot{Q}_{ht} \leq \dot{Q}_{rc}$, a caldeira não entra em operação, e, portanto, o motor térmico é o único equipamento consumindo combustível, logo, $\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe}$.

Substituindo, então, a eq. (175) em (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es} \cdot \left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right) \quad (176)$$

Se a demanda de aquecimento for maior que o calor recuperado para aquecimento, $\dot{Q}_{ht} > \dot{Q}_{rc}$, a caldeira entra em operação, logo, $\dot{H}_{fu} = \dot{H}_{fe} + \dot{H}_{fb}$.

O combustível consumido pela caldeira é dado pela eq. (138), e o calor recuperado para aquecimento pela eq. (137). Normalizando pela demanda de refrigeração, obtém-se:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\frac{1}{COP_r^{vc}} \cdot \left(COP_h^{vc} + \frac{\varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right) \right] - \frac{\varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot R_{EC}}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right\} \quad (177)$$

A taxa de consumo total de combustível normalizada é dada pela soma das eqs. (175) e (177), e é introduzida na eq. (144):

$$\frac{\dot{m}_{CO_2,bd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\Pi_{CO_2,bd} \cdot \alpha_{es}}{\eta_{pb}} \cdot \left[\left(\frac{(1/COP_r^{vc} + R_{EC}) \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right) \cdot (\eta_{pb} - \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] - \frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} + R_{HC} \quad (178)$$

A eletricidade adquirida da rede nacional é dada pela eq. (127), que, neste caso é igual ao caso do sistema convencional e ao sistema de trigerção com “chiller” de compressão, portanto, a emissão de CO₂ pela transmissão de energia elétrica para o sistema de trigerção com compressão de vapor é apresentado na eq. (152).

4.3 Análise exergetica (2ª Lei da Termodinâmica)

De acordo com Li et al (2014), a análise exergetica, também conhecida como análise de 2ª Lei, avalia os aspectos qualitativos de um sistema térmico. Para tal, define-se a eficiência exergetica como sendo a razão entre a exergia total que entra no volume de controle e a que sai (Han et al, 2014). A eficácia de um processo pode ser medida tanto pelo *EUF* como pela eficiência exergetica, com a diferença de que o primeiro o faz em uma base de energia, e a segunda, de exergia (Moran et al, 2011). Então, de maneira geral, para os sistemas apresentados no presente trabalho, tem-se:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{x,co} + \dot{E}_{x,ht} + \dot{E}_{x,el}}{\dot{E}_{x,fe} + \dot{E}_{x,fb} + \dot{E}_{x,grid} + \dot{E}_{x,ab}} \quad (179)$$

onde $\dot{E}_{x,co}$ é a taxa de exergia de refrigeração, $\dot{E}_{x,ht}$ é a taxa de exergia de aquecimento, $\dot{E}_{x,el}$ é a taxa de exergia da eletricidade demandada, $\dot{E}_{x,fe}$ é a taxa de exergia do combustível consumido pelo motor térmico, $\dot{E}_{x,fb}$ é a taxa de exergia do combustível consumido pelo aquecedor, $\dot{E}_{x,grid}$ é a taxa de exergia da eletricidade adquirida da rede, e $\dot{E}_{x,ab}$ é a taxa de exergia do combustível consumido pelo “chiller” de absorção. Expandindo os termos acima descritos chega-se às expressões para cada termo da taxa de exergia. As taxas de exergia associadas com a capacidade frigorífica e com o aquecimento são, respectivamente:

$$\dot{E}_{x,co} = \dot{Q}_{co} \cdot \left(\frac{T_0}{T_c} - 1 \right) \quad (180)$$

$$\dot{E}_{x,ht} = \sum \dot{Q}_i \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{hi}} \right) \quad (181)$$

onde T_0 é a temperatura ambiente, T_c é a temperatura de refrigeração, T_{hi} é a temperatura de aquecimento.

As taxas de exergia associadas com a demanda elétrica e com a eletricidade adquirida da rede, são, obviamente:

$$\dot{E}_{x,el} = \dot{W}_{el} \quad (182)$$

$$\dot{E}_{x,grid} = \dot{W}_{el,grid} \quad (183)$$

A taxa de exergia associada ao consumo de combustível é definida por:

$$\dot{E}_{x,f} = \gamma_f \cdot R_f \cdot \dot{H}_f \quad (184)$$

onde γ_f é o grau de exergia do combustível, R_f é a razão entre os poderes caloríficos superior e inferior, e \dot{H}_f é a taxa de consumo de combustível em termos energéticos. Define-se, finalmente, φ_f :

$$\varphi_f = \gamma_f \cdot R_f \quad (185)$$

Para simplificar a demonstração das equações dos modelos são introduzidos os parâmetros τ_{co} e τ_i .

$$\tau_{co} = \left(\frac{T_0}{T_c} - 1 \right) \quad (186)$$

$$\tau_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_{hi}} \right) \quad (187)$$

Assim como nos modelos para 1ª Lei e impacto ambiental, a fim de adimensionalizar as equações para simular situações genéricas, normaliza-se a eq. (179) da eficiência exergética pela taxa de exergia da demanda de refrigeração (eq. (180)).

$$\eta_{ex} = \frac{1 + (\dot{E}_{x,ht}/\dot{E}_{x,co}) + (\dot{E}_{x,el}/\dot{E}_{x,co})}{(\dot{E}_{x,fe}/\dot{E}_{x,co}) + (\dot{E}_{x,fb}/\dot{E}_{x,co}) + (\dot{E}_{x,grid}/\dot{E}_{x,co}) + (\dot{E}_{x,ab}/\dot{E}_{x,co})} \quad (188)$$

Para simplificar e organizar a apresentação das equações são introduzidos λ_1 , λ_2 , λ_3 e λ_4 , de tal forma que:

$$\eta_{ex} = \frac{1 + (\dot{E}_{x,ht}/\dot{E}_{x,co}) + (\dot{E}_{x,el}/\dot{E}_{x,co})}{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4} \quad (189)$$

onde λ_1 , λ_2 , λ_3 e λ_4 representam as frações entre as taxas de exergias de entrada e a taxa de exergia de refrigeração.

$$\lambda_1 = \frac{\dot{E}_{x,fe}}{\dot{E}_{x,co}} \quad (190)$$

$$\lambda_2 = \frac{\dot{E}_{x,fb}}{\dot{E}_{x,co}} \quad (191)$$

$$\lambda_3 = \frac{\dot{E}_{x,grid}}{\dot{E}_{x,co}} \quad (192)$$

$$\lambda_4 = \frac{\dot{E}_{x,ab}}{\dot{E}_{x,co}} \quad (193)$$

Da eq. (189), o termo da razão entre as exergias de aquecimento e de refrigeração é:

$$\frac{\dot{E}_{x,ht}}{\dot{E}_{x,co}} = \frac{\sum \dot{Q}_i \cdot \tau_i}{\dot{Q}_{co} \cdot \tau_{co}} \quad (194)$$

Para simplificar a manipulação das equações toma-se o total das taxas de transferência de calor de rejeito (\dot{Q}_{ec} , \dot{Q}_{ex} e \dot{Q}_{cd}), multiplicadas por um fator ξ comum e arbitrário. A eq. (195) implica carga térmica de rejeito ser recuperada de todas as fontes de calor de rejeito (arrefecimento, exaustão e condensadores), em diferentes níveis de temperatura, porém em proporções iguais. Tal distribuição por nível de temperatura se repete na demanda de aquecimento, caso contrário a comparação entre calor de rejeito e demanda deveria ser realizada separadamente para cada nível. Quando este fator atinge o valor de 1, todo o calor rejeitado para aquecimento é utilizado pelo sistema. Se ultrapassar este valor, ou seja, $\xi > 1$, faz-se necessário o acionamento do aquecedor auxiliar para que o sistema atenda integralmente à demanda de aquecimento. Matematicamente, tem-se:

$$\dot{Q}_{ht} = \xi \cdot (\dot{Q}_{ec} + \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{cd}) \quad (195)$$

Então,

$$R_{HC} = \xi \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} + \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{Q}_{co}} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} \right) \quad (196)$$

Acrescentando ξ na eq. (194):

$$\frac{\dot{E}_{x,ht}}{\dot{E}_{x,co}} = \frac{\xi \cdot \sum \dot{Q}_i \cdot \tau_i}{\dot{Q}_{co} \cdot \tau_{co}} \quad (197)$$

Expandindo, e definindo Λ_{HC} :

$$\frac{\dot{E}_{x,ht}}{\dot{E}_{x,co}} = \Lambda_{HC} = \frac{\xi \cdot (\dot{Q}_{ec} \cdot \tau_{ec} + \dot{Q}_{ex} \cdot \tau_{ex} + \dot{Q}_{cd} \cdot \tau_{cd})}{\dot{Q}_{co} \cdot \tau_{co}} \quad (198)$$

Reescrevendo:

$$\Lambda_{HC} = \frac{\xi \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \tau_{ec} + \frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \tau_{ex} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \tau_{cd} \right)}{\tau_{co}} \quad (199)$$

A seguir são descritos os modelos específicos para cada situação dos sistemas de trigerção estudados.

4.3.1 Trigerção com “chiller” de compressão de vapor

A partir das eqs. (46) e (180), da taxa de consumo de combustível do motor térmico e da taxa de exergia de refrigeração, respectivamente, a determinação da expressão para λ_1 se torna trivial.

$$\lambda_1 = \frac{\varphi_f}{\tau_{co}} \cdot \frac{\left(\frac{1}{COP_r^{vc}} + R_{EC} \right) \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (200)$$

A energia elétrica adquirida da rede, dada pela eq. (39), e a taxa de exergia de refrigeração, dada pela eq. (180), permitem escrever a expressão de λ_3 :

$$\lambda_3 = \left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot \frac{(1 - \varphi)}{\tau_{co}} \quad (201)$$

Definindo os termos de Λ_{HC} a partir das eqs. (33), (34) e (44), do calor rejeitado pelo arrefecimento, pela exaustão e pelo condensador.

$$\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} = \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\Gamma_{sg}} \cdot \left(\frac{1}{COP_r^{vc}} + R_{EC} \right) \quad (202)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ex}}{\dot{Q}_{co}} = \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{\varphi \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}}{\Gamma_{sg}} \cdot \left(\frac{1}{COP_r^{vc}} + R_{EC} \right) \quad (203)$$

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{vc} \cdot \left[\left(\frac{\Gamma_{sg} \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} \right) - \dot{W}_{el} \right] = \dot{Q}_{co} \cdot \frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} \quad (204)$$

$$\frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} \quad (205)$$

Quando $\xi > 1$, entra em operação a caldeira auxiliar, e, por isso, acrescenta-se o termo λ_2 , referente à exergia do combustível consumido na mesma, à expressão da eficiência exergética. A eq. (157) é a expressão da taxa de consumo da caldeira normalizada pela demanda de refrigeração, então, λ_2 é:

$$\lambda_2 = \frac{\varphi_{fuel}}{\eta_{pb} \cdot \tau_{co}} \cdot \left[R_{HC} - \left[\frac{\left(\frac{1}{COP_r^{vc}} + R_{EC} \right) \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right] \cdot \left[\frac{COP_h^{vc} \cdot \Gamma_{sg}}{\varphi} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \right] + R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right] \quad (206)$$

Como não há um ciclo de absorção, neste sistema, $\lambda_4 = 0$.

4.3.2 Trigeração com “chiller” de absorção

O sistema de trigeração com “chiller” de absorção apresenta 4 (quatro) situações possíveis de operação.

a. Calor recuperado suficiente para atender às demandas sem necessidade de combustível adicional: ($\dot{H}_{fb} = \dot{H}_{ab} = 0$)

Neste caso, o motor térmico é o único equipamento consumindo combustível. A taxa de consumo de combustível e a taxa de exergia de refrigeração são dados pelas eqs. (63) e (180). Introduzindo ambos na eq. (190), obtém-se:

$$\lambda_1 = \frac{\varphi_f}{\tau_{co}} \cdot \frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (207)$$

Das equações da eletricidade adquirida da rede (eq.(59)) e da taxa de exergia de refrigeração (eq.(180)), encontra-se λ_3 :

$$\lambda_3 = R_{EC} \cdot \frac{(1 - \varphi)}{\tau_{co}} \quad (208)$$

Como o aquecedor e o ciclo de absorção não consomem combustível nesta situação:

$$\lambda_2 = \lambda_4 = 0 \quad (209)$$

Definindo os termos de Λ_{HC} a partir das eqs. (33) e (65), do calor rejeitado pelo arrefecimento e pelo condensador.

$$\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} = \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{R_{EC} \cdot \varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\Gamma_{sg}} \quad (210)$$

$$\dot{Q}_{cd} = COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \dot{H}_{fe} = COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \frac{\dot{W}_{el} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \quad (211)$$

$$\frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{R_{EC} \cdot \varphi \cdot COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex}}{\Gamma_{sg}} \quad (212)$$

Como nesse sistema o calor rejeitado pela exaustão do motor é utilizado para acionamento do ciclo de absorção, essa parcela é excluída de Λ_{HC} em todos os quatro casos. Logo,

$$\Lambda_{HC} = \frac{\xi \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \tau_{ec} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} \cdot \tau_{cd} \right)}{\tau_{co}} \quad (213)$$

b. Calor recuperado para refrigeração suficiente e para aquecimento insuficiente: ($\dot{H}_{ab} = 0$)

No segundo caso, além do motor térmico, a caldeira também consome combustível fóssil, pois o calor de rejeito recuperado não é suficiente para atender à demanda de aquecimento. Como já visto na seção 4.1.3, por se tratar do mesmo sistema, a taxa de consumo de combustível em termos energéticos do motor térmico e a eletricidade adquirida da rede são representadas pelas mesmas equações nos quatro casos. Logo, as eqs. (207) e (208) se repetem para λ_1 e λ_3 , respectivamente.

A taxa de consumo de combustível da caldeira auxiliar é representada pela eq. (72) que, normalizada pela demanda de refrigeração, fornece:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{Q}_{co}} = \left(\frac{1}{\eta_{pb}} \right) \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\} \quad (214)$$

Então, quando $\xi > 1$ e ainda não se faz necessária a queima direta de combustível no “chiller”, λ_2 é:

$$\lambda_2 = \frac{\varphi_f}{\eta_{pb} \cdot \tau_{co}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \cdot (\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}) \right] \right\} \quad (215)$$

Como ainda não há consumo de combustível diretamente no ciclo de absorção, $\lambda_4 = 0$.

Os termos de Λ_{HC} referentes ao calor rejeitado pelo arrefecimento e pelo condensador se repetem do caso anterior (eqs. (210) e (212)).

c. Calor recuperado para aquecimento suficiente e para refrigeração insuficiente: ($\dot{H}_{fb} = 0$)

A terceira situação é caracterizada pelo consumo de combustível pelo motor térmico (eq. (63)) e diretamente pelo ciclo de absorção (eq. (76)), visto que o mesmo não é capaz de atender à demanda de refrigeração utilizando somente o calor recuperado da exaustão. As eqs. (207) e (208) se repetem para λ_1 e λ_3 , respectivamente.

A taxa de consumo de combustível em termos energéticos do “chiller” é fornecida pela eq. (76), que, dividida pela taxa de exergia da demanda de refrigeração, $\dot{E}_{x,co}$:

$$\frac{\dot{H}_{ab}}{\dot{E}_{x,co}} = \frac{1}{\tau_{co}} \cdot \left(\frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \quad (216)$$

Então, tem-se λ_4 :

$$\lambda_4 = \frac{\varphi_f}{\tau_{co}} \cdot \left(\frac{1}{COP_r^{ab}} - \frac{\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot R_{EC} \cdot \varphi}{\Gamma_{sg}} \right) \quad (217)$$

O termo de Λ_{HC} referente ao calor rejeitado do arrefecimento se repete do primeiro caso apresentado para este sistema (4.3.2a), e é dado pela eq. (210). Já o termo referente ao calor recuperado do condensador se altera, como visto na eq. (75), e, ao ser normalizado pela demanda de refrigeração, passa a ser:

$$\frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{COP_h^{ab}}{COP_r^{ab}} \quad (218)$$

d. Calor de rejeito recuperado insuficiente para atender tanto à demanda de refrigeração quanto à de aquecimento:

Neste último caso, todos os possíveis consumidores de combustível fóssil o estão fazendo, já que o calor recuperado para aquecimento não é suficiente para atender sua demanda, e o ciclo de absorção também não atende à demanda de refrigeração quando acionado somente via calor de rejeito. As eqs. (207), (208) e (217) se repetem para λ_1 , λ_3 e λ_4 , respectivamente. A taxa de consumo de combustível em termos energéticos da caldeira, nesta situação, ao ser dividida pela taxa de exergia da demanda de refrigeração, pode ser escrita como:

$$\frac{\dot{H}_{fb}}{\dot{E}_{x,co}} = \frac{1}{\eta_{pb}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\Gamma_{sg}} \right) + \left(\frac{COP_h^{ab}}{COP_r^{ab}} \right) \right] \right\} \quad (219)$$

Então, quando $\xi > 1$ e se faz necessária a queima direta de combustível no “chiller”, λ_2 é:

$$\lambda_2 = \frac{\varphi_f}{\eta_{pb} \cdot \tau_{co}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{R_{EC} \cdot \varphi \cdot \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec}}{\Gamma_{sg}} \right) + \left(\frac{COP_h^{ab}}{COP_r^{ab}} \right) \right] \right\} \quad (220)$$

O termo de Λ_{HC} referente ao calor rejeitado do arrefecimento se repete do primeiro caso apresentado para este sistema (4.3.2a), e é dado pela eq. (210). Já o termo referente ao calor recuperado do condensador, como visto na seção 4.3.2c anterior, é dado pela eq. (218).

4.3.3 Trigeração com combinação de “chillers”

Esta arquitetura, como já mencionado no Capítulo 3, também apresenta 4 (quatro) situações possíveis de operação. Nas duas primeiras possibilidades (quando o “chiller” consegue atender à demanda de refrigeração operando somente com calor de rejeito), este sistema opera de forma equivalente a um sistema com “chiller” de absorção. Portanto os modelos de análise de 2ª Lei são encontrados nas seções 4.3.2a e 4.3.2b do presente trabalho.

Como não há possibilidade de queima direta de combustível no ciclo de absorção neste sistema, $\lambda_4 = 0$, em todas as situações.

a. Para operação com “chiller” de compressão de vapor ligado e sem combustível no boiler:

Neste caso, o consumo total de combustível é o do motor térmico, sendo sua taxa representada pela eq. (102). Normalizando,

$$\frac{\dot{H}_{fe}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{(\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc})} \quad (221)$$

Portanto, a equação para λ_1 é:

$$\lambda_1 = \frac{\varphi_f}{\tau_{co}} \cdot \frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc}} \quad (222)$$

A eletricidade adquirida da rede nacional normalizada pela demanda de refrigeração é representada pela eq. (107). Agora, dividindo por τ_{co} , é possível obter a seguinte expressão para λ_3 .

$$\lambda_3 = \left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \Gamma_{sg}}{\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc}} \right) \cdot \frac{(1 - \varphi)}{\tau_{co}} \quad (223)$$

Os termos de Λ_{HC} referentes ao calor rejeitado do arrefecimento e do condensador são descritos abaixo a partir das eqs. (33) e (101) divididas por \dot{Q}_{co} .

$$\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} = \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc}} \right) \quad (224)$$

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} = & \left[\left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc}} \right) \right. \\ & \cdot \left(COP_h^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) \\ & \left. - (R_{EC} \cdot COP_h^{vc}) \right] \quad (225) \end{aligned}$$

b. Para operação com “chiller” de compressão de vapor ligado e com combustível no boiler:

Para este último caso, adiciona-se ao anterior o consumo de combustível do aquecedor. Sua taxa em termos energéticos é dada pela eq. (111) que, quando

normalizada é descrita na eq. (112). Para encontrar a expressão de λ_2 , resta, então, dividir por τ_{co} , obtendo-se:

$$\lambda_2 = \frac{\varphi_f}{\eta_{pb} \cdot \tau_{co}} \cdot \left\{ R_{HC} - \left[\left(\frac{(1 + R_{EC} \cdot COP_r^{vc}) \cdot \varphi}{\varphi \cdot COP_r^{ab} \cdot \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} + \Gamma_{sg} \cdot COP_r^{vc}} \right) \cdot \left(\alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot COP_h^{ab} + \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} + \frac{\Gamma_{sg}}{\varphi} \cdot COP_h^{vc} \right) - R_{EC} \cdot COP_h^{vc} \right] \right\} \quad (226)$$

As eqs. (223), (224) e (225) do caso anterior se repetem para λ_3 e para os termos de Λ_{HC} referentes ao calor rejeitado do arrefecimento e do condensador.

4.3.4 Trigeração com Ciclo Rankine Orgânico

A partir das eqs. (133) e (180) da taxa de consumo de combustível do motor térmico e da taxa de exergia de refrigeração, respectivamente, deduz-se a expressão para λ_1 .

$$\lambda_1 = \frac{\varphi_{fuel}}{\tau_{co}} \cdot \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \quad (227)$$

A energia elétrica adquirida da rede, dada pela eq. (126), e a taxa de exergia de refrigeração, dada pela eq. (180), permitem escrever a expressão de λ_3 :

$$\lambda_3 = \left(R_{EC} + \frac{1}{COP_r^{vc}} \right) \cdot \frac{(1 - \varphi)}{\tau_{co}} \quad (228)$$

Definindo os termos de Λ_{HC} a partir das eqs. (133), (33) e (132), da taxa de consumo de combustível do motor, do calor rejeitado pelo arrefecimento e pelo condensador, respectivamente.

$$\frac{\dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_{co}} = \alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \left(\frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right) \quad (229)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{cd} &= COP_h^{vc} \cdot \left[\left(\frac{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC}) \cdot \dot{H}_{fe}}{\varphi} \right) - \dot{W}_{el} \right] \\ &= COP_h^{vc} \cdot \frac{\dot{Q}_{co}}{COP_r^{vc}}\end{aligned}\quad (230)$$

$$\frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{co}} = \frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} \quad (231)$$

Quando $\xi > 1$, entra em operação a caldeira auxiliar, e, por isso, acrescenta-se o termo λ_2 , referente à taxa de exergia do combustível consumido na mesma, à expressão da eficiência exergética. A eq. (139) é a expressão da taxa de consumo da caldeira normalizada pela demanda de refrigeração. Então, λ_2 é:

$$\begin{aligned}\lambda_2 &= \frac{\varphi_f}{\eta_{pb} \cdot \tau_{co}} \cdot \left\{ R_{HC} \right. \\ &\quad \left. - \left[\left(\frac{COP_h^{vc}}{COP_r^{vc}} \right) + \left[\alpha_{ec} \cdot \varepsilon_{ec} \cdot \frac{[(1/COP_r^{vc}) + R_{EC}] \cdot \varphi}{(\Gamma_{sg} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC})} \right] \right] \right\}\end{aligned}\quad (232)$$

Como não há um ciclo de absorção neste sistema, $\lambda_4 = 0$.

5 Validação dos modelos

O modelo desenvolvido para o sistema de trigeriação com chiller de compressão de vapor foi validado com dados experimentais de Pruzaesky (2005).

O sistema por ele estudado era composto por um conjunto moto-gerador com motor de ignição por compressão operando com óleo diesel ou combustível duplo diesel-gás natural. Parte da energia elétrica produzida era utilizada para atender à demanda elétrica, que era simulada por um painel elétrico composto de lâmpadas e resistências elétricas. A outra parte da energia elétrica produzida era usada para acionar o compressor da bomba de calor por compressão de vapor. Energia térmica era recuperada dos rejeitos do condensador da bomba de calor e dos sistemas de arrefecimento e de exaustão do motor, em série, em ordem crescente de temperatura, respectivamente, constituindo o atendimento base da demanda de calor.

A verificação do presente modelo com os dados experimentais de Pruzaesky (2005) foi executada seguindo os passos abaixo:

- I. Alimentação do presente modelo com as demandas energéticas e os parâmetros característicos do sistema experimental;
- II. Cálculo dos valores de *EU*F a partir do modelo aqui desenvolvido;
- III. Comparação dos valores encontrados pelo presente modelo com os valores calculados pela definição de *EU*F (eq. 1) com as mesmas demandas e consumo de combustível do trabalho de Pruzaesky (2005);
- IV. Cálculo do erro percentual entre os valores.

Ao final, a concordância entre os resultados foi satisfatória, com erro percentual médio calculado de 1,79%. A Fig. 20, abaixo, apresenta a comparação entre os valores calculados pelo modelo e os valores experimentais de Pruzaesky (2005).

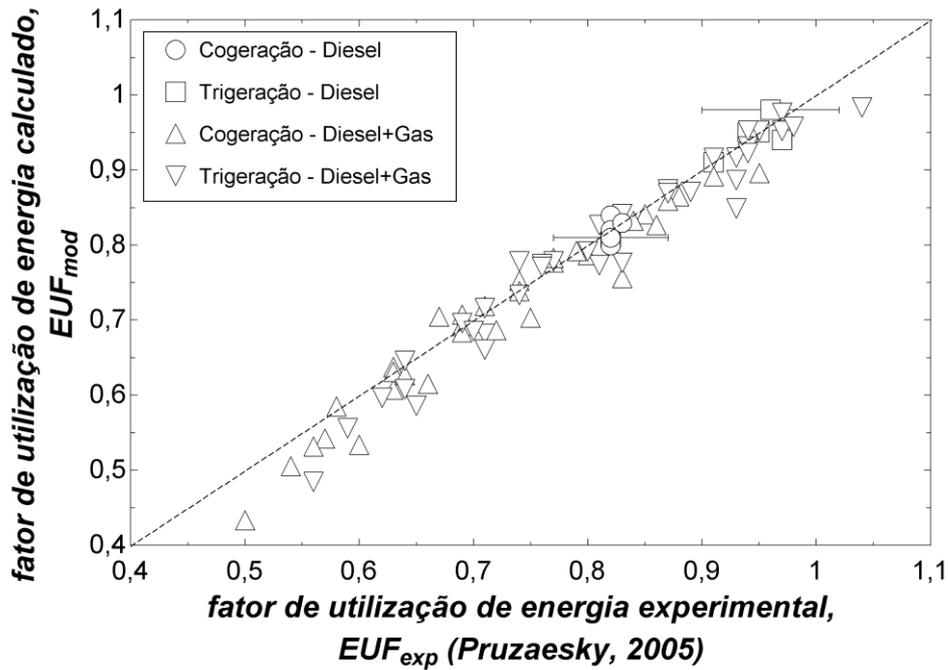


Figura 20 - Comparação entre os resultados calculados a partir do modelo do presente trabalho com os resultados experimentais

Não foram encontrados valores experimentais na literatura para as outras configurações, porém foram estudadas suas tendências em situações limite a fim de verificar se o comportamento previsto pelo modelo se aproxima daquele esperado.

Basicamente, foram efetuadas simulações onde uma das demandas supera as outras duas a ponto de torná-las desprezíveis. As tabelas 6-8 abaixo mostram as situações analisadas, os resultados esperados, e os resultados previstos pelo modelo nos testes de tendência.

| Sistema | Situação | Resultado Esperado | Resultados previstos pelo modelo |
|---|--|--|----------------------------------|
| Trigeração com chiller de compressão de vapor | $R_{HC} \gg 1$ $R_{HC} \gg R_{EC}$ $\varphi = 1$ Demanda de aquecimento tão grande que torna a recuperação de calor de rejeito desprezível; demandas de eletricidade e refrigeração desprezíveis em comparação; rede desligada. | $EU\dot{F} = \eta_{pb} = 0,75$ EUF torna-se a própria eficiência da caldeira. | 0,7518 |
| | $R_{EC} \gg 1$ $R_{EC} \gg R_{HC}$ $\varphi = 1$ Demandas de aquecimento e refrigeração desprezíveis em comparação com a de eletricidade; rede desligada. | $EU\dot{F} = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} = 0,306$ EUF torna-se a eficiência térmica global do conjunto motor-gerador. | 0,3065 |
| | $R_{HC} \rightarrow 0$ $R_{EC} \rightarrow 0$ $\varphi = 0$ Demandas de aquecimento e de eletricidade desprezíveis em comparação com a de refrigeração; somente rede funcionando, portanto, conjunto motor-gerador desligado. | $EU\dot{F} = COP_r^{vc} = 2,5$ EUF torna-se o coeficiente de desempenho da bomba de calor. | 2,5 |

Tabela 6 - Teste de tendências para modelo de sistema de trigeração com "chiller" de compressão de vapor

| Sistema | Situação | Resultado Esperado | Resultados previstos pelo modelo |
|------------------------------------|--|--|----------------------------------|
| Trigeração com chiller de absorção | $R_{HC} \gg 1$ $R_{HC} \gg R_{EC}$ $\varphi = 1$ Demanda de aquecimento tão grande que torna a recuperação de calor de rejeito desprezível; demandas de eletricidade e refrigeração desprezíveis em comparação; rede desligada. | $EUF = \eta_{pb} = 0,75$ EUF torna-se a própria eficiência da caldeira. | 0,7517 |
| | $R_{EC} \gg 1$ $R_{EC} \gg R_{HC}$ $\varphi = 1$ Demandas de aquecimento e refrigeração desprezíveis em comparação com a de eletricidade; rede desligada. | $EUF = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} = 0,306$ EUF torna-se a eficiência térmica global do conjunto motor-gerador. | 0,3066 |
| Trigeração com ciclos combinados | $R_{HC} \gg 1$ $R_{HC} \gg R_{EC}$ $\varphi = 1$ Demanda de aquecimento tão grande que torna a recuperação de calor de rejeito desprezível; demandas de eletricidade e refrigeração desprezíveis em comparação; rede desligada. | $EUF = \eta_{pb} = 0,75$ EUF torna-se a própria eficiência da caldeira. | 0,7515 |
| | $R_{EC} \gg 1$ $R_{EC} \gg R_{HC}$ $\varphi = 1$ Demandas de aquecimento e refrigeração desprezíveis em comparação com a de eletricidade; rede desligada. | $EUF = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} = 0,306$ EUF torna-se a eficiência térmica global do conjunto motor-gerador. | 0,3066 |

Tabela 7 - Teste de tendências para modelo de sistema de trigeração com "chiller" de absorção e trigeração com "chillers" combinados

| Sistema | Situação | Resultado Esperado | Resultados previstos pelo modelo |
|--------------------|--|--|----------------------------------|
| Trigeração com ORC | $R_{HC} \gg 1$ $R_{HC} \gg R_{EC}$ $\varphi = 1$ Demanda de aquecimento tão grande que torna a recuperação de calor de rejeito desprezível; demandas de eletricidade e refrigeração desprezíveis em comparação; rede desligada. | $EUF = \eta_{pb} = 0,75$ EUF torna-se a própria eficiência da caldeira. | 0,7510 |
| | $R_{EC} \gg 1$ $R_{EC} \gg R_{HC}$ $\varphi = 1$ Demandas de aquecimento e refrigeração desprezíveis em comparação com a de eletricidade; rede desligada. | $EUF = \alpha_{es} \cdot \eta_{ge} + \alpha_{ex} \cdot \varepsilon_{ex} \cdot \eta_{ORC} \cdot \eta_{ge2} = 0,34025$ EUF torna-se a eficiência térmica global do motor-gerador somada à eficiência global do conjunto ORC-gerador2. | 0,3408 |
| | $R_{HC} \rightarrow 0$ $R_{EC} \rightarrow 0$ $\varphi = 0$ Demandas de aquecimento e de eletricidade desprezíveis em comparação com a de refrigeração; somente rede funcionando, portanto, conjunto motor-gerador desligado. | $EUF = COP_r^{vc} = 2,5$ EUF torna-se o coeficiente de desempenho da bomba de calor. | 2,5 |

Tabela 8 - Teste de tendências para modelo de sistema de trigeração com ORC

Os testes de verificação foram realizados utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*) que simulou cada tendência. Como pode ser visto na tabela, os modelos apresentam comportamento suficientemente próximo do esperado.

6 Resultados

O modelo foi utilizado em análise paramétrica onde o *EU*F foi calculado em termos das razões entre demandas, R_{EC} e R_{HC} , e dos parâmetros característicos e de operação dos equipamentos e sistemas. Novamente, o software utilizado para aplicação do modelo e geração dos resultados foi o EES (*Engineering Equation Solver*). Os seguintes parâmetros característicos dos componentes mantiveram seus valores constantes ao longo de todo o processo de análise paramétrica:

$\alpha_{ex} = 0,27$ Fração energética equivalente ao consumo de combustível no motor direcionada à exaustão (Petrovsky, 1966)

$\alpha_{es} = 0,36$ Fração energética equivalente ao consumo de combustível no motor direcionada ao eixo (Petrovsky, 1966)

$\alpha_{ec} = 0,31$ Fração energética equivalente ao consumo de combustível no motor direcionada ao arrefecimento (Petrovsky, 1966)

$COP_h^{ab} = 1,5$ Coeficiente de desempenho de aquecimento do sistema de refrigeração por absorção (Tassou et al, 2007)

$COP_r^{ab} = 0,5$ Coeficiente de desempenho de refrigeração do sistema de refrigeração por absorção (Tassou et al, 2007)

$COP_h^{vc} = 3,5$ Coeficiente de desempenho de aquecimento do sistema de refrigeração por compressão de vapor (Tassou et al, 2007)

$COP_r^{vc} = 2,5$ Coeficiente de desempenho de refrigeração do sistema de refrigeração por compressão de vapor (Tassou et al, 2007)

$\varepsilon_{ex} = \varepsilon_{ec} = 0,75$ Eficiência de recuperação de calor do trocador na exaustão e no arrefecimento do motor térmico (Rohsenow et al, 1985)

$\eta_{ge} = \eta_{gez} = 0,85$ Eficiência dos geradores elétricos (Parise et al, 2011)

$\eta_{orc} = 0,199$ Eficiência do Ciclo Rankine Orgânico (Fang et al, 2012)

$\eta_{pb} = 0,75$ Eficiência da caldeira auxiliar (Tassou et al, 2007)

$\pi_{CO_2, bd} = 50,827 \times 10^{-9} \text{ kgCO}_2/\text{J}$ Fator de emissão de CO_2 do biodiesel B100 (Sheehan et al, 1998)

$\pi_{CO_2,grid} = 8,11 \times 10^{-9} \text{ kgCO}_2/\text{J}$ Fator médio anual de emissão de CO_2 do Sistema Interligado Nacional (Miranda, 2012)

$\pi_{CO_2,pd} = 235,9 \times 10^{-9} \text{ kgCO}_2/\text{J}$ Fator de emissão de CO_2 do óleo diesel (Sheehan et al, 1998)

São dados de saída dos programas desenvolvidos no *EES*: o fator de utilização de energia (*EUF*), a razão entre as emissões do sistema de trigeração e do convencional (Φ_{CO_2}), a eficiência exergética (η_{ex}), e as razões entre demandas nos pontos ótimos (R^*).

A Fig. 21 ilustra valores calculados de *EUF* para o sistema de trigeração com compressão de vapor em função das razões entre as demandas de eletricidade e refrigeração, e de aquecimento e refrigeração. Observa-se no gráfico que, para cada R_{EC} , há um ponto ótimo, conforme comentado na eq. (52). Este é o ponto de máximo aproveitamento do calor de rejeito sem a necessidade de calor suplementar. Para demandas de aquecimento maiores, $R_{HC} > R_{HC}^*$, a eficiência cai, pois há necessidade de queima adicional de combustível na caldeira, onde não há ganho termodinâmico de recuperação de calor de rejeito. Por outro lado, a operação com baixa demanda de aquecimento, $R_{HC} < R_{HC}^*$, não recupera todo o calor de rejeito, significando uma perda energética do sistema. Desta situação de redução do *EUF* para os dois lados, resulta um ponto ótimo. É possível notar, também, a tendência de todas as curvas quando a demanda de aquecimento aumenta consideravelmente em relação às demais, resultando em uma eficiência do sistema equivalente à eficiência da caldeira, como já comentado na tabela 6.

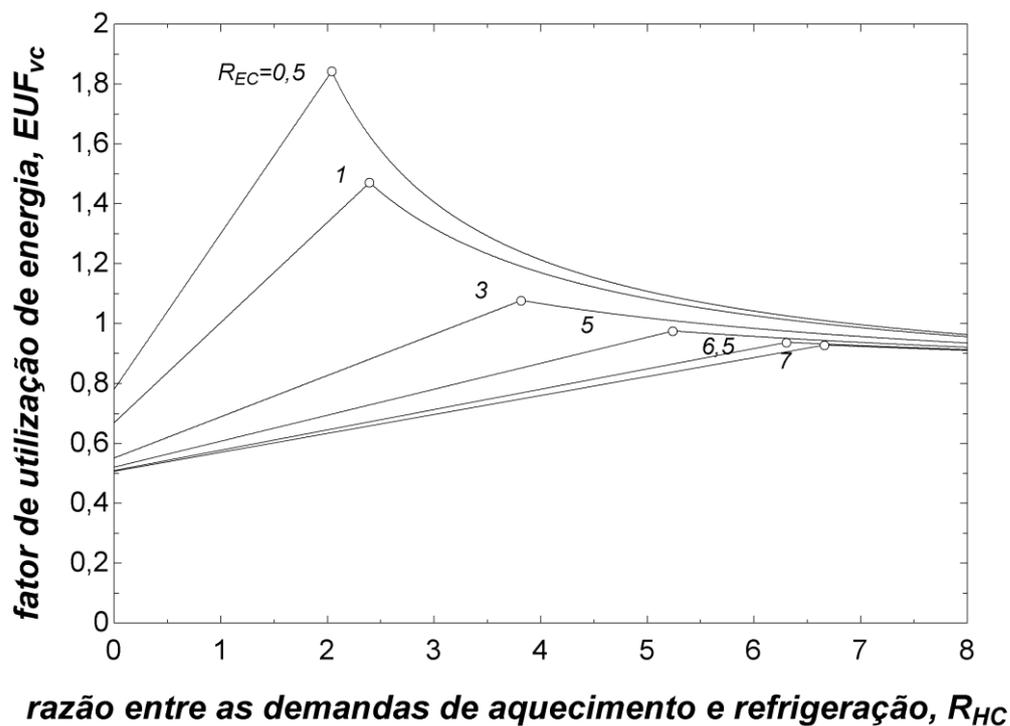


Figura 21 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor

A Fig. 22 mostra o ganho, ϕ_{EUF} , definido como a razão entre o fator de utilização de energia do sistema de trigerção e o do sistema convencional (sem recuperação de calor). É possível observar ganho significativo nos pontos de pico onde todo o calor rejeitado é recuperado para aquecimento. Conforme a demanda de aquecimento tende a zero, os dois sistemas tendem a apresentar o mesmo EUF , deixando evidente que a vantagem do sistema de trigerção está em recuperar calor de rejeito para atender à demanda de aquecimento.

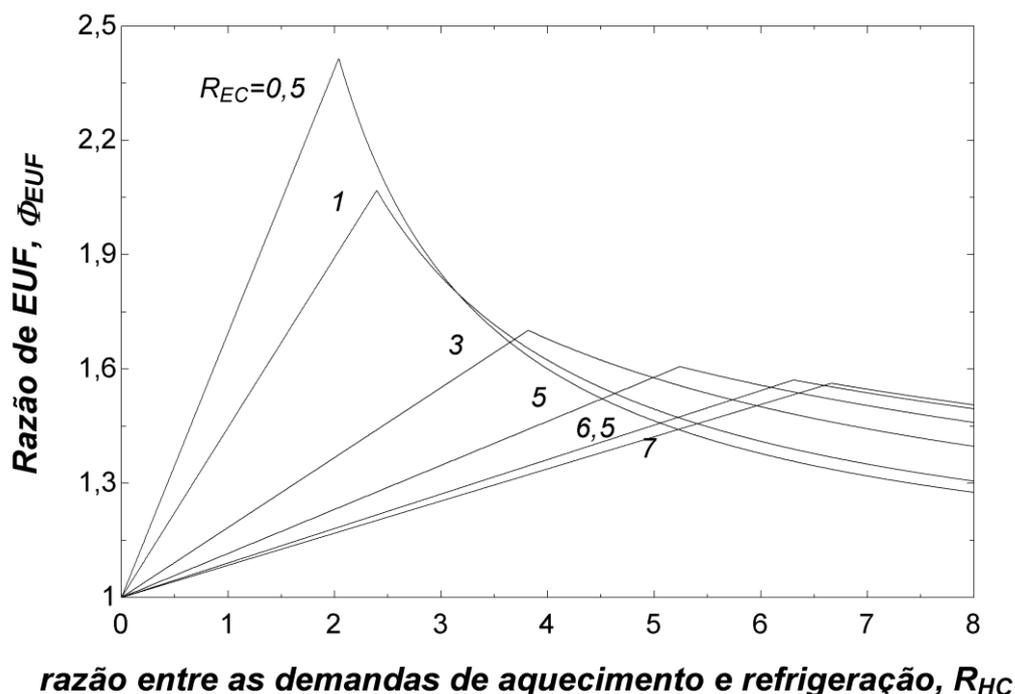


Figura 22 - Ganho do fator de utilização de energia do sistema de trиграção com "chiller" de compressão de vapor em comparação com convencional em função da razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração

A Fig. 23 mostra valores calculados de EUF para o sistema de trиграção com "chiller" de absorção em função das razões entre as demandas de eletricidade e refrigeração, e aquecimento e refrigeração. Para $R_{EC} < 6,04$ (eq. (85)), há queima de combustível adicional no chiller de absorção, e, dado seu baixo COP , os valores de EUF são inferiores àqueles visualizados na Fig. 21. O comportamento é o mesmo do sistema anterior, para baixas demandas de aquecimento, $R_{HC} < R_{HC}^*$, nem todo o calor rejeitado é reaproveitado, diminuindo a eficiência do sistema. Para maiores demandas de aquecimento, $R_{HC} > R_{HC}^*$, o boiler auxiliar é acionado, causando uma diminuição no fator de utilização de energia. Comparando com o gráfico da Fig. 21, observam-se, de um modo geral, valores mais baixos de EUF , devido ao coeficiente de desempenho mais baixo do sistema de refrigeração por absorção.

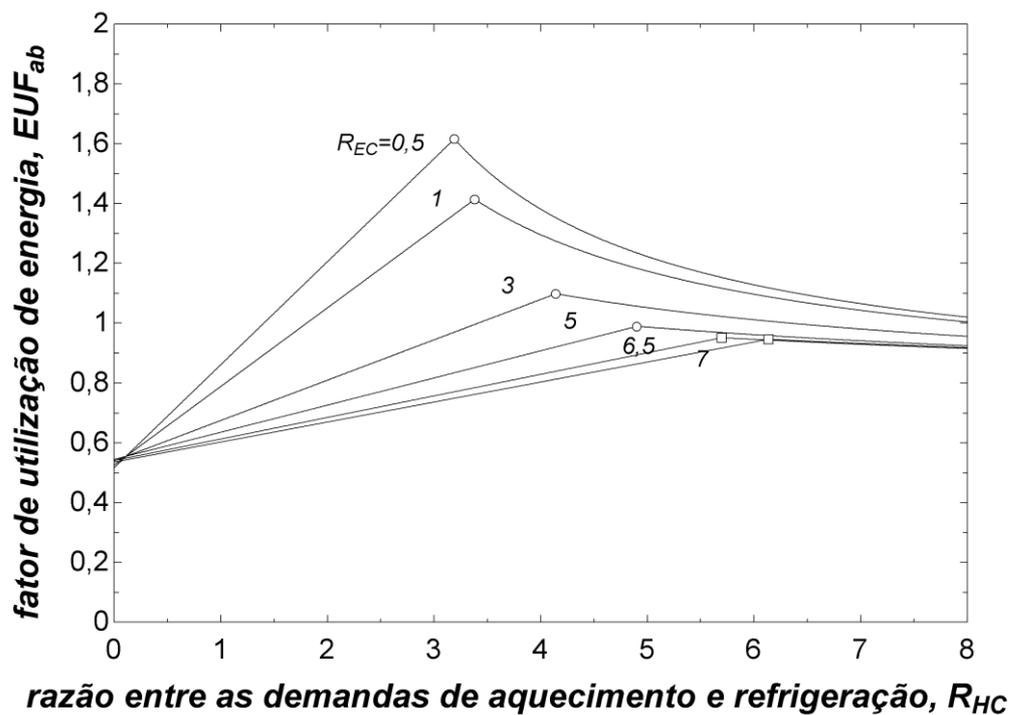


Figura 23 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trieração com "chiller" de absorção

A Fig. 24 mostra os valores do fator de utilização de energia em função da razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trieração com "chiller" combinados. Aqui, quando $R_{EC} < 6,04$ (eq. (115)), o chiller de compressão de vapor entra em operação para complementar o que é fornecido pelo de absorção. É fácil notar o melhor desempenho desse sistema para altas demandas de refrigeração.

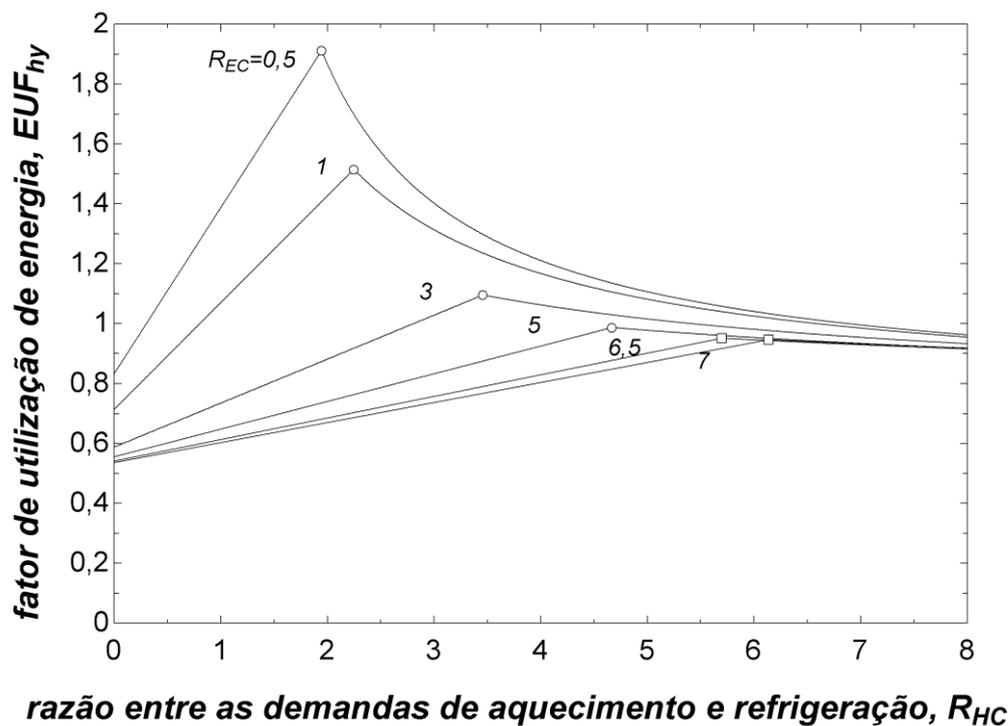


Figura 24 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com combinação de "chillers"

A Fig. 25 mostra os valores calculados para EUF com a variação da razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com ORC. É evidente o bom desempenho desse sistema para atender a altas demandas de eletricidade e de refrigeração, porém, é notável a queda de rendimento à medida que a demanda de aquecimento aumenta. Isto porque parte do calor de rejeito está comprometida com o acionamento do ORC. Desta forma, a demanda de aquecimento, quanto maior for R_{HC} , dependerá ainda mais da caldeira suplementar, forçando a redução do EUF .

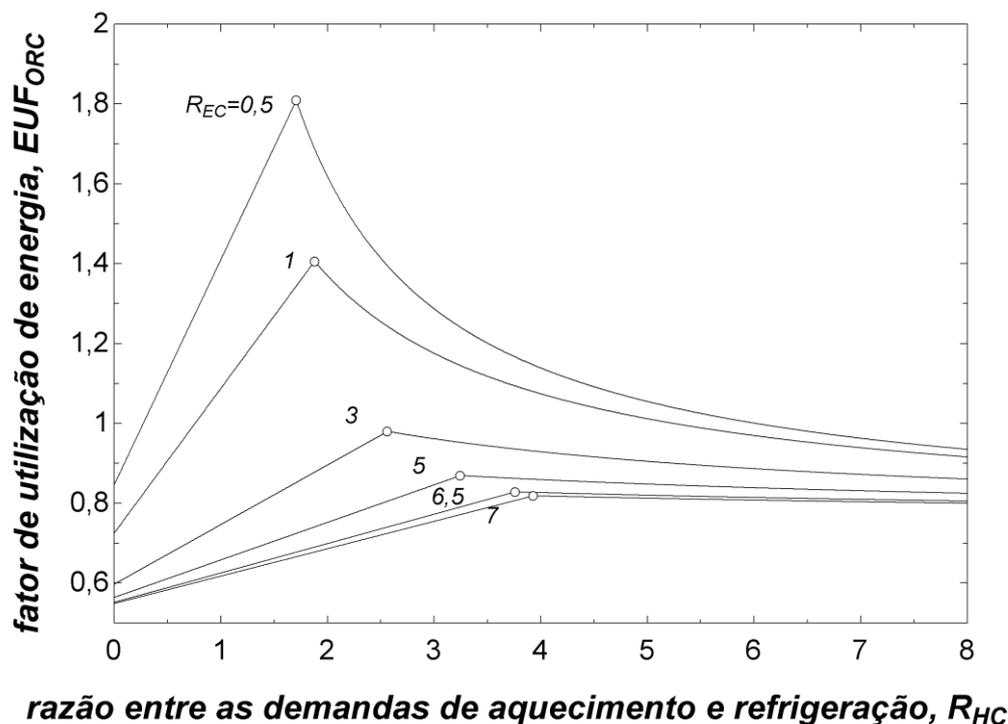


Figura 25 - Variação do fator de utilização de energia pelas razões entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com ORC

Na Fig. 26 está uma comparação entre os sistemas estudados para $R_{EC} = 1$, ou seja, demandas de eletricidade e refrigeração iguais. É notável o desempenho inferior do sistema de trigerção com “chiller” de absorção para demandas de aquecimento menores, devido ao fato de nesse modo o sistema estar utilizando combustível diretamente do chiller de absorção. À medida que \dot{Q}_{ht} aumenta, o EUF desse sistema se aproxima dos demais, até ultrapassá-los. O sistema híbrido apresenta desempenho levemente superior ao sistema com “chiller” de compressão de vapor, pois o primeiro recupera o calor rejeitado pela exaustão do motor térmico e o utiliza em um chiller de absorção, sendo necessário então menos combustível para gerar eletricidade para acionar o chiller de compressão de vapor auxiliar. Já o sistema com ORC, como esperado, demonstra o melhor desempenho para \dot{Q}_{ht} muito baixo, uma vez que seu alvo é a geração de eletricidade. Seu desempenho, porém, cai rapidamente com o aumento de \dot{Q}_{ht} . Cabe destacar que todos os sistemas de trigerção apresentaram desempenho energético superior ao sistema convencional, sem recuperação de calor de rejeito.

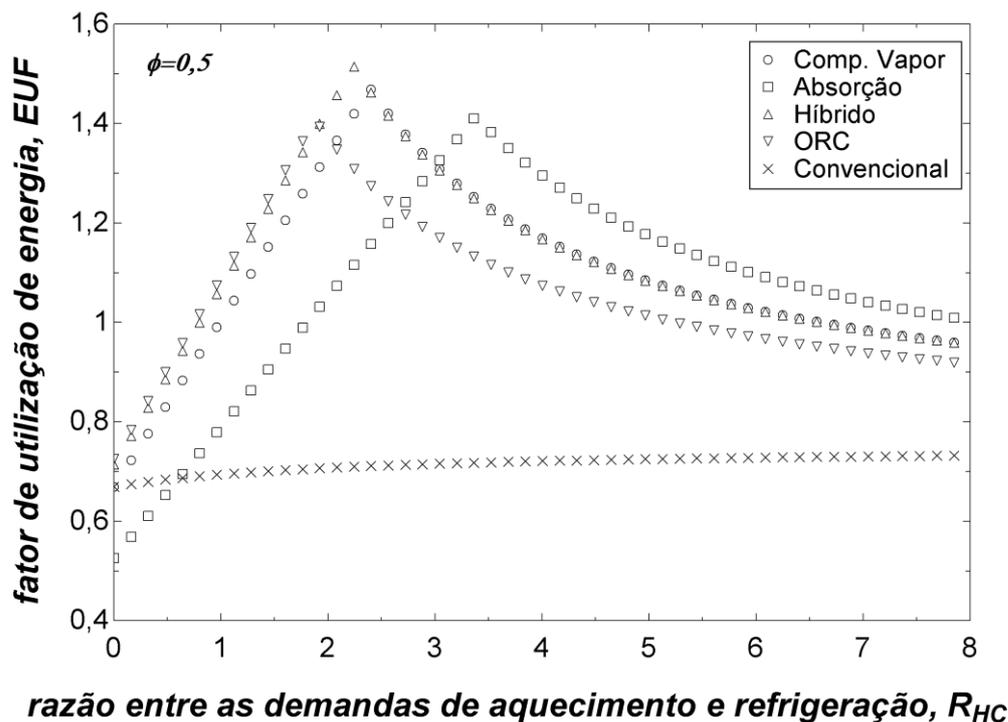


Figura 26 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 1$)

A Fig. 27 mostra a comparação entre as arquiteturas para $R_{EC} = 6,5$, isto é, uma demanda de eletricidade muito maior do que a de refrigeração. Os sistemas com “chiller” de absorção e o híbrido apresentam comportamentos idênticos, como descrito anteriormente, pois não há queima de combustível extra no chiller de absorção do primeiro, e o chiller de compressão de vapor não está em operação no segundo, devido à demanda de refrigeração relativamente baixa. O sistema com “chiller” de compressão de vapor apresenta desempenho inferior até o acionamento do boiler auxiliar, se aproximando então do sistema com “chiller” de absorção e do híbrido. O sistema com ORC novamente é superior para demandas muito baixas de aquecimento, e com o seu aumento, rapidamente seu desempenho cai.

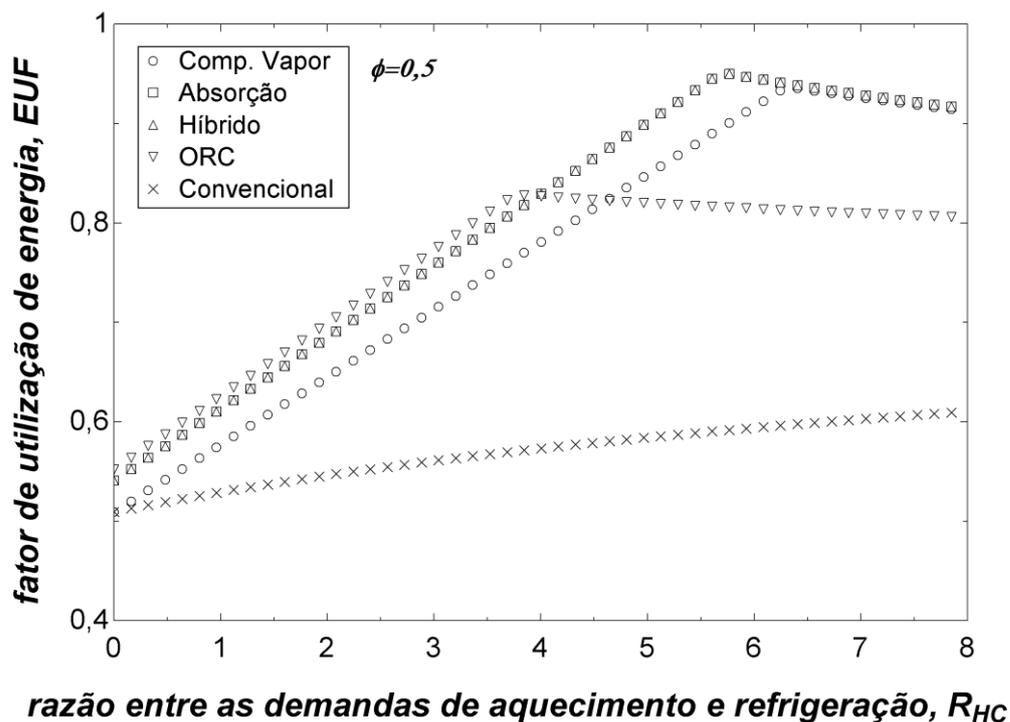


Figura 27 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 6,5$)

As Figs. 26-27, para $\varphi = 0,5$, Figs. 28-29, para $\varphi = 1$, e Figs. 30-31, para $\varphi = 0,1$, demonstram o comportamento dos sistemas de trieração ao ser variado o fator de aquisição da rede elétrica, e seu respectivo efeito na eficiência. Ao comparar os gráficos, é possível notar que o aumento da participação da rede eleva a eficiência dos sistemas. Deve-se enfatizar que o uso de rede significa a substituição do motor-gerador, parcial ($\varphi > 0$) ou totalmente ($\varphi = 0$), pela eletricidade da rede. Assim, mesmo quando $\varphi = 0$, haverá consumo de combustível para a operação da caldeira auxiliar, do “chiller” de absorção, e do ORC.

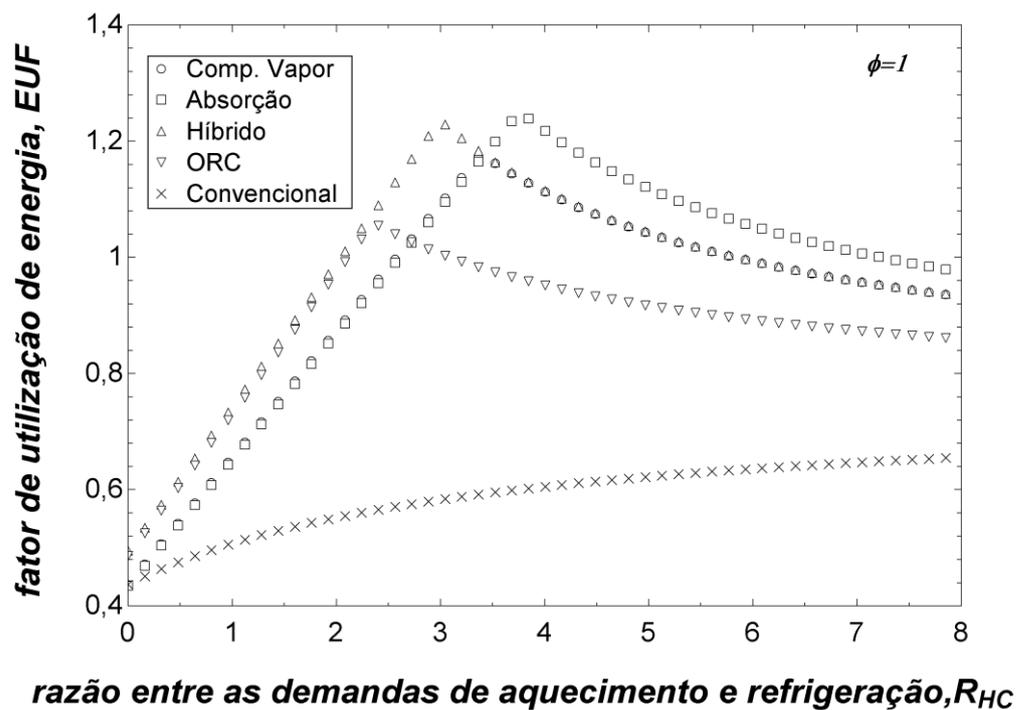


Figura 28 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 1$)

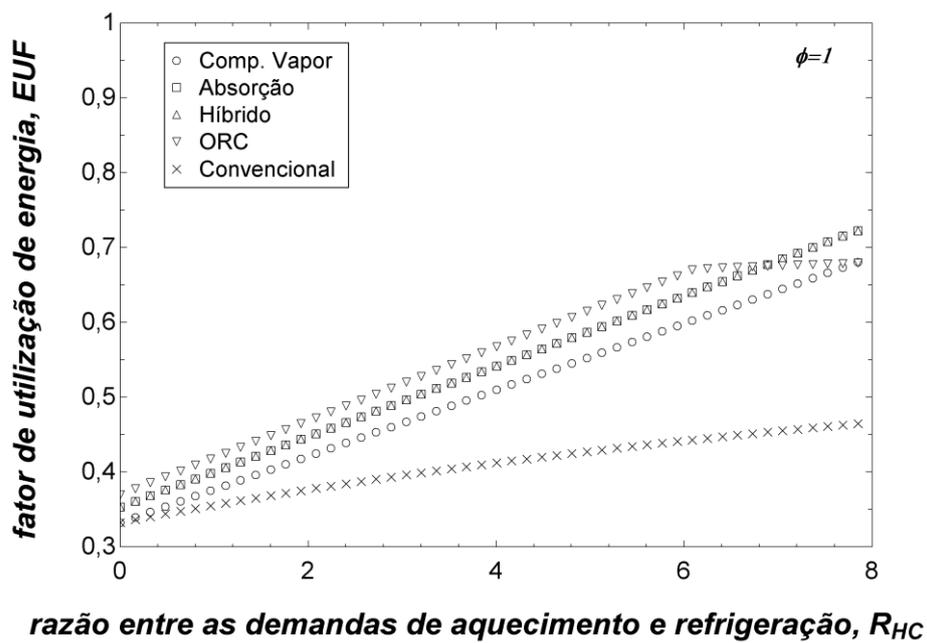
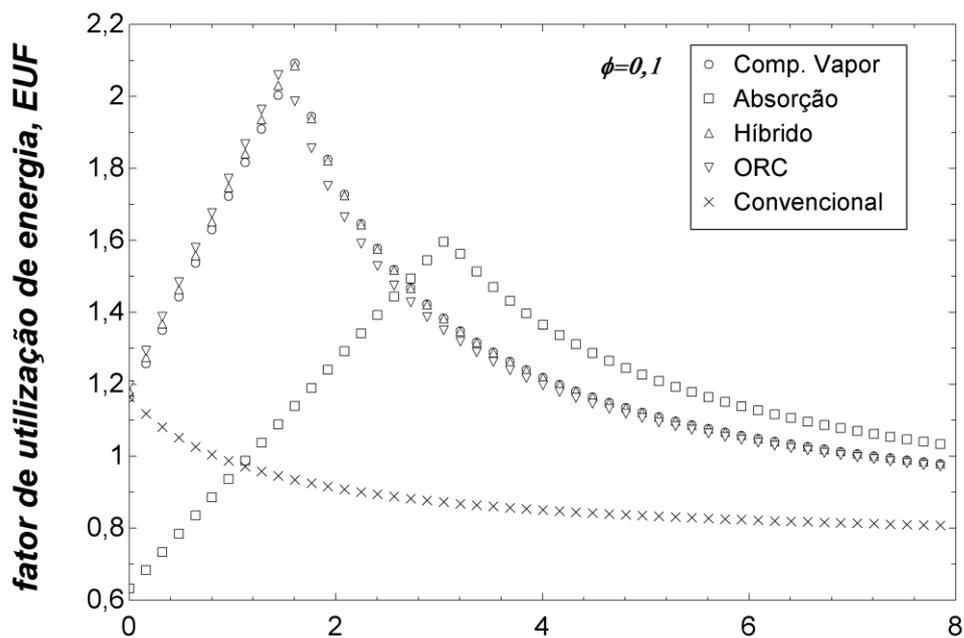
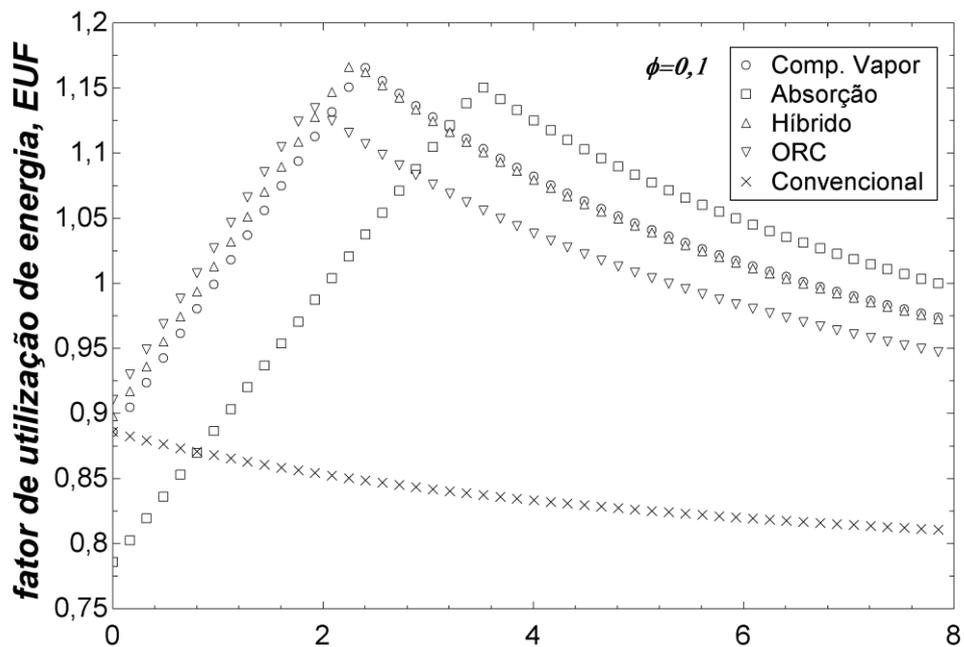


Figura 29 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 6,5$)



razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração, R_{HC}

Figura 30 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 1$)



razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração, R_{HC}

Figura 31 - Comparação entre os sistemas ($R_{EC} = 6,5$)

A análise de impacto ambiental é baseada no cálculo da massa de CO_2 equivalente emitida e, portanto, diretamente relacionada com o consumo energético (queima de combustível fóssil e sua eficiência). As Figs. 32-35 representam

comparações entre as emissões de CO₂ dos sistemas de trigeriação aqui estudados utilizando biodiesel como combustível e do sistema convencional operando com óleo diesel. É possível notar o comportamento semelhante das curvas. Observa-se um valor maior de emissões para demandas de aquecimento baixas, diminuindo à medida que essa demanda cresce até chegar no ponto mínimo, onde a demanda de calor é exatamente igual ao calor rejeitado recuperado. A partir deste ponto, o aquecedor auxiliar começa a operar, e as emissões crescem.

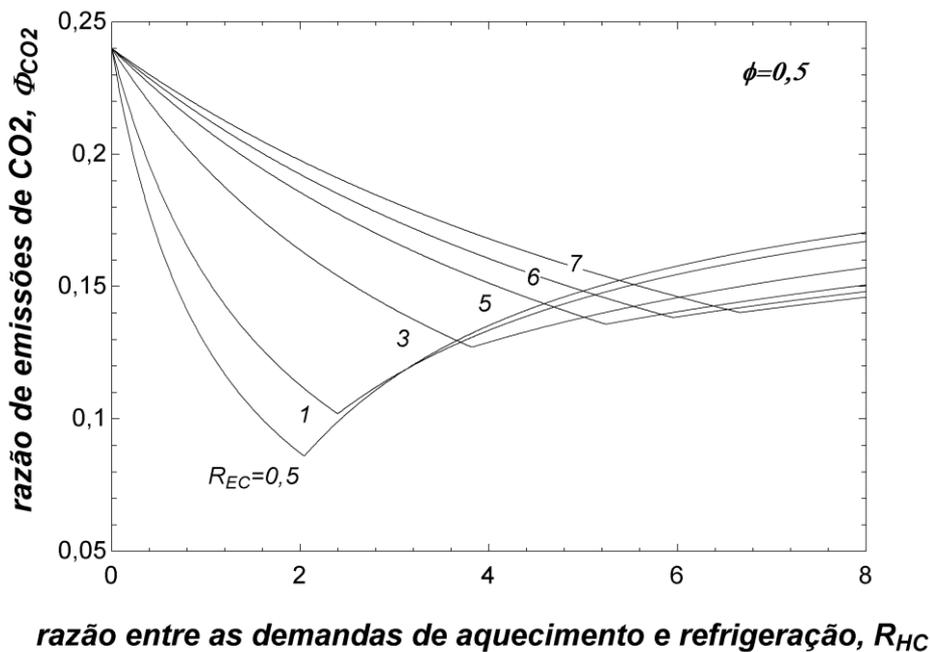


Figura 32 - Razão de emissões de CO₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigeriação com “chiller” de compressão de vapor

Na Fig. 33 apresenta o comportamento do sistema de trigeriação com ciclo de absorção. É possível notar um maior espalhamento das curvas com $R_{EC} < 6,04$ (eq. (85)) para valores baixos de R_{HC} devido à queima de combustível extra diretamente no “chiller” de absorção. Ao selecionarmos uma curva pelo valor de R_{EC} , caso este seja baixo, o motor térmico rejeita pouco calor; se R_{HC} também for baixo, a demanda de refrigeração é alta e, como há pouco calor de rejeito disponível, é necessário queimar combustível no “chiller”.

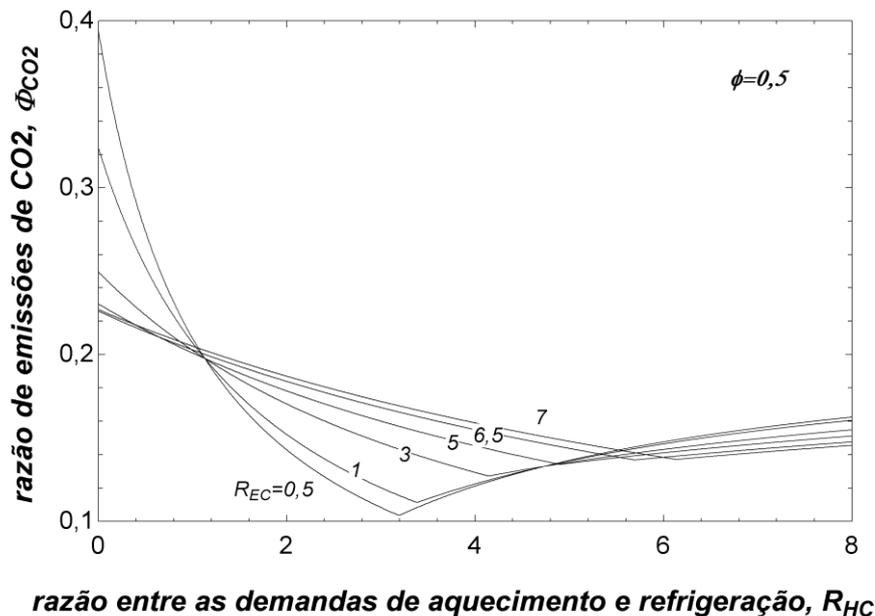


Figura 33 - Razão de emissões de CO₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigeração com “chiller” de absorção

A Fig. 34 representa as emissões do sistema híbrido com combinação de “chillers”. Comparado ao sistema de trigeração com ciclo de compressão de vapor, o sistema híbrido apresenta valores muito semelhantes, porém menores devido à presença do “chiller” de absorção que aproveita calor de rejeito. Com relação ao sistema de trigeração com ciclo de absorção, o sistema híbrido apresenta comportamento idêntico nas curvas de $R_{EC} > 6,04$ (eq. 115), como é previsto pelo modelo, pois o “chiller” de absorção está operando apenas com calor de rejeito, uma vez que a demanda de frio é baixa. Quando $R_{EC} < 6,04$, as emissões do sistema híbrido são significativamente menores do que as do sistema com ciclo de absorção, porque não há queima direta de combustível no “chiller” de absorção, com a entrada do “chiller” de compressão de vapor auxiliar. Finalmente, cumpre mencionar que o valor 6,04 varia com as características de instalação (incluindo, α , COP , etc).

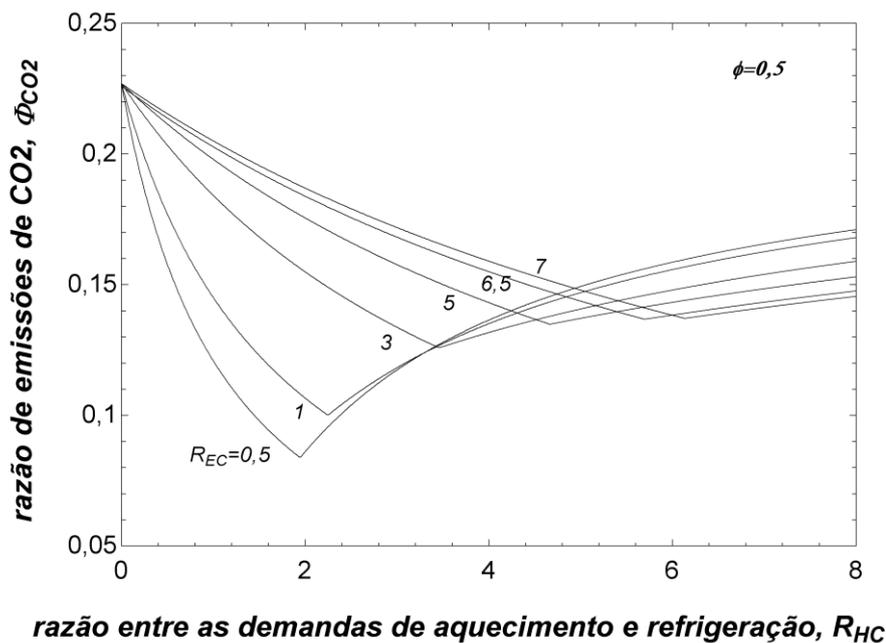


Figura 34 - Razão de emissões de CO₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigerção com híbrido

A Fig. 35 apresenta o comportamento do sistema de trigerção com ORC com respeito à emissão de CO₂. Nota-se que as curvas são semelhantes àsquelas dos sistemas já apresentados, porém com valores menores. Por exemplo, para $R_{HC} = 0$, esse sistema apresenta $\phi_{CO_2} \approx 21,5\%$, enquanto para o sistema híbrido $\phi_{CO_2} \approx 22,5\%$, e para o sistema com “chiller” de compressão de vapor $\phi_{CO_2} \approx 24\%$, e para o sistema de trigerção com ciclo de absorção, as emissões são muito maiores caso esteja queimando combustível diretamente no “chiller”.

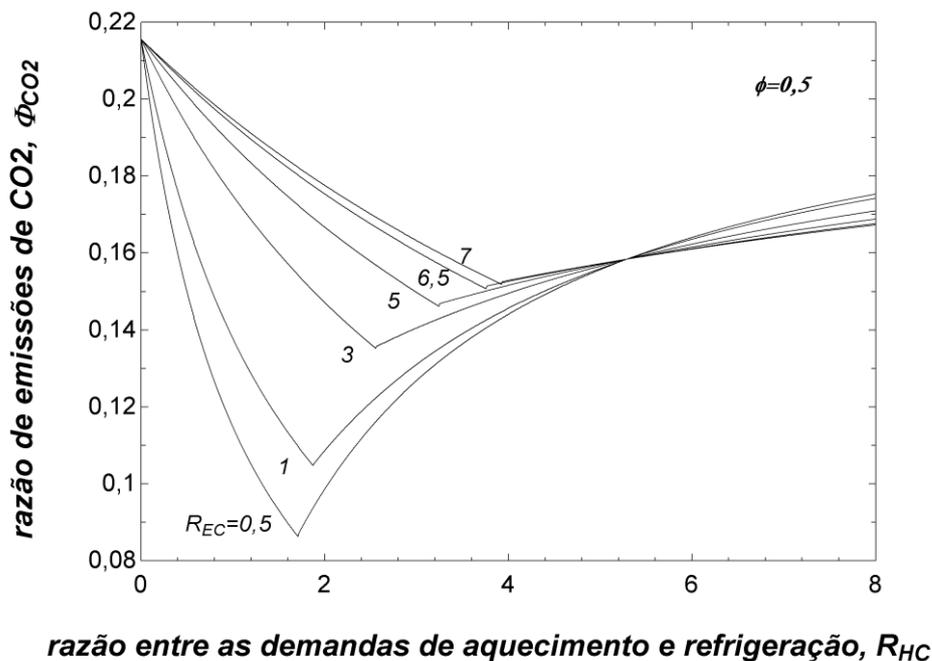


Figura 35 - Razão de emissões de CO₂ pela razão entre demandas de aquecimento e refrigeração para o sistema de trigeração com ORC

As Figs. 36-39 representam a eficiência exérgica (2ª Lei) em função de parâmetros definidos com base na 1ª Lei. Com o conjunto motor-gerador operando em determinada condição, ele produzirá exergia, e também a destruirá na forma de calor de rejeito. Quando a demanda de aquecimento aumenta, é necessário queimar combustível na caldeira, um processo irreversível de alta destruição de exergia. À esquerda do ponto ótimo, o sistema não aproveita integralmente a exergia produzida, desperdiçando o restante na forma de calor. As Figs. 36-39 evidenciam que todos os sistemas apresentam o mesmo comportamento tanto na 1ª quanto na 2ª Lei. Uma comparação entre as eficiências exérgicas, de cada configuração, Figs. 36-39, revela que, para grandes valores de R_{EC} , $R_{EC} = 7$ por exemplo, a eficiência exérgica máxima será maior para os arranjos com “chiller” de absorção, híbrido e ORC, e menor para o arranjo com “chiller” de compressão de vapor. Isto porque o ciclo de absorção opera sem combustível no “chiller”, o combinado, nesta situação, opera como um trigeração com absorção (“chiller” complementar de compressão de vapor desligado) e o ORC propenso a fornecer a produção de eletricidade. Para baixos valores de R_{EC} , por exemplo $R_{EC} = 1$ ou $0,5$, os valores máximos da eficiência exérgica para os arranjos com “chiller” de compressão de vapor, híbrido e com ORC são próximos entre si. Somente a configuração com

“chiller” de absorção destaca-se com valores menores. Baixos valores de R_{EC} apontam para altas demandas de refrigeração as quais exigirão, neste caso, a queima de combustível (destruição de exergia) no ciclo de absorção.

Da mesma forma que na análise energética, altos valores de R_{HC} , por exigirem a operação do aquecedor suplementar, com a queima de combustível, aumentará a destruição de exergia, com a conseqüente redução da eficiência exérgica.

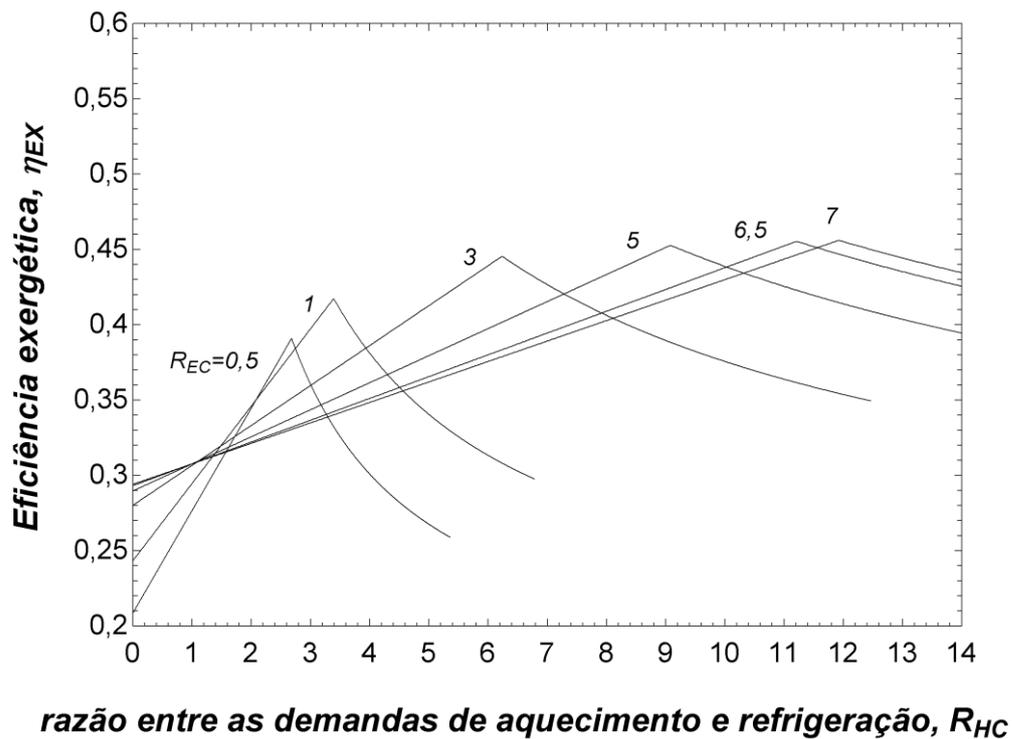
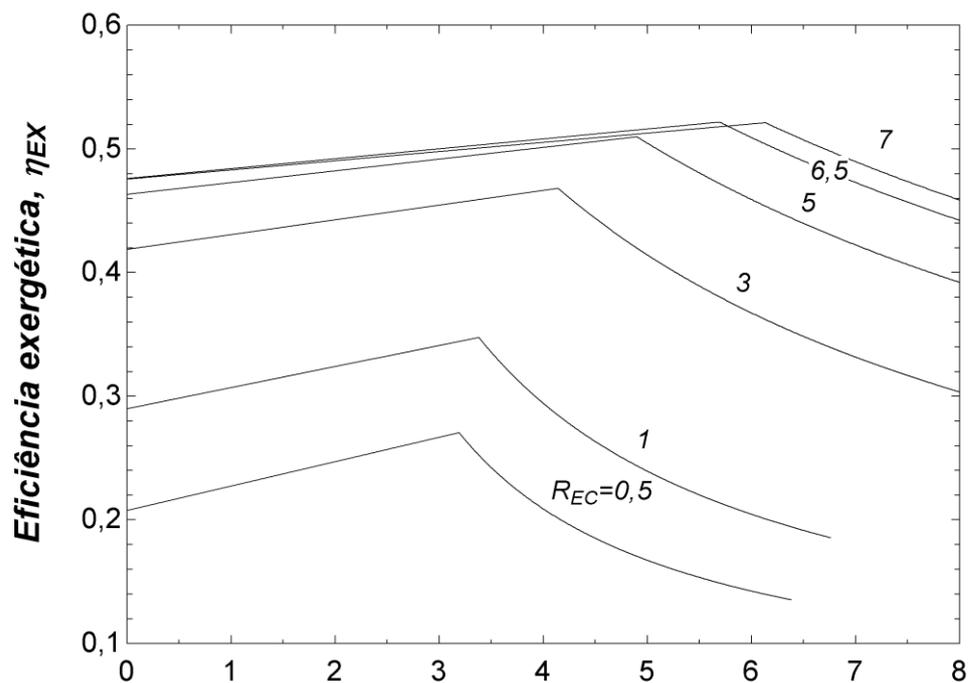
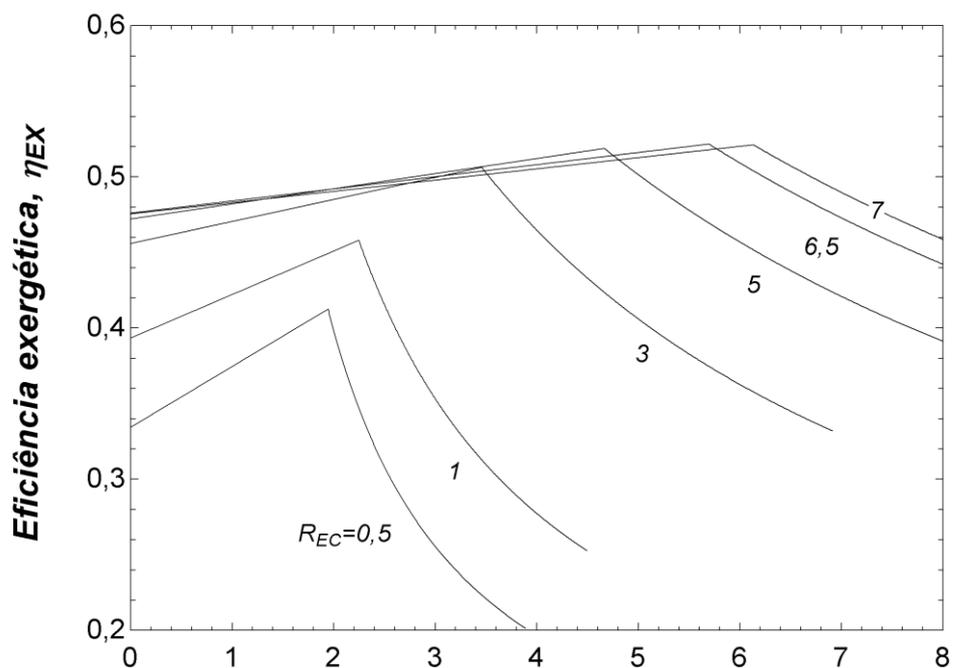


Figura 36 - Eficiência exérgica do sistema de trigerção com "chiller" de compressão de vapor



razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração, R_{HC}

Figura 37 - Eficiência exergética do sistema de trigerção com "chiller" de absorção



razão entre as demandas de aquecimento e refrigeração, R_{HC}

Figura 38 - Eficiência exergética do sistema de trigerção com "chillers" combinados

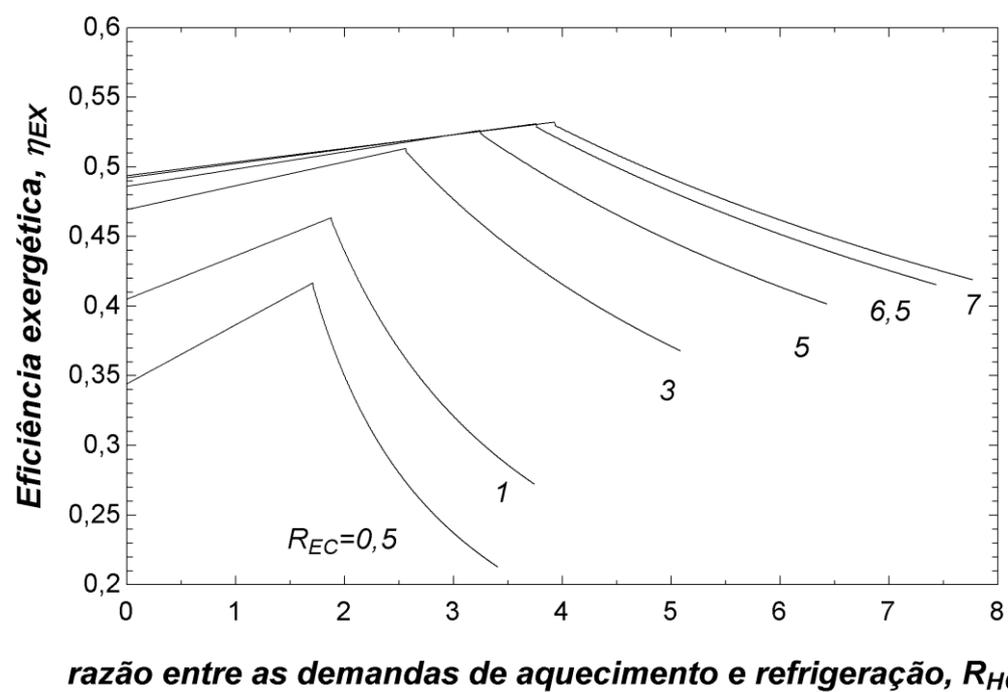


Figura 39 - Eficiência exergética do sistema de trieração com ORC

7

Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Foram estudadas e comparadas quatro configurações básicas de sistemas de trigerção. Os modelos desenvolvidos permitiram, para cada sistema, analisar, dos pontos de vista termodinâmico (1ª e 2ª Leis da Termodinâmica) e ambiental, o desempenho um amplo espectro de demandas de eletricidade, aquecimento e refrigeração. A normalização das equações do modelo permitiu uma extensa análise de quatro possíveis sistemas de trigerção. O fator de utilização de energia, *EUF*, foi o parâmetro escolhido para avaliar os sistemas na análise energética; a emissão de CO₂ para a análise de impacto ambiental; e a eficiência exérgica para a análise exérgica. O modelo do sistema de trigerção com “chiller” de compressão de vapor foi validado frente a um estudo experimental (Pruzaesky, 2005) e apresentou erro percentual médio de 1,79%. Todos os modelos foram analisados e avaliados por um estudo de tendências em situações limites.

Tendo em vista os resultados expostos no presente trabalho, é possível concluir que:

- Os sistemas de trigerção podem operar em diferentes configurações, apresentando, em geral, resultados mais eficientes quando comparados a um sistema convencional sem recuperação do calor de rejeito;
- A definição de parâmetros adimensionais que quantificam o valor relativo das demandas energéticas, o fator de utilização de energia e a eficiência exérgica mostraram-se um instrumento termodinâmico adequado capaz de abranger uma ampla variedade de configurações de trigerção;
- As eficiências (1ª e 2ª Leis, e emissões de CO₂) dependem das demandas energéticas;
- Não necessariamente o sistema de trigerção irá operar em seu ponto ótimo, onde o calor de rejeito recuperado para aquecimento se iguala à demanda;
- O sistema poderá, eventualmente, operar longe de seu ponto ótimo, por força das demandas energéticas dominantes;

- No processo de escolha do mais adequado sistema de trigeriação não existirá uma configuração ótima, isto é, tão importante como conhecer as configurações, deve-se levar em consideração também as características dos componentes e as relações entre as demandas a serem atendidas;
- Apesar da implementação de sistemas de trigeriação demandar análises complexas, planejamento e conhecimento prévio das necessidades particulares, o retorno obtido em termos de eficiência e impacto ambiental é muito superior aos encontrados com sistemas convencionais.

Apresentam-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Recomenda-se, primeiramente, o aprofundamento e aprimoramento da análise exergética para a obtenção de resultados que representem casos mais próximos da realidade;
- Em segundo lugar, seria interessante, e de grande relevância, a inclusão de sistemas de armazenamento de energia tanto térmica como elétrica nas configurações de trigeriação, pois, com isso, seria introduzido na análise o fator tempo;
- Um terceiro ponto importante seria a realização de uma análise de viabilidade econômica dos sistemas de trigeriação estudados.

Arteconi, A., Brandoni, C., Polonara, F. **Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector.** Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1735–1743, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.08.005

Basrawi, F., Yamadab, T., Obarac, S. **Theoretical analysis of performance of a micro gas turbine co/trigeneration system for residential buildings in a tropical region.** Energy and Buildings 67 (2013) 108-117, doi:10.1016/j.enbuild.2013.08.017

Borg, S. P., Kelly, N. J. **High resolution performance analysis of micro-trigeneration in an energy-efficient residential building.** Energy and Buildings 67 (2013) 153 – 165, doi: 10.1016/j.enbuild.2013.08.003

Brasil. **Ministério de Minas e Energia.** “Matriz energética de 2016 terá maior participação das energias renováveis”, Brasil, mai. 2016. Outras notícias. Disponível em <www.mme.gov.br> Acesso em: 15 abr. 2017.

Bruno, J. C., Ortega-López, V., Coronas, A. **Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant.** Applied Energy 86 (2009) 837–847, doi:10.1016/j.apenergy.2008.08.007

Cardona, E., Piacentino, A. **A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas.** Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1665–1680, doi:10.1016/S1359-4311(03)00130-3

Cardona, E., Piacentino, A., Cardona, F. **Matching economical, energetic and environmental benefits: An analysis for hybrid CHCP-heat pump systems.** Energy Conversion and Management 47 (2006) 3530–3542, doi:10.1016/j.enconman.2006.02.027

Cardona, E., Piacentino, A. **Optimal design of CHCP plants in the civil sector by thermoeconomics.** Applied Energy 84 (2007) 729–748, doi:10.1016/j.apenergy.2007.01.005

- Carvalho, M., Serra, L. M., Lozano, M. A. **Optimal synthesis of trigeneration systems subject to environmental constraints.** *Energy* 36 (2011) 3779-3790, doi:10.1016/j.energy.2010.09.023
- Cho, H., Smith, A. D., Mago, P. **Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization.** *Applied Energy* 136 (2014) 168–185, doi:10.1016/j.apenergy.2014.08.107
- Espirito Santo, D. B. **Energy and exergy efficiency of a building internal combustion engine trigeneration system under two different operational strategies.** *Energy and Buildings* 53 (2012) 28-38, doi:10.1016/j.enbuild.2012.06.014
- Espirito Santo, D. B. **An energy and exergy analysis of a high-efficiency engine trigeneration system for a hospital: A case study methodology based on annual energy demand profiles.** *Energy and Buildings* 76 (2014) 185–198, doi:10.1016/j.enbuild.2014.02.014
- Fang, F., Wei, L., Liu, J., Zhang, J., Hou, G. **Complementary configuration and operation of a CCHP-ORC system.** *Energy* 46 (2012) 211-220, doi:10.1016/j.energy.2012.08.030
- Farahnak, M., Farzaneh-Gord, M., Deymi-Dashtebayaz, M., Dashti, F. **Optimal sizing of power generation unit capacity in ICE-driven CCHP systems for various residential building sizes.** *Applied Energy* 158 (2015) 203–219, doi:10.1016/j.apenergy.2015.08.050
- Feng, X., Cai, Y.-N., Qian, L.-L. **A new performance criterion for cogeneration system”,** *Energy Conversion Management*. vol. 39, No. 15, pp. 1607-1609, 1998
- Hajabdollahi, H. **Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant.** *Applied Thermal Engineering* 87 (2015) 547-558, doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.05.050
- Han, G., You, S., Ye, T., Sun, P., Zhang, H. **Analysis of combined cooling, heating, and power systems under a compromised electric–thermal load strategy.** *Energy and Buildings* 84 (2014) 586–594, doi:10.1016/j.enbuild.2014.09.006
- Lai, S. M., Hui, C. W. **Feasibility and flexibility for a trigeneration system.** *Energy* 34 (2009) 1693–1704, doi:10.1016/j.energy.2009.04.024

- Lai, S. M., Hui, C. W. **Integration of trigeneration system and thermal storage under demand uncertainties.** *Applied Energy* 87 (2010) 2868–2880, doi:10.1016/j.apenergy.2009.06.029
- Li, H., Fu, L., Geng, K., Jiang, Y. **Energy utilization evaluation of CCHP systems.** *Energy and Buildings* 38 (2006) 253–257, doi:10.1016/j.enbuild.2005.06.007
- Li, H., Nalim, R., Haldi, P.-A. **Thermal-economic optimization of a distributed multi-generation energy system— A case study of Beijing.** *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 709–719, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.09.005
- Li, H., Zhang, X., Liu, L., Zeng, R., Zhang, G. **Exergy and environmental assessments of a novel trigeneration system taking biomass and solar energy as co-feeds.** *Applied Thermal Engineering* 104 (2016) 697–706, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.05.081
- Li, M., Mu, H., Li, H. **Analysis and Assessments of Combined Cooling, Heating and Power Systems in Various Operation Modes for a Building in China, Dalian.** *Energies* 2013, 6, 2446 – 2467, doi:10.3390/en6052446
- Li, M., Jiang, X. Z., Zheng, D., Zeng, G., Shi, L. **Thermodynamic boundaries of energy saving in conventional CCHP (Combined Cooling, Heating and Power) systems.** *Energy* 94 (2016) 243–249, doi:10.1016/j.energy.2015.11.005
- Lozano, M. A., Carvalho, M., Serra, L. M. **Allocation of economic costs in trigeneration systems at variable load conditions.** *Energy and Buildings* 43 (2011) 2869–2881, doi:10.1016/j.enbuild.2011.07.002
- Mago, P. J., Hueffed, A. K. **Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies.** *Energy and Buildings* 42 (2010) 1628–1636, doi:10.1016/j.enbuild.2010.04.005
- Maidment, G.G., Tozer, R.M. **Combined cooling heat and power in supermarkets.** *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 653–665
- Marimón, M.A., Arias, J., Lundqvist, P., Bruno, J.C., Coronasa, A. **Integration of trigeneration in an indirect cascade refrigeration system in supermarkets.** *Energy and Buildings* 43 (2011) 1427–1434, doi:10.1016/j.enbuild.2011.02.003
- Marques, R. P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J. A. R. **Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands.** *Energy and Buildings* 42 (2010) 2323–2330, doi:10.1016/j.enbuild.2010.07.026

Miranda, M. M. **Fator de emissão de gases de efeito estufa da geração de energia elétrica no Brasil: implicações da aplicação da Avaliação do Ciclo de Vida.** 2012, 162 p., Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2012.

Mohammadi, S. M. H., Ameri, M. **Energy and exergy analysis of a tri-generation water-cooled air conditioning system.** *Energy and Buildings* 67 (2013) 453–462, doi:10.1016/j.enbuild.2013.08.013

Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., Bailey, M. B. **Fundamentals of engineering thermodynamics.** 7^a ed., 2011.

Parise, J. A. R., Martínez, L. C. C., Marques, R. P., Mena, J. B., Vargas, J. V. C. **A study of the thermodynamic performance and CO₂ emissions of a vapour compression bio-trigeneration system.** *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1411-1420, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.12.040

Petrovsky, N. **Marine internal combustion engines.** Moscou. MIR Publishers. 1966.

Piacentino, A., Cardona, F. **On thermoeconomics of energy systems at variable load conditions: Integrated optimization of plant design and operation.** *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 2341–2355, doi:10.1016/j.enconman.2007.03.002

Piacentino, A., Cardona, F. **An original multi-objective criterion for the design of small-scale polygeneration systems based on realistic operating conditions.** *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2391–2404, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.01.017

Piacentino, A., Gallea, R., Cardona, F., Brano, V. L., Ciulla, G., Catrini, P. **Optimization of trigeneration systems by Mathematical Programming: Influence of plant scheme and boundary conditions.** *Energy Conversion and Management* 104 (2015) 100–114, doi:10.1016/j.enconman.2015.03.082

Pruzaesky, F.C.; Parise, J. A. R.; Braga, S. L.; Vargas, J. V. C. **Análise de um Sistema de Produção Simultânea de Eletricidade, Frio e Calor.** Rio de Janeiro, 2005. 286p. Tese de Doutorado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Rocha, M.S., Andreos, R., Simões-Moreira, J.R. **Performance tests of two small trigeneration pilot plants.** *Applied Thermal Engineering* 41 (2012) 84-91, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.12.007

Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Ganić, E. N. **Handbook of heat transfer applications**. 2^a ed. McGraw-Hill Book Company. 1985

Rosato, A., Sibilio, S., Ciampi, G. **Energy, environmental and economic dynamic performance assessment of different micro-cogeneration systems in a residential application**. Applied Thermal Engineering 59 (2013) 599–617, doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.06.022

Sheehan, J., Camobreco, V., Duffield, J., Graboski, M., Shapouri, H. **An Overview of Biodiesel and Petroleum Diesel Life Cycles**. NREL/TP-580-24772. National Renewable Energy Laboratory, Colorado, US Department of Energy, USA, May 1998.

Sonar, D., Soni, S. L., Sharma, D. **Micro-trigeneration for energy sustainability: Technologies, tools and trends**. Applied Thermal Engineering 71 (2014) 790–796, doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.037

Suamir, I. N., Tassou, S. A. **Performance evaluation of integrated trigeneration and CO2 refrigeration systems**. Applied Thermal Engineering 50 (2013) 1487–1495, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.11.055

Sugiarta, N., Tassou, S. A., Chaer, I., Marriott, D. **Trigeneration in food retail: An energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application**. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2624–2632, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.11.018

Tassou, S. A., Chaer, I., Sugiarta, N., Ge, Y.-T. Marriott D. **Application of tri-generation systems to the food retail industry**. Energy Conversion and Management 48 (2007) 2988–2995, doi:10.1016/j.enconman.2007.06.049

Teopa Calva, E., Picón Núñez, M., Rodríguez Toral, M.A. **Thermal integration of trigeneration systems**. Applied Thermal Engineering 25 (2005) 973–984, doi:10.1016/j.applthermaleng.2004.06.022

Wang, J., Wu, J., Zheng, C. **Analysis of tri-generation system in combined cooling and heating mode**. Energy and Buildings 72 (2014) 353–360, doi:10.1016/j.enbuild.2013.12.053

Wang, J.-J., Jing, Y.-Y., Zhang, C.-F. **Optimization of capacity and operation for CCHP system by genetic algorithm**. Applied Energy 87 (2010) 1325–1335, doi:10.1016/j.apenergy.2009.08.005

Wang, J.-J., Jing, Y.-Y., Zhang, C.-F., Zhai, Z. **Performance comparison of combined cooling heating and power system in different operation modes.**

Applied Energy 88 (2011) 4621–4631, doi:10.1016/j.apenergy.2011.06.007

Zhao, X., Fu, L., Li, F., Liu, H. **Design and operation of a tri-generation system for a station in China.** Energy Conversion and Management 80 (2014) 391–397,

doi:10.1016/j.enconman.2014.01.019

Zhou, Z., Liu, P., Li, Z., Pistikopoulos, E. N., Georgiadis, M. C. **Impacts of equipment off-design characteristics on the optimal design and operation of combined cooling, heating and power systems.** Computers and Chemical Engineering 48 (2013) 40–47, doi:10.1016/j.compchemeng.2012.08.007