

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Leandro Andrade Furtado

Análise técnica, econômica e ambiental de usinas termelétricas alimentadas por biomassa residual operando com ciclos combinados híbridos

Tese de Doutorado

Tese apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Prof. Florian Alain Yannick Pradelle

Coorientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise

Coorientador: Dr. Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro

Rio de Janeiro
Outubro de 2023



Leandro Andrade Furtado

Análise técnica, econômica e ambiental de usinas termelétricas alimentadas por biomassa residual operando com ciclos combinados híbridos

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

Prof. Florian Alain Yannick Pradelle

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Dr. Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro

Coorientador

WTERT Brasil Engenharia e Consultoria Ambiental

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Coorientador

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Sergio Leal Braga

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Marcos Sebastião de Paula Gomes

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Profa. Gisele Maria Ribeiro Vieira

Centro Federal de Educação Tecnológica - CEFET/RJ

Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ

Prof. Reynaldo Palacios Bereche

Universidade Federal do ABC

Rio de Janeiro, 06 de outubro de 2023

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

Leandro Andrade Furtado

Graduação e Mestrado em Engenharia Mecânica pelo CEFET/RJ e PUC-Rio, respectivamente. Entre 2012 e 2013 cursou o quarto ano de engenharia no Instituto Politécnico de Coimbra (Portugal). Desde 2015, atua como engenheiro mecânico em projetos para recuperação energética de resíduos no Brasil e no exterior. Pesquisador visitante na University of Technology Sydney (Austrália) em 2019 e na Universidade Politecnico di Milano (Itália) em 2021. Desde 2022, integrante do quadro de professores no Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Ficha Catalográfica

Furtado, Leandro Andrade

Análise técnica, econômica e ambiental de usinas termelétricas alimentadas por biomassa residual operando com ciclos combinados híbridos / Leandro Andrade Furtado ; orientador: Florian Alain Yannick Pradelle ; coorientadores: José Alberto dos Reis Parise, Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro. – 2023.

205 f. : il. color. ; 30 cm

Tese (doutorado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2023.

Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Resíduos sólidos urbanos. 3. Bagaço. 4. Biogás. 5. Gás natural. 6. Reaquecimento externo. I. Pradelle, Florian Alain Yannick. II. Parise, José Alberto dos Reis. III. Ribeiro, Sergio Vieira Guerreiro. IV. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. V. Título.

CDD: 621

Agradecimentos

Aos meus familiares e amigos pelo apoio nestes anos de trabalho.

Aos meus orientadores Prof. Florian Pradelle e José Alberto dos Reis Parisé por me orientarem com firmeza e seriedade durante meu programa de doutorado na PUC-Rio. Um agradecimento especial ao meu coorientador Dr. Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro, por ter me orientado com muita sabedoria, permitindo eu dar mais este passo na minha carreira profissional.

Agradecimentos a Australian Academy of Science pelos auxílios concedidos para a realização de um estágio de pesquisa de doutorado no Institute for Sustainable Futures da University of Technology Sydney (Austrália). Ao Dr. Nick Florin pela disponibilidade, hospitalidade e orientação durante este período de estágio. Agradecimentos especiais a Dr. Ella Middelhoff pela amizade e parceria durante estes anos de trabalho e permitir minha participação em projetos de pesquisas tão importantes para a minha carreira profissional.

Ao CNPq pelos auxílios concedidos, permitindo a realização de um ano de estudos no departamento de Engenharia de Energia da Universidade Politécnico di Milano na Itália, onde pude ampliar meus conhecimentos sobre tecnologias para o aproveitamento energético de resíduos.

Gostaria de expressar minha gratidão ao Prof. Stefano Consonni e a toda sua equipe do Laboratório de Energia e Ambiente Piacenza (LEAP), pela infraestrutura disponibilizada, hospitalidade, orientação e todo o apoio durante meu período de estudos na Itália, ocorridos durante a Pandemia do COVID-19.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

Por fim, agradecimentos as empresas privadas que colaboraram para o desenvolvimento do presente trabalho, fornecendo importantes informações e dados sobre a indústria sucroalcooleira e do setor de resíduos sólidos urbanos.

Resumo

Furtado, Leandro Andrade; Pradelle, Florian Alain Yannick; Parise, José Alberto dos Reis; Ribeiro, Sergio Vieira Guerreiro. **Análise técnica, econômica e ambiental de usinas termelétricas alimentadas por biomassa residual operando com ciclos combinados híbridos.** Rio de Janeiro, 2023. 205 p. Tese de Doutorado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

A busca global por sustentabilidade tem se caracterizado por uma tendência em viabilizar a recuperação energética de resíduos. Neste contexto, no setor sucroalcooleiro, um dos principais desafios é aproveitar, adequadamente, os resíduos gerados no processamento da cana-de-açúcar. Nesta tese, estuda-se a produção de eletricidade, a partir do bagaço e biogás da vinhaça, em usinas termelétricas que operam com ciclos combinados híbridos. Um modelo matemático e numérico, desenvolvido na plataforma Excel, é proposto para simular cinco modos de operação de ciclos combinados híbridos e calcular, simultaneamente, indicadores termodinâmicos (energéticos e exergéticos), econômicos e ambientais. Adicionalmente, a aplicabilidade dos sistemas híbridos é demonstrada para usinas alimentadas por resíduos sólidos urbanos e gás natural. O estudo considera dados da literatura e informações adquiridas durante visitas técnicas a diversas usinas no Brasil e no exterior. Uma análise paramétrica mostra a influência de temperaturas e pressões de operação dos componentes da planta em questões econômicas, ambientais e operacionais de cada setor. Os resultados indicam um aumento relativo médio de 10,3% na eficiência elétrica das plantas convencionais sucroalcooleiras, considerando o caráter intermitente e as demandas energéticas do setor. Em relação à média das plantas brasileiras, as emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ evitadas pode ser até 23,7% superior. Para usinas de resíduos sólidos urbanos, integradas a um consumo de gás natural significativamente reduzido, o aumento relativo de eficiência é superior a 26%, resultando em um potencial de abatimento das emissões em torno de 272,0 $\text{ktonCO}_{2\text{eq}}/\text{ano}$. Taxas de retorno superiores a 27,0% são obtidas para projetos de usinas híbridas de ambos os setores. A pesquisa é inovadora ao apresentar uma aprimorada rota tecnológica para o tratamento de resíduos, permitindo reduzir a sua disposição inadequada. Além disso, os estudos podem contribuir, concomitantemente, para o aproveitamento eficiente do gás natural e da biomassa residual no Brasil, diversificando a matriz energética do país.

Palavras-chave

Resíduos sólidos urbanos, bagaço, biogás, gás natural, reaquecimento externo

Abstract

Furtado, Leandro Andrade; Pradelle, Florian Alain Yannick; Parise, José Alberto dos Reis; Ribeiro, Sergio Vieira Guerreiro. **Techno-economic and environmental analysis of residual biomass power plants operating with hybrid combined cycles**. Rio de Janeiro, 2023. 205 p. Tese de Doutorado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The search for sustainability has been characterized by a global tendency to enable new technologies for energy recovery from waste. In this context, in the sugar and alcohol sector, one of the main challenges is to, adequately, manage the waste generated in the sugarcane processes. In this thesis, the electricity production from bagasse and vinasse biogas, in power plants that operate with hybrid combined cycles, is investigated. A mathematical and numerical model is proposed, developed on the Excel platform, to simulate five operating modes of hybrid combined cycles and simultaneously, to calculate thermodynamic (energy and exergy), economic and environmental indicators. In addition, the applicability of hybrid systems, for power plants fed by municipal solid waste and natural gas, is demonstrated. The study considers data from the literature and information obtained through technical visits to several plants in Brazil and abroad. A parametric analysis shows the influence of temperatures and operating pressure of plant components on economic, environmental, and operational issues in each sector. Results indicate an average relative increase of 10.3% in the electrical efficiency of sugarcane plants, considering the intermittent nature and energy demands of the sector. In relation to Brazilian mills, the avoided CO_{2eq} emissions in hybrid plants are around 23.7% higher. For municipal solid waste plants, integrated with a significantly reduced natural gas consumption, the relative increase in efficiency is greater than 27%, resulting in a potential reduction in emissions of around 272.0 ktonCO_{2eq}/year. An internal rate of return above 25% is achieved for hybrid power plant projects, for both sectors. The research is innovative in presenting an improved technological route for waste treatment, allowing to reduce its inappropriate disposal. Furthermore, the study can simultaneously contribute to the efficient use of natural gas and residual biomass in Brazil, diversifying the country's energy matrix.

Keywords

Municipal solid waste, bagasse, biogas, natural gas, external reheating

Sumário

1 . Introdução	17
1.1. Recuperação energética de biomassa residual - Contexto	17
1.2. Objetivos da tese	24
1.2.1. Objetivo geral	24
1.2.2. Objetivos específicos	25
1.3. Estrutura do trabalho	25
2 . Revisão bibliográfica	27
2.1. Ciclos combinados híbridos	27
2.2. Recuperação energética de resíduos da cana-de-açúcar	31
2.3. Incineração de resíduos sólidos urbanos	36
2.4. Contribuição e originalidade	42
3 . Metodologia	44
3.1. Descrição dos sistemas convencionais	45
3.1.1. Sistema de cogeração de uma usina de cana-de-açúcar	45
3.1.2. Incineração de resíduos sólidos urbanos	47
3.2. Descrição dos sistemas híbridos	49
3.3. Aplicação dos ciclos combinados híbridos	56
3.3.1. Validação do sistema de cogeração sucroalcooleiro	56
3.3.2. Aplicação em usinas de bagaço e biogás	58
3.3.3. Validação do modelo de usinas de RSU	64
3.3.4. Aplicação em usinas de resíduos sólidos urbanos e gás natural	65
4 . Modelo matemático	69
4.1. Hipóteses e dados de entrada	69
4.1.1. Análise técnica	69
4.1.2. Análise econômica	75
4.1.3. Análise das emissões de CO ₂	79
4.2. Equacionamento	81
4.2.1. Equações para os balanços de massa e energia	81
4.2.2. Equações para a análise exergética	88

4.2.3. Equações para a análise econômica	90
4.2.4. Equações para o balanço de emissões de CO _{2eq}	91
4.3. Solução numérica	94
5 . Resultados e discussões - Usinas de bagaço e biogás	96
5.1. Validação do modelo	96
5.2. Análise do sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira	98
5.2.1. Desempenho dos sistemas de cogeração	98
5.2.2. Geração de bagaço excedente	102
5.2.3. Geração de biogás da vinhaça	104
5.2.4. Conclusão parcial	106
5.3. Análise dos cenários híbridos – Bagaço e Biogás	107
5.3.1. Análise técnica	107
5.3.2. Análise econômica	122
5.3.3. Análise das emissões de CO ₂	128
5.4. Discussão	133
5.4.1. Consumo de bagaço e vapor de processo	133
5.4.2. Tempo de operação da planta	138
5.4.3. Uso do biogás da vinhaça	142
5.4.4. Pressão do desaerador	146
5.4.5. Capacidade das turbinas a gás	150
5.5. Conclusão parcial	154
6 . Resultados e discussões – Usinas de resíduos sólidos urbanos e gás natural	157
6.1. Validação do modelo	157
6.2. Análise dos cenários híbridos – Resíduos sólidos urbanos e gás natural	159
6.2.1. Modo de operação da planta	159
6.2.2. Análise técnica	164
6.2.3. Análise econômica	166
6.2.4. Análise das emissões de CO ₂	170
6.3. Discussão	172
6.3.1. Pressão de vapor da caldeira	172
6.3.2. Pressão de reaquecimento do vapor	175
6.3.3. Consumo de gás natural	179
6.4. Conclusão parcial	183
7 . Conclusão	186

7.1. Trabalhos futuros	188
8 . Referências	190
9 . Apêndice A. Equações complementares	203
10 . Apêndice B. Resultados para composição de gases de exaustão	205

Lista de figuras

Figura 1-1. Oferta de eletricidade interna brasileira, em GWh _e (2021) [7].	18
Figura 1-2. Bioeletricidade mensal sucroenergética ofertada para a rede, entre 2020 a 2022 (GWh _e) [3].	19
Figura 1-3. Ordem de prioridade para o tratamento de resíduos – Adaptado da Diretiva Europeia para gerenciamento de resíduos [14].	21
Figura 1-4. Análise gravimétrica de resíduos sólidos urbanos no Brasil em 2020 [17].	23
Figura 2-1. Caracterização dos ciclos combinados híbridos, adaptado de Petrov [12].	28
Figura 2-2. Diagrama esquemático ilustrando os sistemas alimentados por RSU e GN atuando de forma: (a) independente; (b) integrada [13].	28
Figura 2-3. Diagrama simplificado da usina híbrida de Zabalgarbi em Bilbao [102].	37
Figura 3-1. Esquema de uma usina de açúcar e etanol convencional para o caso base, adaptada de Ferraz Junior [90].	45
Figura 3-2. Sistema de cogeração de uma usina convencional.	46
Figura 3-3. Diagrama simplificado do ciclo de vapor de uma usina de RSU convencional.	48
Figura 3-4. CCH1 - Sistema em paralelo com superaquecimento externo, reaquecimento de vapor a alta pressão e preaquecimento da água de alimentação utilizando gás de exaustão do ciclo <i>topping</i> .	50
Figura 3-5. CCH2 - Sistema com pré-aquecimento do ar de combustão do ciclo <i>bottoming</i> , superaquecimento externo e reaquecimento de vapor a alta pressão utilizando gás de exaustão do ciclo <i>topping</i> .	51
Figura 3-6. CCH3 - Sistema com reaquecimento de vapor e pré-aquecimento da água de alimentação utilizando gás de exaustão do ciclo <i>topping</i> .	51
Figura 3-7. CCH4 - Sistema em paralelo com reaquecimento de vapor a alta pressão e pré-aquecimento da água de alimentação ou pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira utilizando gás de exaustão do ciclo <i>topping</i> .	52
Figura 3-8. CCH5 - Sistema com reaquecimento de vapor a alta pressão e pré-aquecimento do ar de combustão do ciclo <i>topping</i> utilizando gás de exaustão do ciclo <i>topping</i> sem turbina a gás.	52
Figura 3-9. (OFF-DES) - Sistema <i>off-design</i> com reaquecimento de vapor, por meio da mistura de vapor extraído da TV com parte do vapor produzido na caldeira de biomassa.	53

Figura 3-10. Diagrama de blocos simplificado de referência para o presente trabalho	55
Figura 3-11. Balanço de massa e energia do ciclo de vapor com reaquecimento, extraído de [84].	57
Figura 3-12. Esquema geral para aplicação dos ciclos combinados híbridos em usinas de cana-de-açúcar.	59
Figura 3-13. Diagrama de blocos simplificado para a aplicação de CCHs em usinas de RSU.	66
Figura 5-1. Diagrama de processos do ciclo de vapor com reaquecimento.	96
Figura 5-2. Diagrama de processo da planta de cogeração convencional (CP).	97
Figura 5-3. Comparação entre os ciclos de contrapressão e condensação convencional	101
Figura 5-4. Excedente de bagaço em função do consumo de vapor de processo.	104
Figura 5-5. Produção de biogás em função do volume de vinhaça	105
Figura 5-6. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 1 (CCH1-BG/BIO).....	109
Figura 5-7. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 2 (CCH2-BG/BIO).....	110
Figura 5-8. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 3 (CCH3-BG/BIO).....	111
Figura 5-9. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 4 (CCH4-BG/BIO).....	112
Figura 5-10. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 5 (CCH5-BG/BIO)....	113
Figura 5-11. Modo de operação do sistema OFF-DES-BG/BIO	114
Figura 5-12. Resultados de fluxo de caixa acumulado convertido ao valor presente.	123
Figura 5-13. Variação da TIR em função do preço da eletricidade.....	125
Figura 5-14. Variação da TIR em função do investimento total.	126
Figura 5-15. Emissões evitadas de CO _{2eq} de cada cenário híbrido em relação ao fator de emissões da matriz elétrica brasileira.....	131
Figura 5-16. Emissões evitadas de CO _{2eq} de cada cenário híbrido em relação ao fator de emissões médio de uma usina termelétrica alimentada com gás natural.	132
Figura 5-17. Comparação entre a geração de eletricidade da usina convencional e da usina híbrida	137
Figura 5-18. Influência do tempo de operação da planta no projeto do CCH para o cenário CCH3-BG/BIO.	138
Figura 5-19. Eficiências do sistema híbrido quando operado na safra (200 dias) ou durante o ano inteiro (330 dias).....	140
Figura 5-20. Eletricidade gerada pelo biogás da vinhaça.....	144
Figura 5-21. Diagrama de processos do sistema CCH3-BG/BIO, adaptado com pré- aquecimento de água a alta pressão (PAG3).....	147

Figura 6-1. Diagrama de processo de uma usina de RSU convencional.....	158
Figura 6-2. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 3 (CCH3-RSU/GN). ...	161
Figura 6-3. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 4 (CCH4-RSU/GN). ...	162
Figura 6-4. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 5 (CCH5-RSU/GN). ...	163
Figura 6-5. Variação da TIR em função do preço da eletricidade.....	168
Figura 6-6. Variação da TIR em função dos custos de investimento.....	169
Figura 6-7. Variação da TIR em função da <i>tiping-fee</i>	170
Figura 6-8. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 3 operando a 67 bar/400°C (CCH3-RSU/GN).....	172
Figura 6-9. Influência da pressão de reaquecimento na eficiência elétrica do CCH3- RSU/GN.....	175
Figura 6-10. Influência da pressão de reaquecimento na eficiência elétrica do CCH3- BG/BIO	176
Figura 6-11. Efeito do <i>gas share</i> na TIR emissões e eficiência do ciclo combinado híbrido.....	180
Figura 6-12. Influência do <i>gas share</i> e preço do gás natural na TIR.	181

Lista de Tabelas

Tabela 2-1. Revisão de artigos que discutem soluções para melhorar o sistema de cogeração de usinas de cana-de-açúcar.....	32
Tabela 2-2. Revisão de artigos que discutem soluções para elevar a eficiência de usinas alimentadas por RSU.....	39
Tabela 3-1. Parâmetros do vapor vivo para cada cenário analisado	46
Tabela 3-2. Resumo dos parâmetros utilizados para o ciclo de vapor da usina de RSU de referência.....	49
Tabela 3-3. Sistemas avaliados em cada ciclo combinado híbrido proposto	54
Tabela 3-4. Dados utilizados para a validação da modelo de combustão.....	58
Tabela 3-5. Dados utilizados para a validação do ciclo de vapor de uma usina de RSU convencional.....	64
Tabela 4-1. Principais dados de entrada para a modelagem - usinas de cana-de-açúcar.....	71
Tabela 4-2. Principais dados de entrada para a modelagem – usinas de RSU.....	73
Tabela 4-3 . Dados de entrada das turbinas a gás avaliadas.....	74
Tabela 4-4. Dados de entrada para a análise econômica.....	78
Tabela 5-1. Validação do modelo de combustão, em base volumétrica (%).	97
Tabela 5-2. Desempenho termodinâmico do sistema de cogeração de uma usina de cana convencional	99
Tabela 5-3. Geração de bagaço excedente na safra	103
Tabela 5-4. Desempenho energético dos cenários híbridos avaliados para Usinas BG/BIO	115
Tabela 5-5.Eficiência exergética dos componentes integrados no CCH para usinas BG/BIO	116
Tabela 5-6. Desempenho exergético geral dos CCH avaliados para usinas BG/BIO	118
Tabela 5-7. Desempenho energético das plantas híbridas com os CCH avaliados (CP+CCH).....	120
Tabela 5-8. Desempenho exergético da planta híbrida com os CCH avaliados (CP3+CCH-BG/BIO)	121
Tabela 5-9. Resultados financeiros para os cenários híbridos avaliados – biogás consumido somente na safra	124
Tabela 5-10. Resultados financeiros para os cenários híbridos operando o ano inteiro consumindo gás natural na entressafra.....	127

Tabela 5-11. Geração de eletricidade da usina híbrida operando durante 330 dias com consumo de GN na entressafra.....	128
Tabela 5-12. Resultados relativos as emissões totais e específicas, para a geração de eletricidade, dos cenários avaliados.....	129
Tabela 5-13. Desempenho energético do CCH3-BG/BIO em função do consumo de bagaço excedente disponível.....	134
Tabela 5-14. Desempenho termodinâmico da usina de cana-de-açúcar híbrida (CP3+CCH3-BG/BIO), variando o consumo de vapor de processo.....	136
Tabela 5-15. Impacto do tempo de operação na TIR e emissões do CCH3-BG/BIO.....	141
Tabela 5-16. Desempenho termodinâmico do CCH3-BG/BIO para diferentes pressões de operação no desaerador.....	149
Tabela 5-17. Desempenho energético do ciclo combinado híbrido (CCH3-BG/BIO) para diferentes turbinas a gás.....	151
Tabela 5-18. Desempenho exergetico do ciclo combinado híbrido (CCH3-BG/BIO) para diferentes turbinas a gás na safra.....	152
Tabela 5-19. Resultados financeiros para diferentes turbinas a gás – Planta híbrida operando com CCH3 na safra com sistema e <i>off-design</i> na entressafra.....	153
Tabela 6-1. Resultados da validação do modelo de uma usina de RSU convencional.....	159
Tabela 6-2. Desempenho termodinâmico dos CCH avaliados para usinas de RSU/GN.....	164
Tabela 6-3. Resultados financeiros para os cenários híbridos avaliados para usinas de RSU.....	167
Tabela 6-4. Emissões evitadas de cada cenário híbrido.....	171
Tabela 6-5. Eficiências do CCH3-RSU/GN para diferentes pressões de vapor vivo.....	173
Tabela 9-1. Coeficientes associados aos elementos presentes nos gases e a sua respectiva faixa de temperatura.....	203
Tabela 9-2. Equações para o balanço de exergia dos sistemas propostos.....	204
Tabela 10-1. Composição de gases de exaustão das turbinas a gas (% base volumétrica).....	205
Tabela 10-2. Composição de gases de exaustão usinas sucroalcooleiras (% base volumétrica).....	205
Tabela 10-3. Composição de gases de exaustão – usinas de RSU (% base volumétrica).....	205

Lista de abreviaturas

BA-Bomba de água de alimentação
BG-Bagaço de cana-de-açúcar
BIO-Biogás da vinhaça
CAL-Caldeira
CCH-Ciclo combinado híbrido
CCP-Ciclo de contrapressão
CD-Condensador
CHX-*Condensing heat exchanger*
CP-Planta convencional
CSLL-Contribuição social sobre o lucro líquido
DEA-Desaerador
DQO-Demanda química de oxigênio
E-Energia
Eff-Eficiência
EI-Elétrica
Em-Emissões
Eq-Equivalente
Esp-Específico
EXT-Extração
GEE-Gases de efeito estufa
GER-gerador elétrico
GN-Gás natural
GWh_e-Giga Watt-hora elétrico
GWh_t-Giga Watt-hora térmico
IPCC-*Intergovernmental Panel on Climate Change*
Irr-Irreversibilidade
Liq-Líquida
LMTD-Diferença de temperatura média logarítmica
OCC-*Optimized Combined Cycle*
PAA-MIX-Misturador de gases
PAA-Pré-aquecedor de ar
PAG-Pré-aquecedor de água
PCI-Poder calorífico inferior

PIS/CONFIS-Programas de Integração Social e de Formação do Patrimônio do Servidor Público/Contribuição para Financiamento da Seguridade Social

POT-Potência

QD-Queimador de duto

RHE-Reaquecedor de vapor

RSU-Resíduos sólidos urbanos

SHE-Superaquecedor externo

STG–Sistema de tratamento de gases

TC-Tonelada de cana-de-açúcar

TG-Turbina a gás

TIR-Taxa interna de retorno

TMA-Taxa mínima de atratividade

TQ-Tanque de água

TV - Turbina a vapor

TVAP- Turbina a vapor (estágio de alta pressão)

TVBP- Turbina a vapor (estágio de baixa pressão)

TVCD-Turbina a vapor de condensação

TVCP- Turbina a vapor de contrapressão

UASB-*Upflow Anaerobic Sludge Blanket*

UM-Unidade de medida

VALV-OFF-DES-Válvula para sistema off-design

VALV-TQ-Válvula para tanque de água

WTE-Waste-to-energy

1. Introdução

1.1. Recuperação energética de biomassa residual - Contexto

A recuperação energética de resíduos, além de contribuir para o fortalecimento da economia, apresenta-se com um forte agente diversificador da matriz energética global, tornando-a menos dependente dos combustíveis fósseis. Atualmente, países como o Brasil, Índia e China, maiores produtores de cana-de-açúcar no mundo [1], [2], dispõem de uma fonte significativa de biomassa residual, resultante do grande volume de cana-de-açúcar processada para a produção destes produtos.

Especificamente para o setor sucroalcooleiro brasileiro, cerca de 523 milhões de toneladas de cana-de-açúcar foram processadas na safra de 2021-2022, conforme divulgado pela União da Indústria de Cana-de-Açúcar e Bioenergia (UNICA) [3]. Com a previsão de crescimento da moagem no país, em torno de 4,0% para a 2024 [4], o volume dos resíduos sólidos gerados tende a aumentar, motivando todo este setor a buscar soluções que permitam a sua recuperação energética, física e química.

Considerado um dos principais resíduos gerados na usina de cana, o bagaço de cana é amplamente utilizado para atender as demandas de energia térmica e elétrica da planta. O consumo desta biomassa residual, em sistemas de cogeração, vem tornando as usinas brasileiras autossuficientes, permitindo também exportarem o excedente de eletricidade à rede nacional [5].

De acordo com o relatório elaborado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), o bagaço de cana contribuiu para a geração de mais de 34 mil GWh_e em 2022, correspondendo a 5,1% da oferta de eletricidade gerada no país (referente ao total de 679,2 mil GWh_e em 2022) [6]. Ao comparar estes números com a oferta interna de energia elétrica no país, a geração de eletricidade com o bagaço de cana ocupa a 4ª posição no ranking, conforme mostrado na Figura 1-1 a seguir.

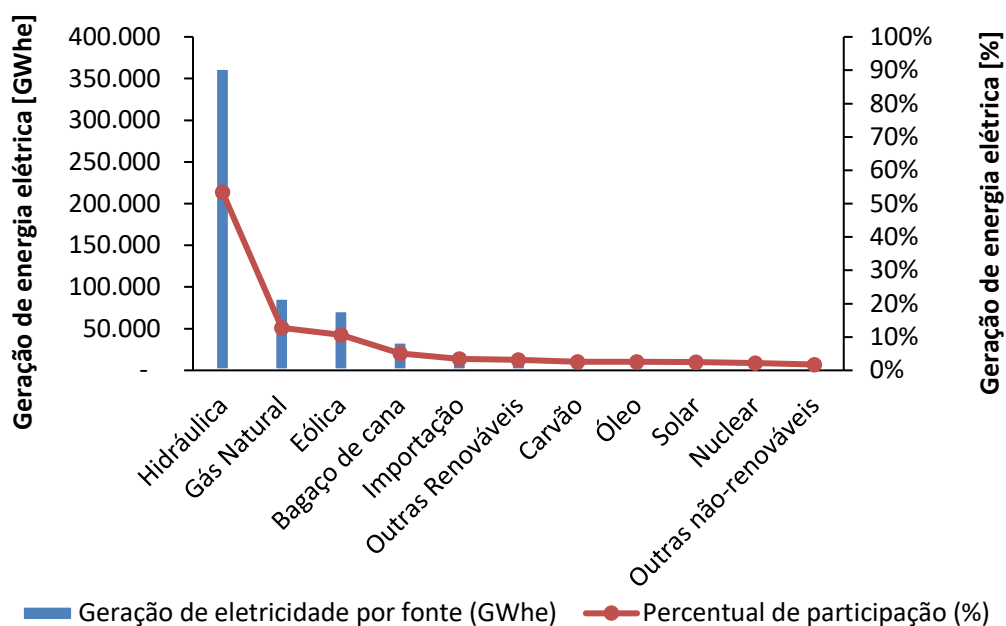


Figura 1-1. Oferta de eletricidade interna brasileira, em GWh_e (2021) [7].

A bioeletricidade gerada por resíduos da cana é estratégica para a matriz energética brasileira. Atualmente há cerca de 430 usinas de açúcar e etanol no país, com sistemas de cogeração que as permitem tanto serem autossuficientes no período da safra quanto exportarem excedentes de eletricidade para a rede [8]. Segundo a EPE, cerca de 60% das usinas brasileiras, em operação em 2022, têm capacidade de exportar a produção excedente para a rede elétrica do país [6]. O fornecimento desta energia é especialmente importante de abril a novembro na região Centro-Sul do país. Isto se deve, basicamente, a duas razões fundamentais: (i) a competitividade em termos de custos, pois trata-se do período da safra cana-de-açúcar nesta região, na qual tem-se uma maior disponibilidade de bagaço e (ii) a capacidade de complementar a energia gerada nas hidrelétricas, que são afetadas em períodos de baixo volume nos seus reservatórios. Em 2022, por exemplo, cerca de 82% da geração de bioeletricidade sucroenergética para a rede, com o bagaço de cana, foi ofertada entre maio e novembro [3], conforme mostrado na Figura 1-2.

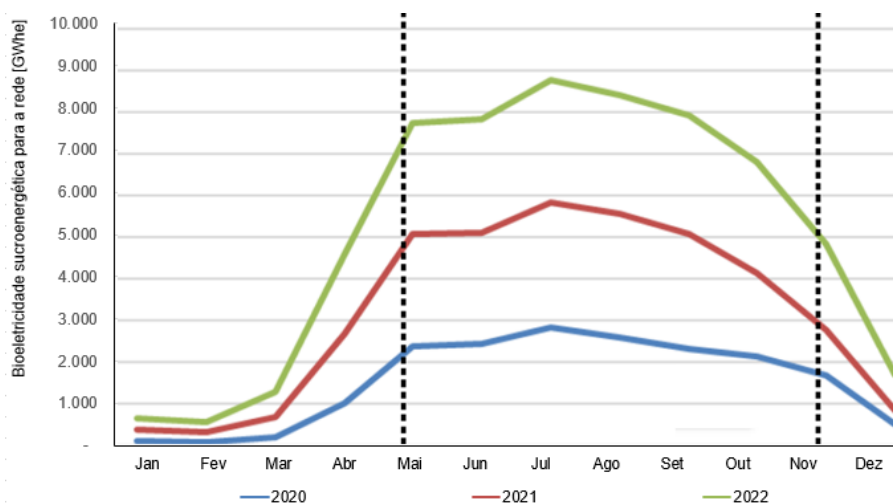


Figura 1-2. Bioeletricidade mensal sucroenergética ofertada para a rede, entre 2020 a 2022 (GWh_e) [3].

Assim, um grande desafio para o setor sucroalcooleiro é viabilizar a operação das usinas ao longo do ano, de modo que estas tenham capacidade de exportar eletricidade no período de entressafra da cana. Tanto a quantidade de cana processada, quanto a geração de eletricidade, vem evoluindo nos últimos anos. Há pouco mais de uma década, na safra de 2010/11, a geração de eletricidade das usinas brasileiras era, em média, 36,0 kWh_e por tonelada de cana (TC). Quase 10 anos depois, a safra 2019/20, a média deste valor subiu para 57,3 kWh_e/TC [3], um aumento de quase 60%. Já em relação a quantidade de cana moída, para as mesmas safras, as usinas processaram cerca de 557,0 e 590,4 milhões de cana, respectivamente, um crescimento em torno de 6%.

Estudos mostram que, embora tenha aumentado nos últimos anos, a geração de eletricidade no setor sucroalcooleiro ainda está aquém em relação ao potencial estimado para as usinas brasileiras. Atualmente, o setor aproveita apenas 15% do seu potencial, conforme publicado nos Estudos do Plano Decenal de Expansão de Energia (PDE 2032) [7]. A pesquisa mostra que o potencial técnico de geração do setor sucroenergético é estimado em 143 mil GWh_e, ou seja, em torno de quatro vezes maior que a geração atual, o que representaria mais de 20% do consumo de eletricidade no Sistema Integrado Nacional Brasileiro (SIN).

Deve-se destacar que além do bagaço, outros subprodutos derivados da cana podem contribuir para a geração de eletricidade nas usinas, tais como a vinhaça e torta de filtro. A aplicação de tecnologias envolvendo a biodigestão anaeróbica destes resíduos permitem a produção de biogás, por exemplo. Segundo a Unica, o potencial técnico de geração de eletricidade a partir desse biogás pode chegar a 17,6 mil GWh_e suplementar até 2031 [7].

Diversas questões técnicas e econômicas ajudam a explicar a distância entre a geração média nos últimos anos ao potencial estimado. Além do fato de muitas usinas não exportarem eletricidade para a rede, o projeto do sistema de cogeração das usinas de cana-de-açúcar apresenta um desafio difícil a ser enfrentado: a relação direta entre consumo de energia térmica, bagaço e produção da cana, limitando a quantidade de bagaço disponível para a geração exclusiva de eletricidade.

Assim, a quantidade de vapor de processo (energia térmica, medida em kg de vapor consumido por tonelada de cana processada) é proporcional a moagem de cana, produzida durante o período da sua safra. Por outro lado, a quantidade total de bagaço disponível é determinada pela quantidade de cana processada nesta mesma safra (aproximadamente 250kg de bagaço por tonelada de cana moída, com teor de umidade, em média, de 50% [8]).

O cenário atual se agrava na medida em que a maioria dos sistemas de cogeração das usinas brasileiras foram projetados há décadas para produzir somente vapor de processo, e portanto, ainda operando com caldeiras antigas e de baixa eficiência em comparação a equipamentos mais recentes [9]. Em pesquisa de campo, verificou-se que mesmo as usinas mais modernas na Região Centro-Oeste do país utilizam caldeiras para gerar vapor a pressões em torno de 22 bar/300°C, gerando eletricidade em turbinas a vapor de baixa eficiência, operando em ciclos de contrapressão, para atender a demanda de vapor de processo (a cerca de 2,5 bar).

Já nos últimos anos, visando elevar a eficiência do seu sistema de cogeração, melhorias nos processos industriais para produção de açúcar e etanol tem sido feitas e as usinas vêm buscando elevar o perfil de vapor gerado nas suas plantas [10]. Grandes usinas passaram a operar seus sistemas de cogeração com ciclos Rankine de contrapressão integrado a ciclos de condensação, adotando faixas de pressões superiores as caldeiras existentes (em torno de 67-100 bar) [11]. No entanto, sob a ótica termodinâmica, sabe-se que um superaquecimento de vapor (480°C a 520°C) deve acompanhar o aumento da pressão, como forma de evitar excesso de água, em fase líquida, na saída da turbina a vapor.

Isso leva a outra questão importante: o superaquecimento mais alto implica em reduzir a produção total de vapor para a mesma quantidade de bagaço consumida. Assim, como a prioridade do setor é produzir açúcar e etanol, a maior parte do vapor gerado nas caldeiras (energia térmica) é destinada ao ciclo de contrapressão, responsável por produzir o vapor de processo para a fabricação destes produtos. Conseqüentemente, a vazão de vapor, que poderia operar em ciclos de condensação para a geração exclusiva de eletricidade, é reduzida.

Diante das questões acima, vislumbra-se a aplicação de ciclos termodinâmicos avançados, capazes de elevar a geração de eletricidade e solucionar parcialmente problemas operacionais do setor sucroalcooleiro. Nesta tese, a aplicação de ciclos combinados híbridos (CCH) será investigada, por meio das análises termodinâmicas (energética e exergética), econômica e ambiental, além dos aspectos operacionais envolvidos na geração termelétrica. Esta subcategoria de ciclos termodinâmicos, pertencente a famílias de ciclos combinados [12], tem sido estudada e aplicada em usinas alimentadas por resíduos sólidos há décadas, principalmente na Europa e Ásia [13].

No entanto, em usinas de cana-de-açúcar, especialmente no Brasil, trata-se de uma tecnologia ainda não explorada. Da mesma forma, é inexistente a utilização de ciclos combinados híbridos em usinas termelétricas alimentadas por resíduos sólidos urbanos no Brasil, já que nem sequer uma usina de incineração de lixo urbano foi implementada no país. Neste contexto, além de avaliar a aplicação de ciclos combinados híbridos no setor sucroalcooleiro, os estudos propostos se estendem ao avaliar também o potencial de aplicação destas tecnologias em usinas alimentadas por resíduos sólidos urbanos (RSU).

O foco pela recuperação energética eficiente e economicamente viável destes resíduos aumentou nos últimos anos, na medida em que restrições ambientais mais rígidas avançaram mundialmente. As Diretrizes Europeias [14], por exemplo, representam o mais abrangente conjunto normativo para o tratamento e gerenciamento de RSU, mostrando a hierarquia para o gerenciamento de resíduos. Conforme mostrado na Figura 1-3, tal hierarquia indica a ordem de prioridade para o tratamento destes, desde a sua prevenção até a disposição final dos rejeitos.

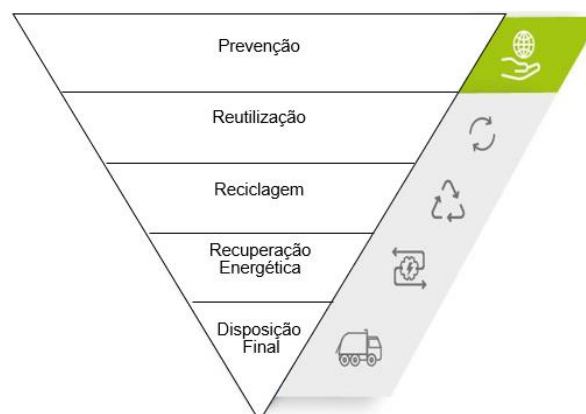


Figura 1-3. Ordem de prioridade para o tratamento de resíduos – Adaptado da Diretiva Europeia para gerenciamento de resíduos [14].

No Brasil, ainda há grandes debates quanto a hierarquia acima resultando em muitas vezes no sofisma de que só se pode incinerar resíduos não recicláveis. A Política Nacional de Resíduos sólidos (PNRS) [15] discute sobre a destinação de RSU, indicando a seguinte ordem de prioridade: prevenção/redução, reutilização, reciclagem, tratamento dos resíduos sólidos e disposição final ambientalmente adequada dos rejeitos em aterros sanitários.

Este último ponto diverge do cenário europeu. De acordo com as diretrizes Europeias, não é permitido destinar o lixo urbano, não tratado, em aterros sanitários [14]. Desta forma, todos os resíduos devem ser reciclados ou utilizados para a recuperação energética, antes do descarte final dos rejeitos gerados em cada tratamento. Para isto, os países europeus cobram altas taxas as empresas que administram aterros, visando a minimizar e banir a destinação de RSU nestes locais, conforme as metas estabelecidas em cada país. No entanto, a lei brasileira dá margem para interpretações equivocadas, permitindo que parte da sociedade classifique erroneamente os aterros sanitários como locais adequados para a disposição de resíduos sólidos urbanos. Na prática, na medida em que não haja viabilidade econômica para os tratamentos adequados do RSU, quando comparada a sua destinação em aterros sanitários ou lixões, o lixo urbano é considerado um rejeito e enviado diretamente para os aterros, sem passar pelos devidos tratamentos, contrariando os princípios da sustentabilidade. Neste contexto, é importante que trabalhos relacionados a este tema contribuíssem com soluções realistas e exequíveis quanto a recuperação energética de resíduos sólidos urbanos.

O relatório “Panorama de Resíduos Sólidos 2022”, elaborado pela Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (ABRELPE) [16], informa que atualmente se produz cerca de 79,6 milhões de toneladas de resíduos sólidos urbanos por ano no Brasil e que, em números absolutos, as quantidades destinadas a lixões e aterros controlados aumentaram nos últimos anos. Cerca de 59,5% (43,3 milhões de toneladas por ano) dos resíduos sólidos são atualmente depositados em aterros sanitários, sendo que o restante de 40,5% do total produzido, ainda é destinado para lixões a céu aberto (17,5%) ou aterros “controlados” (23%), que nada mais são do que lixões com alguns cuidados de operação.

Paralelamente as questões regulatórias, alguns fatores ajudam também a explicar a dificuldade de se implementar soluções viáveis para tratamento de RSU, sendo a composição dos resíduos uma das principais. No caso do lixo urbano brasileiro, os resultados da análise gravimétrica, em 2020, indicam que estes resíduos são compostos, em média, por 45,3% de fração orgânica, 16,8% de plásticos, 10,4% de papel e papelão, 2,7% de vidros, 2,3% de metais, 1,4% de

embalagens multicamadas, 5,6% de resíduos têxteis, couros e borrachas e outros rejeitos, em torno de 15,5%, compostos principalmente por resíduos sanitários (ver Figura 1-4) [17].

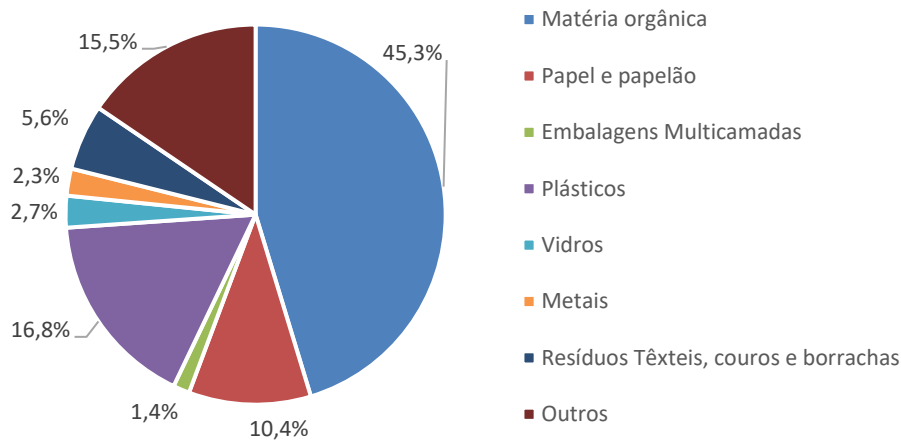


Figura 1-4. Análise gravimétrica de resíduos sólidos urbanos no Brasil em 2020 [17].

Os resultados da análise acima (ver Figura 1-4) indicam um caráter extremamente heterogêneo e variável dos RSU. O conteúdo de material orgânico, por exemplo, é influenciado por aspectos sociais, geográficos e econômicos de cada região. Como a quantidade de resíduos, umidade e composição (que definem o poder calorífico) impactam diretamente na escolha e eficiência do sistema de recuperação energética, deve-se buscar o equilíbrio entre os custos e benefícios de cada tratamento nesse contexto de grande variabilidade.

Os estudos do presente trabalho consideram, além do consumo de bagaço e RSU, o uso de gás natural e biogás da vinhaça, como combustíveis auxiliares para operar os ciclos combinados híbridos. Um dos objetivos propor soluções para a integração e sinergia destes combustíveis nas usinas termelétricas brasileiras, colaborando para o aumento de eficiência nos três eixos investigados (técnico, econômico e ambiental).

Atualmente, grandes usinas de RSU híbridas, denominadas aqui como RSU/GN (usinas alimentadas com RSU e gás natural), operam na Europa e Ásia, apresentando uma característica em comum: o alto *gas share*. Este termo (*gas share*) será amplamente discutido no presente trabalho. Trata-se do percentual de participação energético de gás natural (ou biogás) na usina, em relação ao consumo energético total de combustível, para a produção de energia térmica e/ou elétrica.

Apesar da viabilidade técnica e econômica de usinas RSU/GN já ter sido demonstrada, o alto consumo de gás natural nestas plantas híbridas se torna um problema quando o preço de compra deste combustível fóssil se eleva acima do esperado. Um exemplo prático é um caso recente no cenário europeu em 2022, onde o preço do gás natural aumentou consideravelmente devido aos conflitos ocorridos entre Rússia e Ucrânia [18]. Com a alta dos preços do gás natural, as usinas que dependem deste combustível passam a operar com baixa rentabilidade. Assim, um dos diferenciais dos sistemas híbridos propostos está na escolha de configurações que permitam limitar o consumo de gás, reduzindo a dependência técnica e econômica das usinas quanto ao consumo deste combustível fóssil (no caso do gás natural).

Além disso, vislumbra-se mostrar que a integração do consumo de gás natural em usinas de RSU no Brasil pode ser viável. Além disso, com a disponibilidade de gasodutos em regiões próximas as metrópoles brasileiras, o trabalho pode apresentar opções para aproveitá-lo de forma mais eficiente, com viabilidade econômica e ambiental associados ao seu consumo.

Portanto, esta tese visa contribuir como ferramenta para identificar e avaliar a aplicabilidade e potencial técnico, econômico e ambiental de ciclos combinados híbridos no Brasil, usando duas famílias de resíduos amplamente disponíveis no cenário nacional. A possibilidade de inovação, por meio da implementação destes ciclos, ainda não utilizados em usinas brasileiras é, portanto, uma razão para esta pesquisa. Uma ampla discussão sobre os parâmetros termodinâmicos e suas influências na eficiência dos ciclos combinados híbridos será apresentada. A escolha de parâmetros e estratégias para a modelagem dos sistemas híbridos devem, portanto, considerar as particularidades associadas ao tratamento de cada resíduo, ou seja, aqueles produzidos nos municípios ou nas usinas sucroalcooleiras brasileiras.

1.2.Objetivos da tese

1.2.1.Objetivo geral

O presente trabalho tem por objetivo principal avaliar o potencial energético, exergético, econômico e ambiental de usinas operando com ciclos termodinâmicos avançados, abastecidas por biomassa derivada da cana-de-açúcar, resíduos sólidos urbanos e gás natural. Assim, a tese examina a aplicação de diferentes ciclos

combinados híbridos em sistemas de cogeração de usinas de cana-de-açúcar e em usinas de incineração de RSU, respectivamente.

1.2.2.Objetivos específicos

No presente trabalho os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Desenvolver e validar modelos termodinâmicos para sistemas de cogeração de usinas de cana-de-açúcar e usinas de RSU híbridas, considerando informações extraídas diretamente de profissionais atuantes no setor sucroalcooleiro e de plantas existentes;
- Propor soluções para elevar a geração de energia elétrica com biomassas residuais, considerando aspectos operacionais de cada setor (sucroalcooleiro e de resíduos sólidos urbanos), identificando vantagens e desvantagens sob o ponto de vista econômico e ambiental;
- Apresentar configurações, especificamente para o setor sucroalcooleiro, que permitam a operação da usina durante a entressafra da cana;
- Investigar, em se tratando de usinas alimentadas por RSU e gás natural, ciclos combinados híbridos com consumo de gás natural reduzido.
- Realizar análises paramétricas, levando em conta os principais indicadores energéticos, exergéticos, econômicos e ambientais;
- Definir as melhores configurações e quantificar os ganhos obtidos com os sistemas híbridos para cada fonte de biomassa.

1.3.Estrutura do trabalho

A tese está dividida em 7 capítulos e 2 apêndices. O Capítulo 2 apresenta a revisão de literatura e a contribuição do presente trabalho, citando os trabalhos relacionados à aplicação de ciclos termodinâmicos híbridos em usinas sucroalcooleiras ou de RSU.

O Capítulo 3 apresenta a metodologia, incluindo a descrição das usinas de referência e dos cenários híbridos investigados.

O Capítulo 4 apresenta os dados de entrada para as análises técnica, econômica e ambiental. Em seguida, as equações fundamentais, para as quatro análises deste trabalho (energética, exergética, econômica e ambiental), são descritas.

O Capítulo 5 apresenta os resultados e discussões relacionados a usinas de cana-de-açúcar, operando com ciclos combinados híbridos, alimentadas por bagaço e biogás da vinhaça.

O Capítulo 6 apresenta os resultados e discussões relacionados as usinas híbridas, alimentadas por RSU e gás natural.

Uma análise paramétrica é realizada nos capítulos 5 e 6, de modo a avaliar os impactos, sob o ponto de vista técnico, econômico e ambiental, quanto aos modos de operação das plantas estudadas.

Por fim, o Capítulo 7 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros. O Apêndice A apresenta as equações complementares para a análise exergética e o Apêndice B mostra os resultados obtidos com a combustão de resíduos e gás natural nos sistemas avaliados.

2. Revisão bibliográfica

A revisão bibliográfica a seguir é dividida em artigos agrupados em três palavras-chave: (i) ciclos combinados híbridos; (ii) recuperação energética de resíduos da cana-de-açúcar e (iii) incineração de resíduos sólidos urbanos.

A definição e principais conceitos relacionados aos ciclos combinados híbridos são apresentados. Em seguida, a revisão da literatura mostra os trabalhos relacionados a geração de eletricidade em usinas de cana-de-açúcar e de RSU, com foco na modelagem e suas eventuais análises energética, exergética, econômica e ambiental. Os principais parâmetros que podem influenciar no sistema de cogeração do setor sucroalcooleiro são apresentados, considerando o consumo de bagaço de cana e biogás da vinhaça. Da mesma forma, a revisão bibliográfica mostra os estudos referentes a usinas alimentadas com resíduos sólidos urbanos para a geração de eletricidade.

2.1.Ciclos combinados híbridos

Os ciclos combinados híbridos, aplicados em usinas termelétricas há décadas, são caracterizados pelo uso de dois ou mais combustíveis diferentes, com uma interconexão térmica entre um ciclo superior e inferior, onde o calor rejeitado do ciclo superior ou (ciclo *topping*) fornece energia térmica para o ciclo inferior (ciclo *bottoming*) [12]. Esta interação pode ocorrer de diversas formas, como será apresentado adiante. Em um estudo detalhado sobre o tema, Petrov [12] mostrou que estes sistemas são considerados variações dentro da família de ciclos combinados, conforme ilustrado na Figura 2-1.

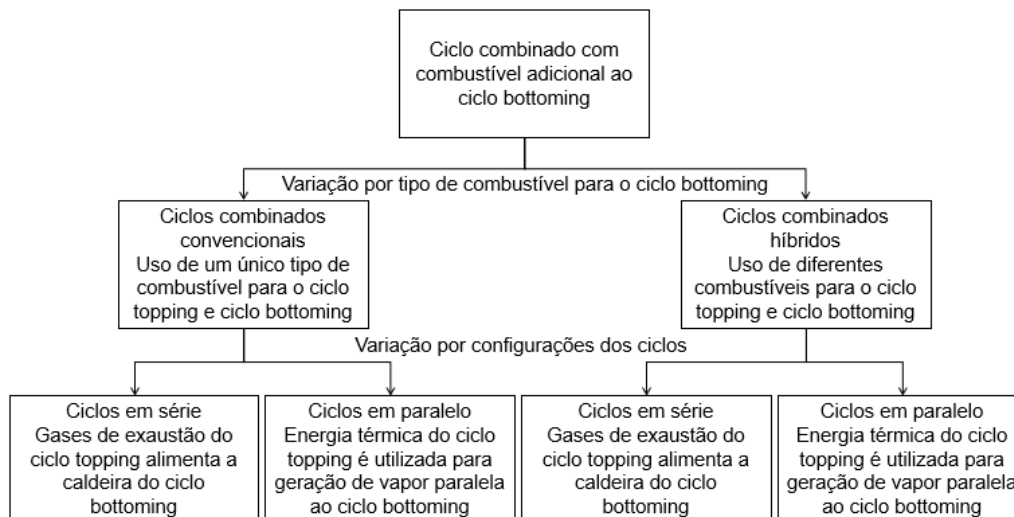


Figura 2-1. Caracterização dos ciclos combinados híbridos, adaptado de Petrov [12].

O presente estudo foca na aplicação de ciclos combinados híbridos, que empregam apenas tecnologias convencionais, onde a biomassa (lixo não reciclável ou bagaço de cana-de-açúcar) alimenta o ciclo *bottoming* em uma caldeira enquanto o gás natural (ou o biogás) alimenta uma turbina a gás em um ciclo *topping*. De forma generalizada, a Figura 2-2 mostra a simples integração destes ciclos, a partir da recuperação dos gases de exaustão do ciclo *topping*.

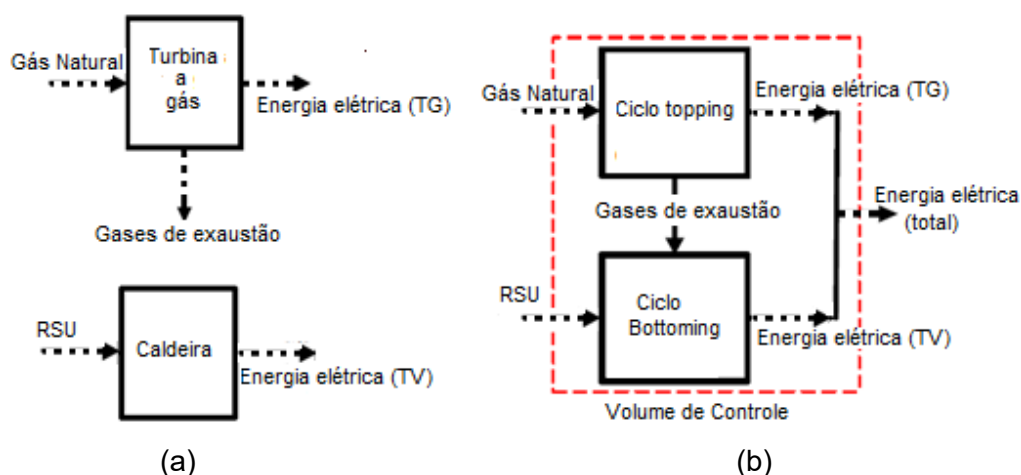


Figura 2-2. Diagrama esquemático ilustrando os sistemas alimentados por RSU e GN atuando de forma: (a) independente; (b) integrada [13].

Estudos recentes mostram que CCHs continuam sendo uma das tecnologias mais promissoras para elevar a eficiência e solucionar problemas operacionais de plantas termelétricas [19], [20]. A literatura também mostra que podem ser

implementados de diversas formas e para diferentes combustíveis. Ano após ano, diversos autores vêm propondo diferentes sistemas híbridos onde a característica comum é o forte potencial para elevar a eficiência elétrica relativamente com menor custo, especialmente quando comparado a outras tecnologias como sistemas integrados com gaseificação e pirólise [21].

Há mais de duas décadas atrás, Korobitsyn [22] avaliou do ponto de vista energético e exergético diversos ciclos combinados híbridos com turbina a gás aplicados em sistemas de cogeração. O autor mostra a variação da eficiência global do ciclo, que aumenta em função do consumo de gás natural na planta.

Petrov et al. [23] analisaram estes ciclos na sua forma generalizada (incluindo ciclos regenerativos e com reaquecimento), consumindo biomassa ou carvão, além do gás natural. Os autores concluem que há um aumento significativo na eficiência elétrica, comparando os respectivos ciclos que operam independentemente, utilizando apenas cada um seu próprio combustível. No entanto, na avaliação do *gas share* dos dois trabalhos acima, não foram considerados os aspectos exergéticos e econômicos, objetos desta tese.

Consonni e Silva [24] simularam diferentes configurações híbridas com RSU e GN, utilizando turbinas de médio e grande portes, para avaliar a operação e a eficiência da planta. É possível concluir que a grande dependência dos gases de exaustão da turbina a gás para fornecer energia térmica a planta pode trazer problemas operacionais, quando esta máquina térmica está inoperante para manutenção ou devido a mal funcionamento.

Pihl et al. [25] incluíram uma análise econômica para verificar a viabilidade de um ciclo combinado híbrido, avaliando a proporção de uso da biomassa e gás natural. Embora mais eficiente, considerando os maiores investimentos em comparação às usinas convencionais, o CCH proposto depende dos preços dos combustíveis e da venda de eletricidade para se tornar viável.

Poma et al. [26] propôs uma usina híbrida com alta eficiência atendendo às demandas de calor e eletricidade para a região de Turim na Itália. Com o uso de turbinas a gás de grande porte, o *gas share* atinge quase 50% da planta.

Entre os estudos mais relevantes para esta tese, Ribeiro e Kimberlin [27] propuseram uma nova configuração híbrida, denominada ciclo combinado otimizado, consumindo RSU e GN para geração de eletricidade em usinas de RSU e GN com baixo *gas share*.

Em 2014, Ribeiro e Sioen [28] avaliaram o consumo de gás natural no ciclo proposto, concluindo que o baixo *gas share* reduz significativamente a dependência

do custo deste combustível para manter a viabilidade econômica de uma usina híbrida.

Wolowicz e Badyda [29] investigaram o uso de gases de exaustão de diferentes turbinas a gás, com o objetivo de pré-aquecer a água de alimentação da caldeira em um ciclo Rankine regenerativo, evitando a necessidade de extrair vapor superaquecido das turbinas a vapor para este fim.

Król e Ocloń [30] avaliaram o desempenho energético e econômico de uma usina híbrida com cogeração, abastecida por carvão e gás natural. Neste caso, operando com motores, concluíram que o custo-benefício e a rentabilidade com estes sistemas são maiores em comparação com a planta operando sem eles.

Ferreira e Balestieri [31] compararam duas alternativas híbridas para uma usina de RSU com capacidade inferior a 11MW_e. A primeira utiliza uma turbina a gás (TG) queimando biogás de aterro integrado a uma caldeira de recuperação e uma caldeira de incineração de RSU. A segunda opção avalia um sistema para gaseificação de RSU para utilizá-lo como combustível nas TG em um ciclo combinado. Os autores concluem que apesar de uma eficiência superior para sistemas com gaseificação, a solução híbrida com incineração de RSU apresentou menor custo para geração de eletricidade.

Carneiro e Gomes [19] e Bianchi et al. [32] investigam a repotenciação de usinas de RSU existentes subutilizadas com turbinas a gás. No entanto, embora apresentem grandes ganhos de eficiência, a escolha por turbinas a gás de grande porte eleva o *gas share* dos sistemas avaliados em tais trabalhos (superiores a 20%), aumentando a dependência deste combustível fóssil.

Além dos trabalhos mencionados, estudos mais recentes mostram que ciclos combinados híbridos continuam contribuindo para solucionar problemas técnicos e aumentar a eficiência de usinas termelétricas. Suas variações têm sido exploradas com foco no aproveitamento de fontes renováveis, como a integração de energia solar com geotérmica [33], [34], biomassa [35], [36] e RSU[37], considerando análises energéticas [38], exergéticas [39], econômicas [31] e ambientais [40], ou ainda em configurações considerando combustíveis fósseis GN/carvão[41], biomassa/GN[20] e RSU/Carvão[42].

Ao verificar aplicações reais desses ciclos, é possível encontrar várias plantas híbridas existentes. A maioria deles está localizada na Europa e na Ásia, operando por meio de configurações com turbinas a gás integradas ao ciclo de vapor, como o caso da usina de Zabalgardi em Bilbao, Espanha [43]. Com alta eficiência global, esta usina híbrida tem como principal inconveniente a alta participação de gás natural, o que afeta a relação custo-benefício quando o preço deste combustível aumenta. Na

Alemanha, a usina de Heringen incinera RSU para produzir vapor superaquecido a 81 bar/520°C, gerando 40MW_e [44]. O superaquecimento do vapor a esta temperatura é feito em um trocador de calor externo, alimentado em queimadores de dutos abastecidos com GN. Outras plantas RSU/GN que contribuem para os estudos desta tese são as usinas de Takahama-Japão e Moerdijk-Holanda [13], Gästads Linköping-Suécia, Horsens-Dinamarca e Mainz-Alemanha [45], [46].

2.2. Recuperação energética de resíduos da cana-de-açúcar

Nesta seção, uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos relacionados a geração de eletricidade com o bagaço e biogás da vinhaça de cana é apresentada. A Tabela 2-1 apresenta trabalhos que discutem soluções para elevar a eficiência do sistema de cogeração sucroalcooleira, classificando-os segundo cinco critérios abordados nesta tese, com foco nos sistemas alimentados com bagaço e biogás da vinhaça da cana-de-açúcar, combustíveis que serão consumidos nos ciclos combinados híbridos.

Tabela 2-1. Revisão de artigos que discutem soluções para melhorar o sistema de cogeração de usinas de cana-de-açúcar.

Ref.	Ano	País	Avaliação do consumo/sobra de bagaço para a entressafra?	Efeitos dos parâmetros de vapor para a otimização da planta?	A integração de motores primários (GT ou/e ICE) para aumentar a produção de eletricidade	Produção e consumo de biogás da vinhaça	Análise Técnica econômica
[47]	2017	Brasil	sim	não	sim	Não	sim
[48]	2014	Brasil	não	sim	não	Não	não
[49]	2013	USA	sim	sim	sim	Não	sim
[5]	2013	Brasil	não	sim	sim	não	não
[50]	2015	Brasil	sim	sim	não	não	não
[51]	2019	Brasil	sim	não	não	não	sim
[52]	2013	Brasil	não	não	sim	sim	sim
[53]	2020	Brasil	sim	sim	não	não	sim
[54]	2020	Brasil	sim	não	sim	não	sim
[11]	2019	Suécia	não	sim	não	não	não
[55]	2021	Brasil	não	não	sim	não	não
[56]	2019	Tailândia	não	não	não	não	não
[57]	2017	Brasil	não	sim	não	sim	não
[58]	2021	Brasil	não	não	sim	sim	sim
[59]	2017	Brasil	não	não	sim	sim	sim
[60]	2020	Brasil	não	não	sim	sim	não
[61]	2014	Colômbia	sim	não	sim	não	sim
[62]	2016	Brasil	sim	sim	não	não	sim
[2]	2021	Brasil	não	não	não	não	não
[63]	2022	Brasil	não	não	sim	sim	sim
[64]	2019	México	não	não	não	não	sim
[65]	2017	Brasil	não	não	não	não	sim
[66]	2017	Brasil	não	não	não	não	não
[67]	2020	Brasil	não	não	sim	sim	sim
[68]	2022	Brasil	sim	não	não	sim	não
[69]	2016	Brasil	não	não	sim	não	não
[70]	2015	Brasil	sim	não	não	não	sim
[71]	2019	África do sul	sim	sim	não	não	sim
[72]	2023	Brasil	sim	não	sim	sim	não
[73]	2020	Índia	não	não	não	não	sim
Presente trabalho	2023	Brasil	sim	sim	sim	sim	sim

Conforme mostrado na Tabela 2-1, a maioria dos estudos avaliados, cerca de 77% do total, contam com a participação de pesquisadores brasileiros, com publicações anuais, de 2013 até 2023, justificando o status do país como um dos principais produtores de açúcar e etanol no mundo. Além do Brasil, pesquisadores de diversos países, como EUA e África do Sul vem contribuindo para estudos relacionados a otimização das plantas sucroalcooleiras. Em relação ao total, menos de 40% dos artigos consideram o uso do bagaço excedente na entressafra e 30% avaliam a produção e uso do biogás da vinhaça para geração de eletricidade, mostrando uma lacuna a ser explorada nesses quesitos. Nota-se, no entanto, que os estudos relacionados a produção e consumo do biogás da vinhaça se intensificaram nos últimos 4 anos. Por último, considerando os 5 quesitos, o presente trabalho é o único que atende todos os itens de forma integrada.

Nota-se que a produção de açúcar, etanol e energia elétrica, para a grande maioria das usinas do sucroalcooleiras brasileiras, operam apenas durante o período da safra da cana (em média de 200 dias por ano) [74]. O bagaço da cana ainda é o principal combustível utilizado para a produção de vapor e energia elétrica. Esta biomassa residual é produzida em grandes quantidades durante a safra, permitindo a autossuficiência e até mesmo um excedente na geração de energia elétrica na planta [2], [75].

Assim, um dos objetivos mais desafiadores do setor sucroenergético é viabilizar técnica e economicamente a operação das usinas de cana ao longo do ano. Países com significativa produção de açúcar e etanol, como Índia, Brasil e China, têm trabalhado recentemente na viabilidade de sistemas de cogeração alimentados com essa biomassa [76]. Vários autores têm mostrado diferentes abordagens para recuperar o conteúdo energético de subprodutos da cana-de-açúcar, como bagaço, vinhaça e torta de filtro [65], [77].

Melhorias nos processos de produção de açúcar e etanol têm sido realizadas nos últimos anos, permitindo assim a redução de sua demanda de energia térmica (vapor de processo) [78]. Com isso, a quantidade de bagaço, que não precisa ser queimada para atender a demanda de vapor de processo tem aumentado progressivamente [79]. Por sua vez, esse bagaço pode ser utilizado em diversas outras aplicações, como para aumentar a geração de eletricidade na usina ou produzir etanol de segunda geração [64]. Por exemplo, Castiñeiras e Pradelle [80] simularam uma típica usina brasileira de etanol, considerando tanto a utilização do excedente de bagaço no sistema de cogeração quanto o aumento da produção de etanol de segunda geração.

Pellegrini e Oliveira Junior [10] investigaram o desempenho termoeconômico e ambiental de usinas de cana-de-açúcar, mostrando que o potencial de geração de eletricidade, com o consumo de bagaço em sistemas de cogeração avançados, pode chegar até 200,0 kWh_e por tonelada de cana processada. Da mesma forma, Saeed [81] investigou o consumo de bagaço levando em consideração os principais perfis de vapor das usinas convencionais de cana-de-açúcar, mostrando novamente a viabilidade desse biocombustível para geração de eletricidade.

Para aumentar a capacidade de geração de energia, as usinas de cana-de-açúcar modernizaram seu sistema de cogeração por meio da utilização de caldeiras de alta pressão (acima de 60 bar) [82], [83]. Adicionalmente, Guerra et al. [48] investigaram diferentes cenários de cogeração e concluíram que a aplicação de ciclos Rankine com reaquecimento e regeneração aumenta a eficiência do sistema de cogeração em usinas de açúcar e álcool. Embora seja mais comum a aplicação de ciclos de reaquecimento em grandes usinas termelétricas alimentadas por combustíveis fósseis, é possível encontrar diversas usinas de biomassa operando com sistemas com reaquecimento [9], [84].

Cavalcanti et al. [53] avaliaram o desempenho exergético de um sistema de cogeração convencional de uma usina de cana, alimentado por bagaço. A eficiência exergética calculada foi 18,7%, considerando que grande parte do vapor é destinado ao processo do açúcar e etanol. Um valor semelhante foi obtido por Singh [73] que obteve uma eficiência exergética de 21,07%. Dogbe, et al. [71] também obtiveram um resultado similar, com uma eficiência exergética de 23,06%. Esses baixos valores de eficiência indicam margens para melhorar a eficiência do sistema de cogeração dessas usinas com a aplicação dos ciclos combinados híbridos propostos neste trabalho.

Além desses resíduos, um importante subproduto derivado dos processos sucroalcooleiro e amplamente estudado nos últimos anos é a vinhaça, um composto aquoso, resultante do processo de produção do etanol [85]. Atualmente, a maior parte da vinhaça produzida é utilizada para irrigar e fertilizar os canaviais [86]. No entanto, devido ao grande volume produzido (cerca de 10 a 15 litros de vinhaça são produzidos por litro de etanol [87]), a sua destinação adequada pode implicar em grandes gastos para a usina [58].

Diversas soluções para o tratamento da vinhaça têm sido investigadas nos últimos anos [59], [86], [88]. Palacios-Bereche et al. [89] apresentaram uma solução para a integração da vinhaça concentrada no sistema de cogeração

sucroalcooleiro, obtendo taxas de retorno atrativas (acima de 40%) para as condições investigadas. A digestão anaeróbia da vinhaça tem se mostrado outra rota promissora para a produção de biogás [59], [86], que pode ser utilizado em turbinas a gás ou motores de combustão interna, para geração de energia [60], [87].

Nota-se que, na prática, a produção de biogás de vinhaça é dependente de diversos parâmetros biológicos, além das características técnicas, confiabilidade e fatores operacionais do processo de biodigestão anaeróbica [90], [91]. Portanto, o projeto do biodigestor pode se tornar complexo, pois qualquer alteração nesses parâmetros pode levar a falhas, instabilidades operacionais e oscilações na produção de biogás ao longo do tempo [92], [93].

Nas últimas décadas, o aproveitamento dos resíduos da cana-de-açúcar para geração de calor e energia se mostrou uma opção competitiva [5]. O preço médio da eletricidade gerada com biomassa, adotado nos leilões públicos de energia de 2009 a 2018, esteve em torno de 47,2 US\$/MWh_e [94]. Ainda mais recente, em 2021, o leilão realizado o pela Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE), atraiu investimentos da ordem de R\$ 3,0 bilhões para o país, ao negociar cerca de 9.309.492 MWh_e a um preço médio de R\$ US\$ 54,00/MWh_e (considerando US\$/BRL de 5,0) [95].

A respeito do balanço de emissões de CO_{2eq} de uma usina sucroalcooleira, a complexidade da análise de ciclo de vida neste setor deve ser destacada, já que é necessário um balanço energético completo de todo o ciclo de produção de açúcar, etanol e eletricidade, levando em conta o consumo de óleo diesel, gás natural, carvão mineral e energia elétrica nas operações agrícolas, transporte, colheita, fabricação de insumos, equipamentos, além de construção de prédios e instalações [96]. No trabalho desenvolvido por Macedo et al. [97], os autores consideraram as emissões de CO_{2eq} desde a agricultura da cana e produção de insumos, emissões de N₂O e CO₂ a partir do solo, pela aplicação de fertilizantes e resíduos, além das demais emissões associadas a fase industrial da produção do etanol. Assim, os autores [97] calcularam que cerca de 31,8kgCO_{2eq} são emitidos, por tonelada de cana processada, para a produção deste biocombustível.

Nota-se que um dos grandes responsáveis por essas emissões é o consumo de óleo diesel, utilizado em operações agrícolas e indiretas (emissões na extração do petróleo, refino, transporte para a refinaria e para o consumidor final) [96]. Com o objetivo de verificar na prática os valores de emissões relacionados a este combustível, visitas técnicas foram realizadas e permitindo

verificar o consumo médio de óleo diesel por tonelada de cana diretamente com engenheiros das plantas. Em uma das usinas visitadas, foi observado um consumo em torno de 10.000 m³ para uma safra com moagem de 3.200.000 TC. As emissões associadas ao consumo de diesel, consideradas por Macedo et al. [97] foi de 10,1kgCO_{2eq}/TC. Considerando um valor médio para emissões do diesel de 3,5 kgCO_{2eq}/L e ao convertê-lo para unidade de massa (kg), obtém-se uma emissão de 10,9kgCO_{2eq}/TC, valor próximo ao obtido nos estudos elaborados por Macedo et al. [97].

Em relação as emissões associadas ao biogás da vinhaça, Bernal et al. [59] avaliaram as emissões evitadas de CO_{2eq} por meio da geração de eletricidade com o consumo deste biocombustível em usinas sucroalcooleiras. Para uma produção de vinhaça em torno de 910 litros de vinhaça/TC, os autores mostraram que é possível a recuperação em torno de 5,9 kgCO_{2eq}/TC, adotando um fator de emissões médio do Brasil de 583,6 kgCO_{2eq}/MWh_e e eficiência dos motores de combustão em de 33%. Neto et al. [60], considerando uma produção de vinhaça, 995.0 litros de vinhaça/TC e fator de emissão 588.49kgCO_{2eq}/MWh_e e eficiência de motores superior (40%), obtiveram em torno de 16,1 kgCO_{2eq}/TC, ou 186,1 kgCO_{2eq}/m³ de etanol, de emissões de CO_{2eq} evitadas. Ainda que haja particularidades nas análises destes autores, ambos têm em comum a utilização de motores de combustão para converter a energia térmica do biogás em eletricidade, com eficiências da ordem iguais ou inferiores a 40%. Assim, o uso eficiente do biogás da vinhaça em ciclos combinados híbridos, que operem com eficiência do ciclo a gás superior a este valor, podem contribuir para o aumento da quantidade de emissões evitadas com o uso deste biocombustível.

2.3.Incineração de resíduos sólidos urbanos

Atualmente, a tecnologia mais difundida e empregada globalmente para tratar os RSU, sem processamento ou tratamento prévio, é a incineração em grelha (também chamada de *mass-burning*). Este tratamento térmico é responsável por mais de 90% das usinas de RSU no mundo com mais de 2.200 plantas em operação em mais de 40 países da Europa, Ásia e América do Norte [98]. Uma das principais vantagens no uso desta tecnologia é o fato de permitirem o tratamento de uma ampla gama de resíduos sem pré-tratamento.

Uma usina de RSU típica tem em média uma capacidade bruta de geração entre 15 e 50MW_e, da qual cerca de 10 a 15% são consumidos

internamente para a operação dos seus equipamentos auxiliares, levando a uma eficiência elétrica líquida de 22 a 25%, significando cerca de 0,5MWh_e/ton de RSU processada [99]. A maior planta do mundo, com capacidade de 5.600 t/dia e geração líquida de 150 MW_e possui tecnologia *mass-burning* em grelha e está sendo construída na Cidade de Shenzhen, China [100].

Algumas plantas atingem mais de 30% de eficiência energética, utilizando ciclos termodinâmicos avançados com custos de investimentos superiores, como por exemplo a usina de Amsterdam-Holanda [101] ou alto consumo de gás natural, como no caso da usina de Bilbao-Espanha [43]. Esta última planta, alimentada por cerca de 33 ton/h de RSU (cerca de 71,0 MW_t), opera com um ciclo combinado híbrido, constituído por uma turbina a gás de grande porte e um queimador de duto, consumindo cerca de 112,0 MW_t e 40,0 MW_t de gás natural, respectivamente. A Figura 2-3 a seguir apresenta o diagrama esquemático da usina de Zabalgarbi.

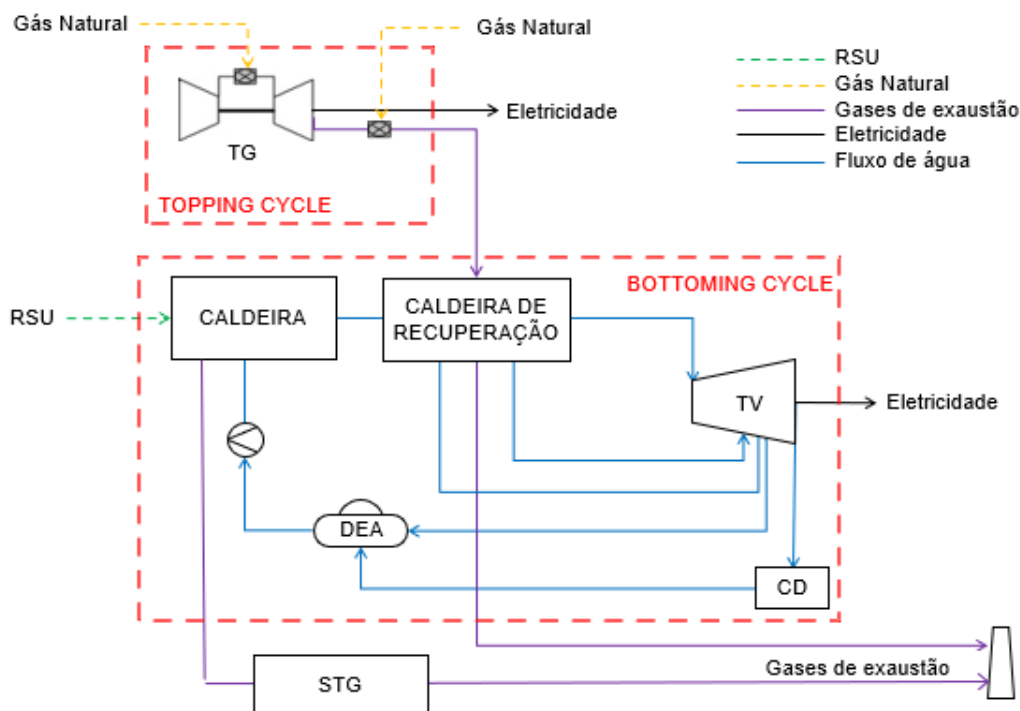


Figura 2-3. Diagrama simplificado da usina híbrida de Zabalgarbi em Bilbao [102].

No diagrama simplificado acima (ver Figura 2-3), os gases produzidos com a incineração de RSU fornecem energia térmica para a geração de vapor a 100 bar/330°C na caldeira, antes de seguirem para o sistema de tratamento de gases (STG) e serem liberados na chaminé. Os gases de exaustão do ciclo

topping fornecem energia térmica a uma caldeira de recuperação, onde este vapor é superaquecido até 540°C. A energia térmica dos gases de combustão é suficiente para reaquecer o próprio vapor, expandido na turbina a vapor de alta pressão, além de pré-aquecer a água de alimentação da caldeira alimentada por RSU. Apesar de uma grande eficiência elétrica líquida (em torno de 43%) e gerar cerca de 100 MW_e. Nota-se que esta usina tem como principal inconveniente a alta participação de gás natural (*gas share* acima de 60%), trazendo uma dependência técnica e econômica da planta significativa ao consumo deste combustível.

De forma genérica podemos simplificar a composição do lixo como uma fração de combustível seca e úmida além dos elementos inertes. Assim, o poder calorífico inferior (PCI) não é constante e altamente dependente da composição do RSU e do teor de umidade [103], variando, por exemplo, entre 4 a 7 MJ/kg na China e 8 e 11 MJ/kg na Europa [104].

O aumento do par temperatura/pressão do vapor, produzido no ciclo Rankine, é um dos caminhos para elevar a eficiência de usinas de RSU. No entanto, o caráter corrosivo dos gases de combustão, produzidos na queima de RSU, limitam a faixa de temperatura e pressão do vapor gerado nas caldeiras, levando a maioria das usinas operarem em torno de 400°C-440°C/40 a 60 bar [99]. Esta limitação se deve em grande parte a algumas substâncias contida nestes gases, tais como o cloro, que podem causar problemas de corrosão nos trocadores de calor da caldeira [101]. Nos superaquecedores, por exemplo, a corrosão é difícil de ser controlada para altas temperaturas, mesmo para trocadores de calor com materiais resistentes a corrosão, estes acabam tendo que ser substituídos com frequência [44], reduzindo sua disponibilidade e aumentando os custos de operação e manutenção da usina.

A Tabela 2-2 lista os trabalhos que discutem soluções para elevar a eficiência de usinas alimentadas por RSU, classificados segundo cinco critérios.

Tabela 2-2. Revisão de artigos que discutem soluções para elevar a eficiência de usinas alimentadas por RSU.

Ref.	Ano	País	Análise técnica/ Econômica	Efeitos dos parâmetros de vapor para otimização da planta?	Ciclos termodinâmicos com reaquecimento de vapor	Integração de motores primários (GT ou/e ICE) para aumentar a produção de eletricidade	Consumo de GN ou biogás de aterro (<i>gas share</i> <20%)
[105]	2014	Italia	não	sim	não	sim	não
[106]	2014	Italia	não	sim	não	sim	não
[31]	2018	Brasil	sim	sim	não	sim	não
[107]	2010	Suecia	sim	não	não	sim	não
[19]	2019	Brasil	sim	não	sim	sim	não
[44]	2010	Alemanha	não	sim	sim	não	não
[26]	2010	Italia	sim	sim	não	sim	não
[108]	2011	Suecia	não	não	não	sim	não
[109]	2013	Alemanha	sim	não	não	não	não
[110]	2012	Italia	não	sim	não	não	não
[111]	2011	Italia	não	sim	não	não	não
[112]	2019	Suecia	sim	sim	sim	não	não
[113]	2014	Italia	não	sim	sim	não	não
[114]	2015	Malaysia	sim	não	não	sim	não
[115]	2009	Canada	não	não	não	sim	sim
[116]	2021	Iran	sim	sim	sim	não	não
[117]	2023	Pakistan	sim	não	não	não	não
[32]	2015	Italia	não	sim	não	sim	não
[118]	2019	Iran	sim	não	sim	não	não
[119]	2020	China	sim	não	não	não	não
[42]	2020	China	sim	sim	sim	não	não
[37]	2021	Dinamarca	sim	sim	sim	não	não
[120]	2019	Brasil	não	não	não	sim	sim
Presente trabalho	2023	Brasil	sim	sim	sim	sim	sim

A Tabela 2-2 mostra que a maioria dos estudos encontrados (em torno de 57%) buscam o aumento da eficiência por meio do aumento do perfil de vapor da planta (pares temperatura e pressão). Com publicações constantes ano a ano, desde 2009, a revisão dos artigos acima indica que as instituições e empresas europeias representam a maioria (cerca de 56%) entre as pesquisas relacionados a usinas de RSU. Verifica-se que os estudos relacionados ao efeito do perfil de vapor vivo e ciclos com reaquecimento em plantas de RSU se intensificaram nos últimos 5 anos. Além disso, menos de 10% dos estudos avaliados consideram o uso de combustível auxiliar, tais como biogás de aterro ou gás natural, com participação menor que 20% em relação ao total de energia térmica consumida na planta. Em outras palavras, ao contrário deste trabalho, a grande maioria dos estudos envolvendo a integração de turbinas ou motores a gás consideram *gas share* elevados, mostrando um gap a ser explorado nesse quesito.

Nota-se que as principais medidas investigadas para se aumentar a eficiência são: (i) elevar a temperatura e pressão do vapor até os limites de acordo com o material dos trocadores de calor [121], [122]; (ii) aplicar ciclos com reaquecimento [101]; (iii) superaquecer o vapor fora da caldeira [43] e (iv) reduzir a temperatura dos gases na chaminé [123]. Estas opções podem exigir um alto investimento contra a corrosão ou o consumo de um combustível auxiliar (por exemplo, gás natural, no caso do superaquecimento externo a caldeira de RSU).

Kumar e Samadder [124] realizaram uma revisão sobre opções tecnológicas de resíduos para energia para Gestão de Resíduos Sólidos Municipais. Embora haja outras tecnologias para tratamentos térmicos de resíduos sólidos urbanos, a solução mais viável para recuperação energética de lixo urbano misturado, em países em desenvolvimento, como o Brasil, é a incineração.

Eboh [125] desenvolveu métodos para aumento de eficiência em processos envolvendo combustão de RSU. Além de identificar formas de se elevar a eficiência da planta, o autor também destacou a necessidade de que novas soluções sejam viáveis economicamente para que possam ser de fato implementadas.

A recuperação energética de RSU por meio da incineração pode ser ainda maior quando a planta opera com sistema de cogeração, ou seja, fornecendo também energia térmica. De Greef et al. [126] mostraram que a eficiência energética dessas plantas pode ser até 3 vezes maior que plantas *Waste-to-*

energy (termo inglês utilizado para usinas de recuperação energética de resíduos) que só geram eletricidade.

Carneiro [127] avaliou o desempenho exergetico de um sistema de uma usina waste-to-energy (WTE) híbrida, alimentada por RSU e gás natural. A eficiência exergetica calculada foi de 39%, considerando uma planta com alto consumo de gás natural (*gas share* superior a 44%). Um valor semelhante foi obtido por Esmailion et al.[116]. Nesse caso, os autores consideram uma usina alimentada somente com RSU, operando com perfil de vapor superiores aos convencionais (130bar/440°C), com um sistema de reaquecimento do vapor na própria caldeira. Os valores obtidos acima seguem como referências para as comparações com os modelos com reaquecimento de vapor, com baixo *gas share*, propostos nesta tese.

Em relação à análise econômica de usinas de RSU, a viabilidade dos projetos é altamente dependente do seu custo de investimento e operação, assim como as receitas obtidas com a venda de energia térmica, elétrica e das taxas pagas pelos administradores de RSU referente a sua coleta e tratamento (em inglês, *tipping-fee*) [112], [114]. No Brasil, a primeira usina de RSU está sendo construída em Barueri, região metropolitana de São Paulo, com um investimento total previsto de R\$ 520 milhões [95] para uma planta com capacidade de geração de 20,0 MW_e consumindo cerca de 875 toneladas de lixo por dia [128].

No cenário internacional, os investimentos em usinas de RSU podem variar significativamente, Carneiro [127] realizou um estudo de benchmarking com base em uma média entre os custos de investimento por potência elétrica gerada, apurados em diversos projetos de usinas de RSU ao redor do mundo. Um valor médio de 429,00 US\$/ton.ano foi obtido, incluindo o sistema de combustão, caldeira, sistema de tratamento de gases e demais equipamentos e serviços relacionados.

Em 2010, Udomsri et al. [107] avaliaram economicamente quatro cenários de uma usina WTE operando com ciclos combinados híbridos, comparando-os com uma usina convencional. A planta convencional tem capacidade para tratar de 405 t/ano e geração de 33MW_e líquida. Os estudos de caso consideraram, para diferentes cenários, turbinas a gás de grande porte, com *gas share* entre 42% e 50%. Totalizando uma geração total das plantas híbridas de 94,4 a 96,6 MW_e. Assim, os custos de investimentos apresentados, entre 812,00 e 925,00 US\$/kW_e, são significativamente inferiores ao apresentado para uma usina convencional (1641,00 US\$/kW_e).

Sob o ponto de vista ambiental, Asim et al. [117] avaliaram recentemente o potencial de abatimento das emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ somando as emissões evitadas pelo deslocamento de combustíveis fósseis na geração de eletricidade e pela redução nas emissões de metano na atmosfera, quando estes resíduos são aterrados. Considerando uma planta de RSU de 50 MW_e , consumindo cerca de 2.000 ton/dia durante 25 anos, o autor estimou que as emissões evitadas de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ podem chegar a 216,6 milhões de toneladas $\text{CO}_{2\text{eq}}$.

Quicker et al. [129] abordaram a importância da recuperação energética no gerenciamento de resíduos sólidos. Em usinas de RSU, o carbono emitido é neutralizado, quando se trata da combustão das frações biogênicas como papel, madeira e restos de alimentos. Por outro lado, se estes mesmos resíduos são destinados aos aterros sanitários, a degradação dessas frações liberaria gases como o metano, um gás de efeito estufa mais significativo do que o $\text{CO}_{2\text{eq}}$, em situações em que a captura do gás de aterro não é possível. Já a combustão de resíduos plásticos liberará CO_2 fóssil, mas esta é compensada com o deslocamento das emissões dos combustíveis fósseis, principalmente em usinas de RSU que operam com alta eficiência elétrica. Desta forma, a implementação de ciclos combinados híbridos com baixo *gas share* em usinas de RSU apresenta boa margem para redução das emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$.

2.4. Contribuição e originalidade

A revisão bibliográfica mostrou aspectos gerais e a importância dos parâmetros termodinâmicos, econômicos e ambientais relacionados aos sistemas de cogeração de usinas de cana-de-açúcar e usinas de RSU com consumo de gás natural. Nota-se que há diversas configurações híbridas, integrando turbinas a gás e caldeiras de biomassa, que podem operar com alta eficiência. No entanto, os estudos mostram que muitos destes sistemas híbridos são inviáveis, sob o ponto de vista econômico e ambiental, ao considerar as características e custos dos combustíveis disponíveis.

É possível concluir que as avaliações de ciclo combinado híbridos foram intensificadas nos últimos anos. Entretanto, no âmbito do banco de dados pesquisados no presente trabalho, não foi possível encontrar trabalhos sobre a aplicação de ciclos combinados híbridos em usinas de cana-de-açúcar utilizando, como combustíveis, bagaço e biogás da vinhaça, para a geração de eletricidade.

Como discutido a seguir, o uso do bagaço de cana, integrado ao biogás da vinhaça, se mostra viável para o emprego de sistemas híbridos. O tipo de CCH ideal para cada planta deverá levar em conta as características do setor sucroalcooleiro, tais como o período de safra e entressafra da cana, características dos combustíveis (bagaço e biogás da vinhaça) e as demandas variáveis de energia térmica.

Ao verificar usinas de RSU existentes, operando com ciclos combinados híbridos, percebe-se que elas têm algo em comum, que é sua operação com turbinas a gás de grande porte (maiores que as propostas nesse trabalho), tornando-as mais dependentes do consumo de gás natural. Embora estas apresentem altas eficiências elétricas, a grande maioria consome um alto percentual de gás natural se comparado ao consumo total de energia térmica da planta. Portanto, embora o conceito não seja novo, existe uma lacuna a ser explorada em relação as usinas de incineração de RSU que operam com ciclos combinados híbridos de baixo *gas share*.

3. Metodologia

Resumidamente, a metodologia para o presente trabalho pode ser descrita nos seguintes itens:

- Definir uma usina base de referência, hipóteses e dados de entrada a qual permitirá a identificação e aplicação de diferentes configurações híbridas, mantendo sempre as premissas originais de uma usina convencional de cana-de-açúcar ou de RSU;
- Desenvolver e aplicar o modelo matemático e numérico para simular os ciclos termodinâmicos;
- Simular os ciclos combinados híbridos definidos e realizar uma análise paramétrica, variando os principais parâmetros que influenciam os resultados do problema, como vazão, pressão e temperatura do vapor vivo, consumo de biogás/gás natural, temperatura da água de alimentação, pressão de reaquecimento, pressão do desaerador, tempo de operação, capacidade dos componentes etc. Na modelagem das usinas híbridas, a relação entre a quantidade de resíduos e o consumo de gás em turbinas a gás e nos queimadores de duto será limitada de modo a ser sempre inferior a 20% da carga térmica total inserida.
- Investigar e identificar, dentro das configurações estudadas, os ciclos apropriados para se elevar a eficiência da usina, com consumo de biogás ou gás natural, buscando o consumo reduzido destes combustíveis, uma das principais características do presente trabalho;
- Concomitantemente, avaliar e discutir as configurações propostas em relação às usinas termelétricas convencionais, apontando os principais pontos de melhoria, levando em conta a análise econômica, comparando taxas de retorno de projetos de implementação do ciclo combinado híbrido, e análise ambiental, investigando o potencial de abatimento de CO_{2eq} na matriz elétrica brasileira.

3.1.Descrição dos sistemas convencionais

3.1.1.Sistema de cogeração de uma usina de cana-de-açúcar

Dados típicos de uma usina de cana-de-açúcar convencional são utilizados para modelar o sistema de cogeração sucroalcooleiro de referência. Este caso base considera uma usina de moagem e destilação de cana-de-açúcar. A planta de açúcar e etanol consome vapor e eletricidade da usina de cogeração, que é alimentada pelo bagaço durante a safra. Concomitantemente, a vinhaça da cana-de-açúcar, produzida nos processos de destilação do etanol, pode ser transportada de volta ao campo e utilizada no sistema de fertirrigação, ou destinada a planta de biodigestão para a produção de biogás. O esquema simplificado da usina é apresentado na Figura 3-1.

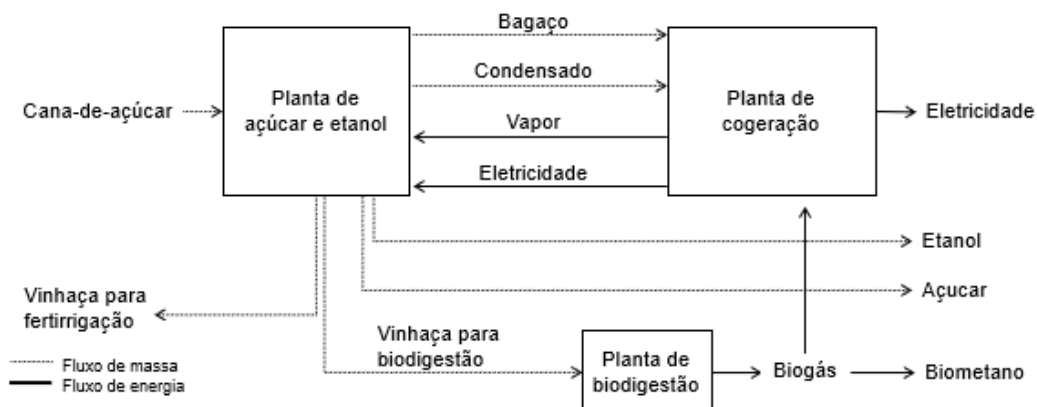


Figura 3-1. Esquema de uma usina de açúcar e etanol convencional para o caso base, adaptada de Ferraz Junior [90].

Relativamente ao sistema de cogeração, as usinas de cana-de-açúcar podem geralmente ter duas ou mais caldeiras operando concomitantemente, produzindo vapor vivo em diferentes taxas, temperaturas e pressões. A Figura 3-2 ilustra o sistema de cogeração simplificado de uma usina de cana-de-açúcar.

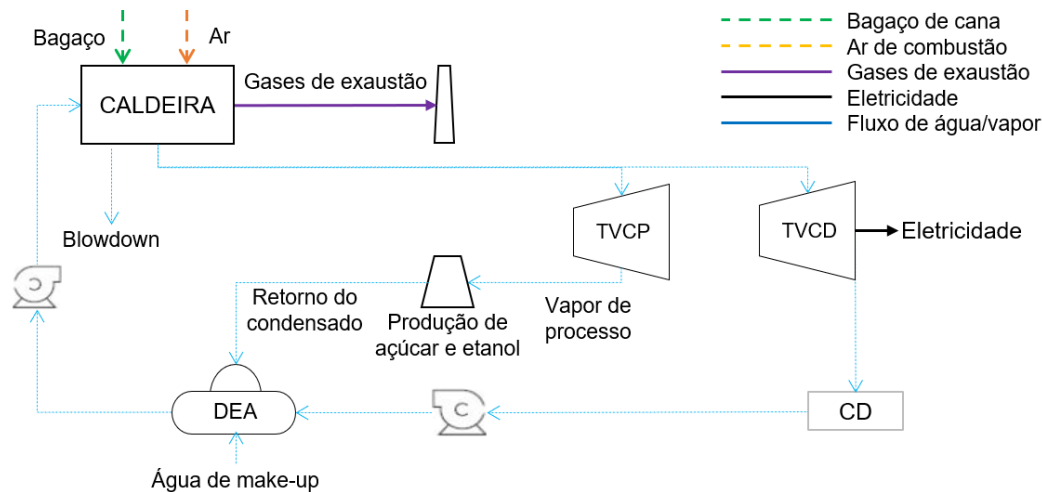


Figura 3-2. Sistema de cogeração de uma usina convencional.

Conforme mostrado acima (ver Figura 3-2), o sistema de cogeração opera com um ciclo Rankine, onde parte do vapor é utilizado, após passar por uma turbina de contrapressão, no processo de produção de açúcar e etanol. Assim, o vapor excedente, produzido pela caldeira, é enviado para uma turbina de condensação para a geração de eletricidade. Estudos mostram que esta configuração é amplamente difundida nas usinas modernas do setor sucroalcooleiro, apresentando grande potencial para geração de eletricidade excedente [68], [71]. Assim, considerando o sistema de cogeração mostrado na Figura 3-2, cinco casos de uma usina convencional são investigados no presente trabalho. Para simplificar a apresentação dos resultados, cada caso refere-se a pares de pressão e temperatura do vapor vivo produzido em uma caldeira de bagaço, identificados como CPi (em que “i” se refere ao caso estudado), seguindo conforme definido na Tabela 3-1.

Tabela 3-1. Parâmetros do vapor vivo para cada cenário analisado

Planta convencional	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Fonte
CP1	22	320	[9], [68]
CP2	42	440	[10], [81]
CP3	68	480	[11], [130]
CP4	100	530	[5], [50]
CP5	120	545	[131], [132]

Na análise termodinâmica de cada sistema de cogeração, operando com os parâmetros de vapor acima (CP1 a CP5, ver Tabela 3-1), a quantidade de bagaço, biogás da vinhaça e eletricidade, produzida durante a safra, é calculada. Observa-se na literatura que os três primeiros cenários (CP1 a CP3) representam os parâmetros de vapor vivo mais adotados em usinas convencionais de cana-de-açúcar (22-68bar/320-480°C), conforme indicado nas fontes acima (Tabela 3-1). Sistemas de cogeração operando com parâmetros de vapor mais elevados (acima de 100 bar/530°C) são encontrados no exterior e analisados nos casos 4 e 5. Apesar de ser mais eficiente, o uso de parâmetros de vapor elevados não é comum, pois o risco de problemas de corrosão em caldeiras de bagaço aumenta com a temperatura de superaquecimento do vapor [133], [134]. Demais dados de entrada, utilizados para a modelagem do sistema de referência, são listados na seção 4.1.1, tais como a quantidade de cana processada na safra (4,7 milhões TC/safra), consumo de vapor de processo ($400\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$) e PCI do bagaço de cana (6,73 MJ/kg).

3.1.2. Incineração de resíduos sólidos urbanos

No presente trabalho, dados típicos de uma usina de RSU convencional são utilizados para modelar a usina de referência. Sob o ponto de vista termodinâmico, a usina de RSU convencional adotada no presente trabalho opera com um ciclo Rankine, similar ao ciclo de condensação de uma usina sucroalcooleira, onde o vapor produzido na caldeira de RSU é utilizado exclusivamente para a geração de eletricidade.

Diferentemente das plantas alimentadas por bagaço de cana, uma usina de RSU possui uma série de limitações, proporcionadas pelo caráter heterogêneo e de natureza agressiva dos gases produzidos pela queima do lixo urbano, que tende a limitar a eficiência do seu ciclo termodinâmico, e conseqüentemente, reduzir a viabilidade econômica de projetos neste setor. A Figura 3-3 apresenta o diagrama simplificado do ciclo de vapor de uma usina de RSU convencional.

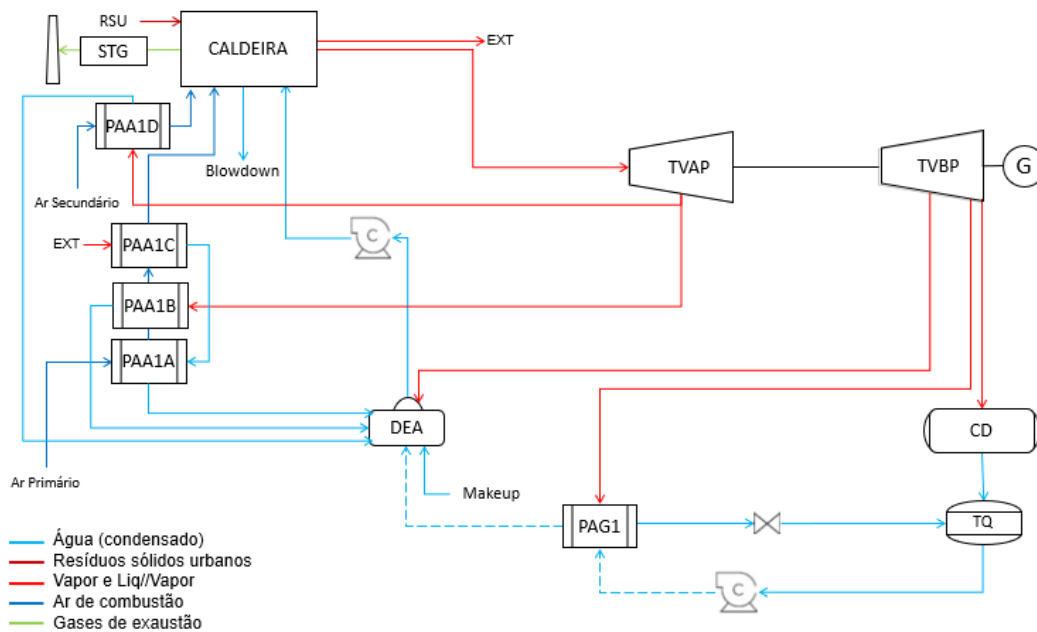


Figura 3-3. Diagrama simplificado do ciclo de vapor de uma usina de RSU convencional.

Diversos estudos descrevem com maiores detalhes os parâmetros e modo de operação completo de todos os componentes presentes de uma planta de RSU [13], [125], [135]. No esquema simplificado apresentado na Figura 3-3, o vapor produzido na caldeira passa por uma turbina de condensação, contendo diferentes extrações para atender demandas como o pré-aquecimento do ar de combustão, operação do desaerador e pré-aquecimento do condensado. A energia elétrica excedente gerada é injetada na rede, após descontada o consumo elétrico da planta. O excesso de ar, maior que o de uma caldeira de bagaço, é um importante parâmetro para dimensionar a fornalha e atender algumas normas para incineração a RSU, tais como a temperatura dos gases na câmara de combustão ser superiores a 850°C , tempo de residência dos gases acima de 2 segundos e teor de oxigênio entre 6 e 7% [14], [99]. O pré-aquecimento do ar pode ser realizado com vapor, utilizando vapor saturado extraído do tubulão para o pré-aquecedor de ar (PAA1C) e pequenas extrações da turbina a vapor para os trocadores de calor PAA1B e PPA1D. Os gases de combustão da saída da caldeira devem passar por um rigoroso sistema de tratamento de gases, antes de serem descarregado na atmosfera.

A temperatura de superaquecimento máxima do vapor deve estar abaixo de $420\text{-}450^{\circ}\text{C}$ para evitar problemas de corrosão nos superaquecedores [136]. Como consequência, a pressão máxima de evaporação deve estar abaixo de 65-70 bar, para evitar a formação excessiva de líquido na última parte da expansão

da turbina, bem como para limitar a temperatura das paredes do tubo de evaporação da caldeira (e assim evitar problemas de corrosão).

Para ilustrar o potencial de aplicação dos CCHs no Brasil, o consumo de RSU para a planta de referência é aquele previsto para o projeto da primeira usina de RSU brasileira [128]. Além disso, a usina de referência do presente trabalho considera parâmetros utilizados em diversas de RSU existentes, seguindo o estado da arte de usinas de RSU [99], [137]. A Tabela 3-2 a seguir apresenta os principais parâmetros utilizados para a modelagem do ciclo de vapor da usina de RSU convencional.

Tabela 3-2. Resumo dos parâmetros utilizados para o ciclo de vapor da usina de RSU de referência.

Parâmetro	u.m	Valor
Consumo horário – RSU	ton/h	36,25
Poder calorífico inferior – RSU	MJ/kg	7,76
Pressão - vapor vivo	bar	40
Temperatura - vapor vivo	°C	400
Excesso de ar da caldeira	%	60
Eficiência da caldeira	%	86,5
Eficiência energética (base PCI)	%	26,4

3.2.Descrição dos sistemas híbridos

Nesta seção, a lógica por trás da seleção das configurações híbridas avaliadas no presente trabalho é apresentada. Cinco sistemas, operando com ciclos combinados híbridos, constituídos cada um deles por um ciclo *topping* e um ciclo *bottoming*, serão analisados. Os critérios utilizados para a escolha de tais ciclos podem ser resumidos pelos seguintes pontos:

- Utilização de tecnologias maduras e tecnicamente comprovadas com a combinação de uma turbina a gás ou queimadores de duto, utilizando gases de exaustão para fornecer calor ao ciclo de vapor, alimentado por biomassa;
- Consideração das características do setor sucroalcooleiro para o ciclo *bottoming* alimentados a bagaço, tendo com um dos objetivos aumentar a eficiência elétrica da planta sem alterar a quantidade de vapor destinada para o processo de produção de açúcar e etanol.
- Escolha de parâmetros termodinâmicos, seguindo o estado da arte para usinas de RSU, e uso de equipamentos de menor porte, de modo a reduzir os custos de investimentos e elevar a taxa de retorno do projeto.

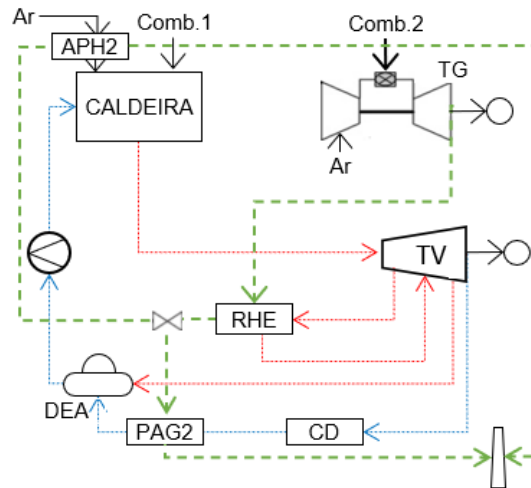


Figura 3-7. CCH4 - Sistema em paralelo com reaquecimento de vapor a alta pressão e pré-aquecimento da água de alimentação ou pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira utilizando gás de exaustão do ciclo *topping*.

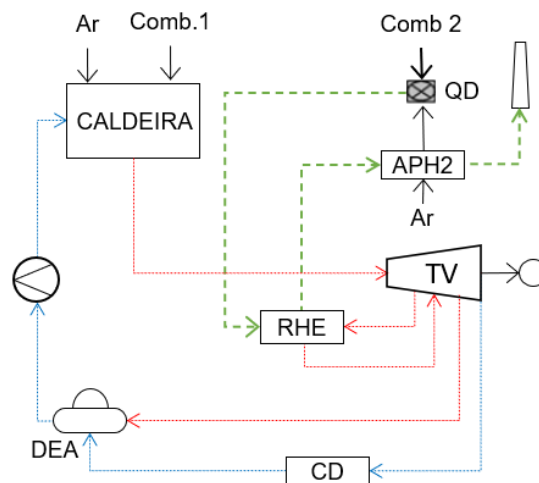


Figura 3-8. CCH5 - Sistema com reaquecimento de vapor a alta pressão e pré-aquecimento do ar de combustão do ciclo *topping* utilizando gás de exaustão do ciclo *topping* sem turbina a gás.

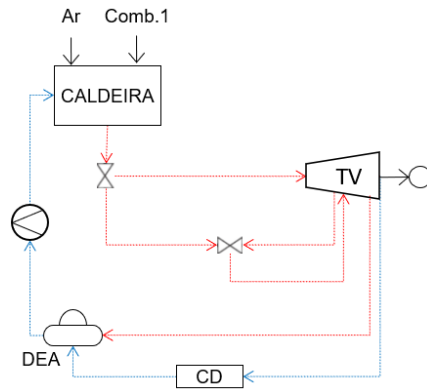


Figura 3-9. (OFF-DES) - Sistema *off-design* com reaquecimento de vapor, por meio da mistura de vapor extraído da TV com parte do vapor produzido na caldeira de biomassa.

Nota-se que as configurações híbridas acima consideram a recuperação dos gases do ciclo topping, para fornecer energia térmica ao ciclo *bottoming*, de diferentes maneiras. A termodinâmica mostra que uma das formas de se elevar a eficiência térmica do ciclo Rankine, por exemplo, é por meio da aplicação de sistemas regenerativos, que permitam reduzir a quantidade de calor rejeitado pela planta. Para usinas de cana-de-açúcar convencionais, a aplicação destes sistemas é limitada as demandas do processo sucroalcooleiro, já que ao pré-aquecer a água de alimentação da caldeira de bagaço com vapor extraído da turbina a vapor, a quantidade de vapor disponível para ser enviada ao processo sucroalcooleiro é reduzida. Como a prioridade da usina é o fornecimento desta energia térmica para produção de açúcar e etanol, qualquer redução no fluxo de vapor produzido deve ser evitada.

Os sistemas híbridos também podem eventualmente contar com o pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira, por meio da injeção destes gases diretamente na caldeira, ou serem liberados antes para a atmosfera. Geralmente, os gases de combustão têm alto teor de O_2 e podem ser misturados à corrente de ar, para pré-aquecer o ar de combustão que vai para a caldeira. Como os gases de determinada turbina a gás podem não ter o conteúdo energético suficiente para fornecer todo o calor necessário a operação do ciclo híbrido, algumas configurações consideram a queima suplementar de gás natural, com ar pré-aquecido, em um queimador de duto para aumentar o fluxo de gases de escape da turbina a gás, ajustando assim a temperatura de entrada destes gases no ciclo *bottoming*.

Especificamente com relação à operação da usina durante o período da entressafra da cana-de-açúcar, ou no caso da indisponibilidade de qualquer

combustível para alimentar a turbina a gás e o queimador de duto, não será possível operá-los e fornecer energia térmica ao ciclo *bottoming*. Portanto, um novo cenário (descrito como cenário OFF-DES) é proposto neste trabalho, conforme mostrado na Figura 3-9, operando com reaquecimento do vapor interno ao ciclo *bottoming*.

Neste modo de operação, o vapor vivo, produzido na caldeira de bagaço, passa por uma turbina a vapor de alta pressão. A caldeira funciona a plena carga, assim como nos outros cenários avaliados. A vazão de vapor vivo, produzida pela caldeira de bagaço, é misturada à vazão de vapor que sai da turbina de alta pressão. Assim, o vapor é reaquecido antes de retornar a turbina a vapor para o estágio de baixa pressão (ver Figura 3-9). A quantidade de vapor deve ser suficiente para atender as condições de projeto na entrada da turbina, variando um percentual, a ser definido, do vapor vivo produzido na caldeira. Como consequência, deve-se considerar uma redução na eficiência isentrópica da turbina a vapor devido a sua operação a carga parcial, à medida que a vazão de vapor na entrada do estágio de alta pressão é reduzida. Em relação à turbina a vapor no estágio de baixa pressão, esta manteve seu funcionamento inalterado.

Em todos os cenários, portanto, serão considerados ciclos com reaquecimento, permitindo a operação em pressões mais altas sem a necessidade de aumentar a temperatura máxima do vapor nos superaquecedores. Resumidamente, a Tabela 3-3 ilustra as tecnologias consideradas para cada tipo de ciclo combinado híbrido estudado nesse trabalho.

Tabela 3-3. Sistemas avaliados em cada ciclo combinado híbrido proposto

Sistemas híbridos avaliados	CCH1	CCH2	CCH3	CCH4	CCH5
Superaquecimento de vapor externo	x	x			
Reaquecimento de vapor externo	x	x	x	x	x
Pré-aquecimento da água de alimentação externo	x		x	x	
Pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira de biomassa		x		x	
Consumo suplementar de gás em queimador de duto	x	x			x

De forma generalizada, todos os componentes e fluxos de massa e energia, que são avaliados para cada um dos cenários, são mostrados na Figura 3-10.

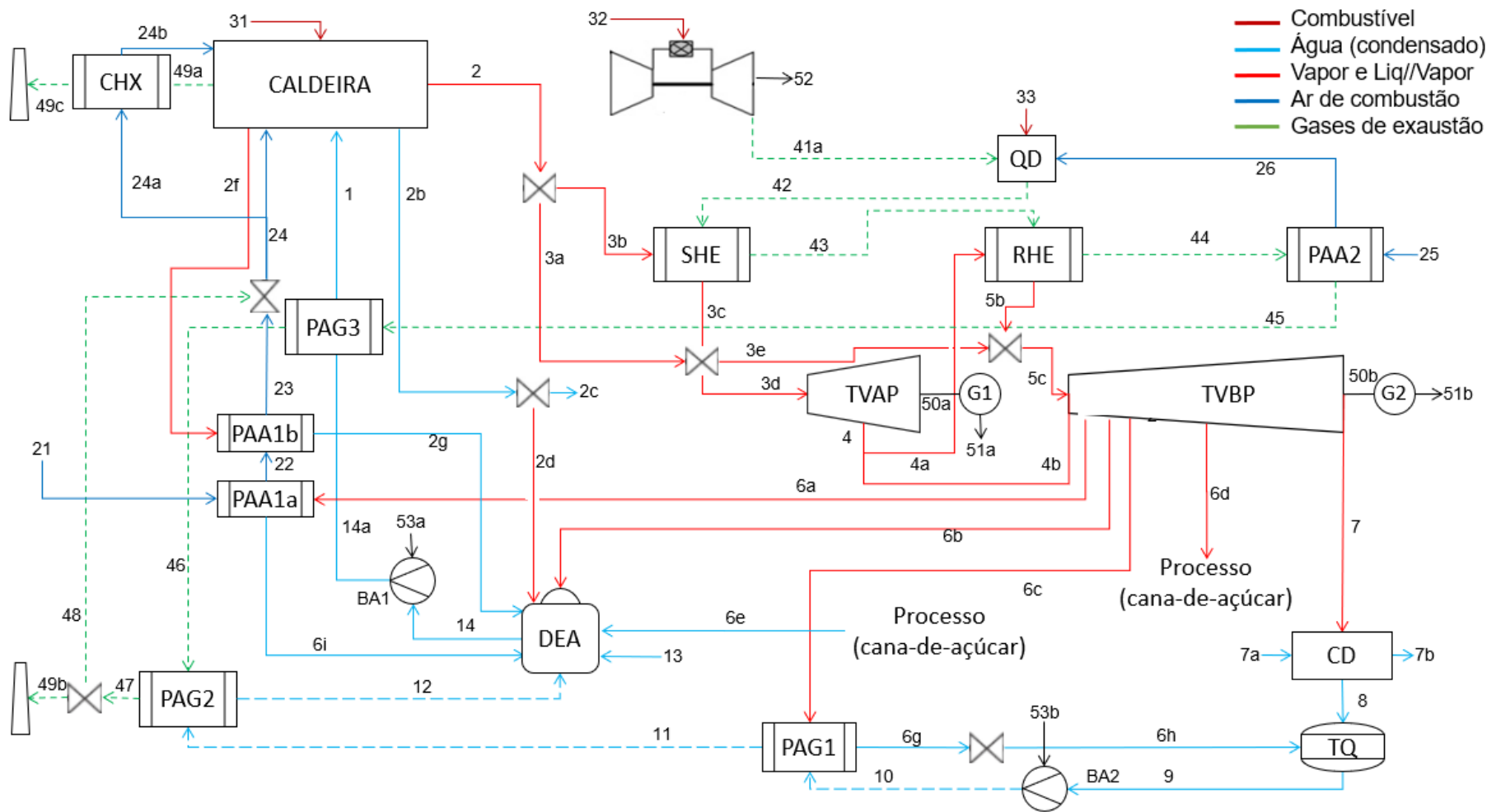


Figura 3-10. Diagrama de blocos simplificado de referência para o presente trabalho

3.3. Aplicação dos ciclos combinados híbridos

3.3.1. Validação do sistema de cogeração sucroalcooleiro

Com o objetivo de verificar o funcionamento do modelo proposto em usinas sucroalcooleiras, a validação dos sistemas convencionais é necessária. Esta é realizada em três etapas, abrangendo os principais parâmetros e sistemas investigados neste trabalho.

1. Validação do ciclo *bottoming* e seus principais trocadores de calor. Os resultados de um sistema de reaquecimento de vapor (obtidos na literatura) com pré-aquecimento da água de alimentação, realizado por meio de extrações da turbina a vapor, são comparados com os resultados obtidos no modelo proposto.
2. Validação do ciclo *topping* e a composição dos gases de combustão. Neste caso, dados de operação de uma turbina a gás comercial, assim como a composição dos seus gases de exaustão, são comparados com os dados obtidos na simulação da respectiva turbina a gás no modelo proposto.
3. Validação do sistema de cogeração de uma usina de cana convencional. Tem como foco validar e garantir que os principais resultados, referentes à eficiência da caldeira e geração de eletricidade e biogás da vinhaça estejam dentro do esperado para determinadas condições operacionais.

Para a validação dos subsistemas com reaquecimento de vapor, similar aos estudados nos ciclos combinados híbridos propostos, considera-se a planta de biomassa apresentada no trabalho desenvolvido por Lahoda et al. [84]. O diagrama de processos elaborado por estes autores, incluindo o balanço de massa e energia do ciclo termodinâmico, é mostrado na Figura 3-11.

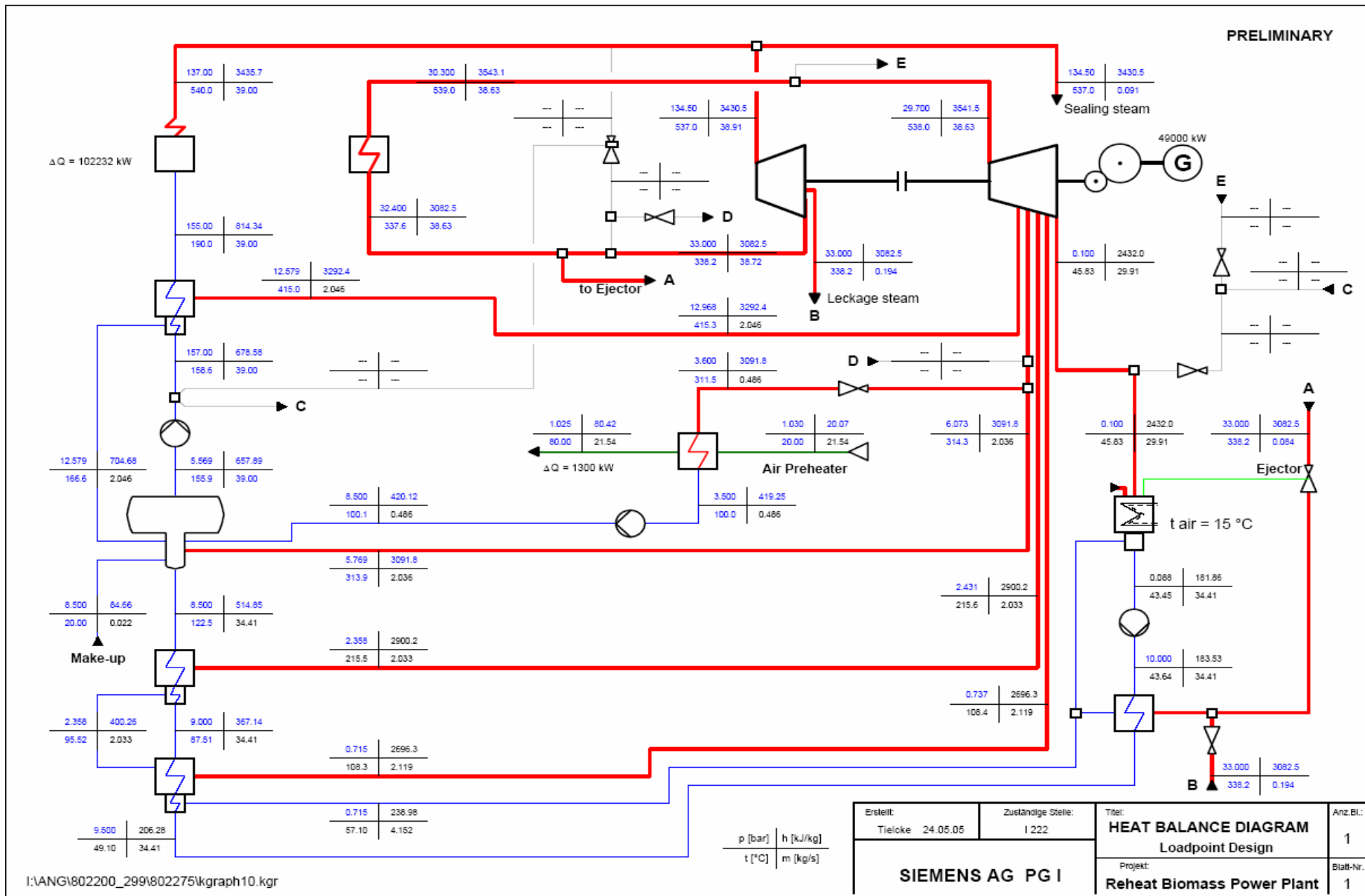


Figura 3-11. Balanço de massa e energia do ciclo de vapor com reaquecimento, extraído de [84].

Relativamente à composição e estado termodinâmico dos gases atuantes no ciclo topping, a validação do modelo de combustão é feita por meio da comparação entre a composição dos gases de exaustão de determinada turbina a gás com aquelas calculadas no presente trabalho. A Tabela 3-4 apresenta os dados de entrada utilizados, referente à turbina a gás 7H.01GE [138], [139].

Tabela 3-4. Dados utilizados para a validação da modelo de combustão.

Turbina a gás	u.m	Modelo 7H.01GE
Potência elétrica líquida	kW _e	257.000
Consumo de gás natural	kWt	650.109
Vazão mássica de gases de exaustão	kg/s	570
Temperatura dos gases de exaustão	°C	631,6
Eficiência elétrica líquida	%	42

Para verificar a confiabilidade do modelo de simulação do sistema de cogeração das usinas de cana, uma planta de cogeração convencional foi simulada e comparada com resultados obtidos na literatura. Considera-se um cenário simplificado, em que a usina consome todo o bagaço para a produção de vapor nas temperaturas e pressões prescritas, operando em ciclos integrados de contrapressão e condensação.

O ciclo de vapor, operando a 68 bar e 480°C, é modelado para atender à demanda de energia térmica para produção de açúcar e etanol, considerando 4.700.000 toneladas de cana-de-açúcar moídas na safra (979,0 ton/h). Na simulação, cerca de 260,5 ton/h de bagaço são produzidos durante 200 dias: 11,6 ton/h são utilizados como reserva técnica e 332,5 ton/h são consumidos nas caldeiras existentes.

3.3.2. Aplicação em usinas de bagaço e biogás

Os sistemas propostos nesta tese, que consomem bagaço e o biogás da vinhaça em ciclos combinados híbridos, têm com o principal objetivo elevar a eficiência elétrica de uma usina de cana-de-açúcar, sem provocar grandes alterações nos equipamentos existentes, de modo a aumentar o retorno financeiro e reduzir as emissões de GEE por meio da geração de eletricidade. O esquema simplificado, referente ao modelo proposto para um sistema convencional integrado ao sistema híbrido, é apresentado na Figura 3-12.

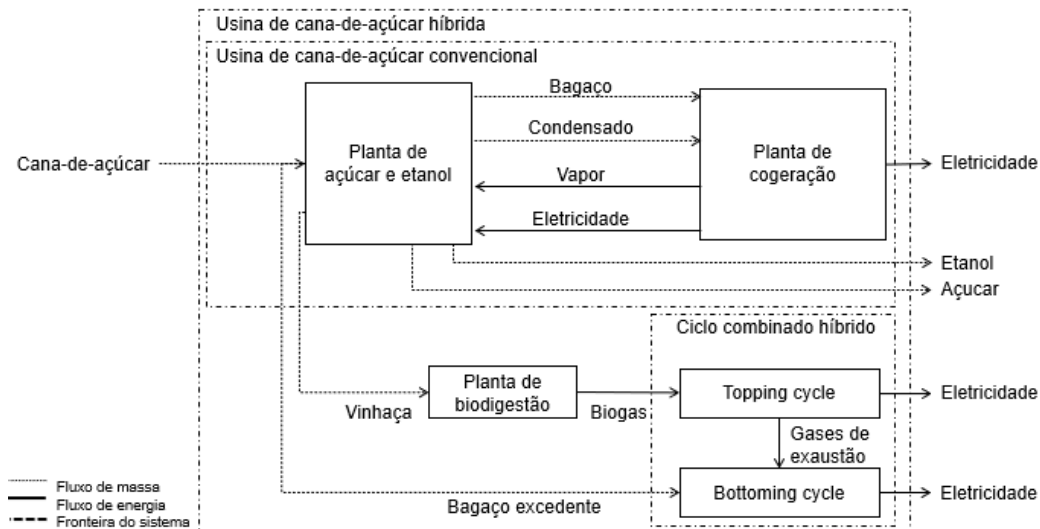


Figura 3-12. Esquema geral para aplicação dos ciclos combinados híbridos em usinas de cana-de-açúcar.

Conforme pode ser observado na Figura 3-12, a introdução do ciclo combinado híbrido proposto não altera o esquema original de operação da usina convencional, pois apenas interage com os efluentes desta última (sobra do bagaço e biogás da vinhaça). Assim, o modo de operação das caldeiras e turbinas, envolvidas nos sistemas de cogeração e na produção das usinas sucroalcooleiras, permanecerá inalterado.

Do total de bagaço produzido na safra, a maior quantidade é destinada ao sistema convencional existente, que opera com turbinas de contrapressão para atender as demandas internas de energia térmica e elétrica da usina. Desta forma, apenas o excedente de bagaço será consumido no ciclo combinado híbrido, em uma caldeira projetada para operar com temperaturas e pressões superiores às adotadas no ciclo Rankine de uma usina convencional de cana-de-açúcar. A definição do estado termodinâmico do vapor produzido nesta caldeira se baseou em informações obtidas nas visitas técnicas as usinas brasileiras. Após contato com fornecedores de caldeiras de biomassa no Brasil, verificou-se que caldeiras com pressões e temperaturas superiores a 530°C teriam um custo significativamente maior (valores informados na seção 4.1.2), visto que parte do material utilizado para a fabricação dos trocadores de calor seria importados de outros países. Neste contexto, o perfil de vapor gerado nas caldeiras para os sistemas híbridos foi definido com o par de pressão e temperatura 120 bar/520°C. Em relação ao ciclo *topping*, vislumbra-se recuperar

toda a energia térmica dos seus gases de escape para melhorar a eficiência elétrica do ciclo *bottoming*.

Para todos os cenários híbridos aplicados nas usinas sucroalcooleiras, o ciclo topping será alimentado somente por biogás, produzido a partir da biodigestão da vinhaça somente durante a safra da cana. Nos modelos propostos, considera-se que o sistema de cogeração convencional opera de acordo com a duração da safra da cana-de-açúcar, enquanto os sistemas híbridos propostos podem ser projetados para operar de acordo com a quantidade de bagaço excedente disponível. Desta forma, os ciclos combinados híbridos podem operar durante o ano inteiro, ou seja, 7.920 horas por ano (330 dias), assumindo paradas para manutenção por cerca de 720 horas (30 dias). Nota-se que, caso não seja possível utilizar o ciclo *topping do CCH* durante a entressafra (cerca de 130 dias), um sistema *off-design* pode ser acionado, permitindo que a planta continue operando e gerando eletricidade o ano inteiro neste período.

Como o objetivo é ter uma configuração simples de se construir e operar, os componentes do sistema foram escolhidos com base em tecnologias maduras e existentes (caldeiras convencionais, turbinas a gás e trocadores de calor). Conforme descrito anteriormente, o sistema proposto considera uma nova caldeira, consumindo o excedente de bagaço produzido pela planta de cogeração convencional durante a safra.

Conforme mostrado na seção 3.2, o vapor produzido na caldeira de bagaço do CCH pode ser superaquecido externamente ou enviado diretamente para a turbina a vapor de alta pressão, para gerar eletricidade até a sua exaustão a uma determinada pressão. Em seguida, o vapor é reaquecido em um reaquecedor externo, recuperando energia térmica dos gases de exaustão produzidos no ciclo *topping*. Após o reaquecimento na temperatura e pressão desejada, o vapor é enviado para a turbina a vapor de baixa pressão e tais gases de exaustão podem ser utilizados para pré-aquecer a água de alimentação ou pré-aquecer o ar de combustão da caldeira, antes de serem liberados para a atmosfera.

A revisão da literatura mostra que grandes usinas de cana-de-açúcar brasileiras, (um dos maiores produtores de cana-de-açúcar do mundo [2]) operam seus sistemas de cogeração com parâmetros de vapor vivo em torno de 68bar/480°C [9], [11], [83]. Neste contexto, este perfil de vapor (caso CP3) será utilizado como o sistema de cogeração de referência para as análises comparativas com os sistemas híbridos, que operam com parâmetros de vapor vivo a 120 bar/520°C.

Para a modelagem do ciclo de reaquecimento considera-se a pressão de reaquecimento do vapor de 22 bar, comumente utilizada no setor sucroalcooleiro [50], [68], [75], para todos os cenários avaliados. Além disso, a produção extra de vapor nesta pressão pode contribuir para atender eventuais demandas de vapor da usina, elevando a flexibilidade operacional da planta. Esta premissa é posteriormente discutida em uma análise paramétrica (ver seção 6.3.2), onde é apresentado o desempenho termodinâmico do CCH ao utilizar outras pressões e temperaturas de reaquecimento de vapor.

Para avaliar o desempenho global da planta híbrida, deve-se somar a eletricidade gerada pelos sistemas de cogeração convencional e híbridos. No sistema convencional, o ciclo de vapor de contrapressão é alimentado pelas caldeiras convencionais existentes e a geração de energia na turbina de contrapressão existente deve atender também ao consumo elétrico da planta. Neste caso, o bagaço excedente, que seria utilizado para produzir vapor para o ciclo de condensação convencional, é utilizado no CCH. Assim, somente a eletricidade líquida dos ciclos de contrapressão (descontada o consumo elétrico da planta) e do CCH são contabilizadas para o cálculo da eficiência global da planta híbrida. Desta forma, a soma da eletricidade gerada líquida no ciclo de contrapressão e de condensação, que poderá ser exportada à rede, é utilizada para comparar a geração entre o sistema convencional existente e híbrido.

Para a análise econômica, as receitas, custos de investimento, operação e manutenção do projeto dos ciclos combinados híbridos propostos são estimados, indicando as respectivas taxas de retorno e o *payback* de cada projeto. No presente trabalho, é considerado viável todos os investimentos que apresentarem uma TIR igual ou superior uma taxa mínima de atratividade (TMA), isto é, a taxa mínima que o projeto deve ter para ser viável comparando a uma taxa referencial do mercado brasileiro, como títulos bancários ou metas estratégicas do investidor. É importante frisar que, embora seja uma análise econômica simplificada, o objetivo aqui é fornecer insumos suficientes para permitir a comparação entre os cenários avaliados. A TMA adotada neste trabalho é de 12%, seguindo aquela utilizada em estudos similares [66], [94]. Assim, sob o ponto de vista termodinâmico e econômico, os sistemas híbridos propostos serão considerados viáveis quando apresentarem eficiências superiores as respectivas usinas convencionais e taxas de retorno superiores a 12,0%.

Em relação à análise ambiental, para calcular as emissões de uma usina híbrida, deve-se primeiramente obter as emissões totais de gases de efeito estufa de um caso base ou de referência, ou seja, sem ter sido implementado o ciclo combinado híbrido. Para simplificar as análises do presente trabalho, as emissões específicas, em $\text{kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$, das usinas convencionais e híbridas investigadas, são calculadas, considerando dados de entrada obtidos na literatura. Em seguida, as emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ evitadas com a geração de eletricidade das usinas convencionais e híbridas, em relação a matriz elétrica brasileira, são apresentadas.

Para a análise comparativa entre os cenários, dados médios do setor sucroalcooleiro e da matriz energética brasileira serão utilizados (ver seção 4.1.3), assim como os resultados relativos à geração de eletricidade do cenário de referência convencional CP3 (sistema de cogeração operando com vapor vivo a 68bar/480°C). Trata-se apenas de uma escolha com o intuito de preservar a extensão desta tese, visto que os demais cenários (CP1 a CP5) podem ser avaliados da mesma forma, com tendências de resultados similares, para uma destilaria autônoma com consumo de vapor de processo de $400 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$.

Posteriormente, os principais parâmetros que influenciam no dimensionamento da planta sucroalcooleira híbrida serão discutidos em uma análise paramétrica. A quantidade de bagaço excedente (em kton/safra) será calculada em função da quantidade de vapor de processo requerida para o processo de produção do açúcar e etanol (em $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$), mostrando a sua influência no desempenho termodinâmico do CCH.

O tempo de operação da usina sucroalcooleira também é investigado. Trata-se de um importante critério para o dimensionamento do sistema híbrido já que o número de horas adotado para a operação da planta altera o consumo horário do bagaço disponível para caldeira do CCH e a vazão de vapor do ciclo termodinâmico. Ambos os parâmetros também afetam a escolha dos demais componentes da planta, como turbinas a vapor, turbinas a gás e trocadores de calor, influenciando diretamente nos custos e resultados financeiros. Assim, os seguintes cenários e modos de operação são avaliados:

- Cenário 1: Operação do sistema híbrido com a turbina a gás modelo Taurus 60 ($5,67 \text{ MW}_e$), bagaço excedente durante 200 dias de safra e durante 130 dias de entressafra na operação *off-design* do sistema.

- Cenário 2: Operação do sistema híbrido com a turbina a gás, modelo Taurus 70 (7,90 MW_e), bagaço excedente durante 200 dias de safra, desligando toda a usina na entressafra.
- Cenário 3: Operação do sistema híbrido com a turbina a gás, modelo Taurus 60, bagaço excedente consumido durante 200 dias de safra, desligando toda a usina na entressafra.

Concomitantemente, o *gas share* é discutido, mostrando o seu impacto no desempenho técnico, econômico e ambiental da planta, quando a vazão mássica de bagaço, disponível para ser consumido no CCH, for superior. Em relação ao uso do biogás da vinhaça, as variações na produção deste biocombustível podem impactar na geração de eletricidade, bem como inviabilizar economicamente projetos para a recuperação energética da vinhaça, seja em motores de combustão ou nos CCHs. Neste contexto, a geração de eletricidade, com o biogás da vinhaça, em motores de combustão interna é calculada e comparada com os resultados obtidos ao aplicar a mesma quantidade de biogás nos ciclos combinados híbridos.

Em seguida, o desempenho do CCH é investigado para diferentes pressões de operação do desaerador, já que este parâmetro pode afetar simultaneamente o dimensionamento do ciclo *bottoming* e do ciclo *topping*. Nesta análise paramétrica, os dados de entrada para a modelagem são mantidos (ver seção 4.1.1) e uma simples adaptação no CCH3 é proposta, onde o pré-aquecimento da água de alimentação, com energia térmica dos gases de exaustão da TG, pode ser feito sequencialmente em dois trocadores de calor (pré-aquecedor de água 2 e 3).

Por último, a aplicação de diferentes turbinas a gás no CCH será investigada, tendo como objetivo avaliar a influência do consumo e eficiência desta máquina térmica no desempenho termodinâmico, econômico e ambiental dos sistemas híbridos na safra. Já durante a entressafra, o sistema *off-design*, proposto no presente trabalho, é utilizado para manter a operação do ciclo de vapor, quando as respectivas turbinas a gás estiverem desativadas. O caso CCH3, adotado como referência, será modelado para quatro turbinas a gás existentes no mercado, considerando as respectivas capacidades nominais fornecidas pelos fabricantes, de modo que o *gas share* da planta híbrida não exceda 20% durante a operação da usina na safra.

3.3.3. Validação do modelo de usinas de RSU

A validação do ciclo de vapor de uma usina de RSU considera os dados de entrada e o modelo da planta de RSU proposta por Peiyuan Pan et al. [119]. Os autores apresentam um modelo detalhado de uma usina convencional, com parâmetros de vapor similares aos adotados no presente trabalho. A usina simulada pelos autores consome cerca de 20,83 ton/h de RSU, com capacidade de geração 8,3 MW_e líquido. A caldeira produz 48,6 ton/h de vapor vivo a 39 bar/395°C, com água de alimentação entrando a 130°C. Os gases resultantes da queima de RSU saem a 190°C, resultando em uma eficiência da caldeira de 78,53%. O vapor produzido passa por uma turbina de condensação, com extrações em diferentes pressões para pré-aquecer o ar de combustão e a água de alimentação. As eficiências isentrópicas das turbinas, bombas e gerador, foram estimadas de acordo com as temperaturas de vapor e potência mecânica indicadas pelo autor. Além disso, o modelo considera extrações de vapor saturado, diretamente da caldeira de RSU, também para o pré-aquecimento a água de alimentação. O sistema inclui perdas no condensador (0,1 MW_i) e consumo próprio da planta (1,46 MW_e) de modo que a eficiência elétrica líquida resulta em 20,49%. A Tabela 3-5 apresenta os dados de entrada utilizados na usina simulada por Peiyuan Pan et al. [119]. Os resultados relativos à validação deste modelo são apresentados na Seção 6.1.

Tabela 3-5. Dados utilizados para a validação do ciclo de vapor de uma usina de RSU convencional.

Parâmetro	u.m	Modelo de Peiyuan Pan et al. [119]
Consumo - RSU	MWt	40,51
Poder calorífico inferior	MJ/kg	7,0
Vazão mássica -vapor vivo	t/h	48,6
Pressão - vapor vivo	bar	39
Temperatura - vapor vivo	°C	395
Vazão - água de alimentação	t/h	35
Pressão - água de alimentação	bar	51,1
Temperatura - água de alimentação	°C	130
Vazão - Retorno do condensador	t/h	35,75
Pressão do Condensador	bar	0,068

3.3.4. Aplicação em usinas de resíduos sólidos urbanos e gás natural

A revisão da literatura mostra que os ciclos combinados híbridos podem ser aplicados a usinas alimentadas por outros combustíveis, entre tais como os resíduos sólidos urbanos e gás natural. Um exemplo típico de uma usina com alto *gas share* é a planta híbrida de Zabalgardi em Bilbao [102]. Conforme mencionado, esta usina integra grande parte dos componentes (caldeiras, trocadores de calor etc.) avaliados neste trabalho. No entanto, devido à grande demanda de energia térmica do ciclo *bottoming*, o CCH adotado utiliza uma turbina a gás de grande porte para operar o ciclo *topping*, resultando em um alto consumo de gás natural na planta.

Como contribuição do presente trabalho os ciclos combinados híbridos avaliados para usinas de RSU consideram tecnologias existentes no mercado, incluindo o uso de turbinas a gás de pequeno porte. O diferencial abordado, *gas share* menor ou igual a 20%, tem como objetivo contribuir não só para mitigar o impacto causado pela flutuação no preço do gás, mas principalmente reduzir a dependência da usina quanto a disponibilidade deste combustível. Este percentual, adotado apenas como referência, teve como base estudos recentes sobre o impacto do preço do gás natural em usinas híbridas RSU/GN [27], [28]. Em outras palavras, não necessariamente usinas com *gas share* superior a este valor serão inviáveis economicamente, visto que outros fatores técnicos e econômicos, obviamente, devem ser considerados. Desta forma, vislumbra-se que os cenários avaliados aqui se tornem opções para serem integrados usinas de RSU, de modo a impulsionar a geração de eletricidade e elevar a taxa de retorno destes projetos.

O esquema simplificado para aplicação dos CCH em usinas de RSU é apresentado na Figura 3-13. O ciclo *bottoming*, nesse caso, é constituído de uma caldeira convencional para o consumo de RSU, com pressões superiores a aquelas utilizadas nos ciclos Rankine de usinas de RSU convencionais (40bar/400°C). Demais componentes do ciclo de vapor, tais como turbinas a vapor, bombas e trocadores de calor seguem o estado da arte para o ciclo Rankine. Da mesma forma, o ciclo *topping*, que neste caso será alimentado somente por gás natural, é constituído pelos componentes tradicionais como a turbina a gás, queimadores de duto e demais trocadores de calor. A modelagem do ciclo combinado híbrido, portanto, deverá atender a demanda térmica

requisitada para operar o ciclo *bottoming*, de acordo com a disponibilidade de RSU.

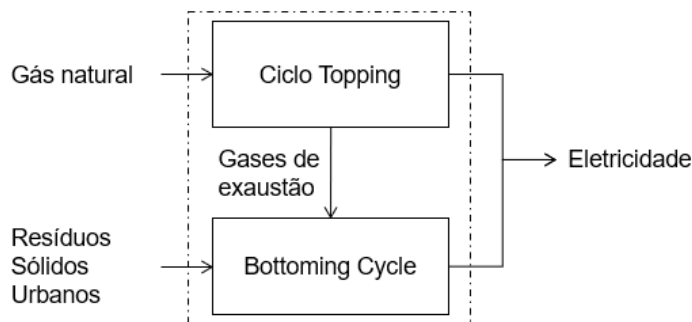


Figura 3-13. Diagrama de blocos simplificado para a aplicação de CCHs em usinas de RSU.

Adicionalmente, assim como ocorre nos sistemas de cogeração sucroalcooleiros, a implementação do CCH em usinas de RSU deve atender especificidades associadas a combustão do lixo urbano. Ao contrário das usinas de cana-de-açúcar, o projeto de ciclos combinados híbridos em usinas de RSU enfrenta outros objetivos, visto que não haverá demandas de energia térmica (cogeração) ou sazonalidades devido a safra da cana (o que torna a aplicação de CCH no setor sucroalcooleiro ainda mais desafiadora).

Assim, para a análise técnica, o modo de operação dos sistemas híbridos e as suas eficiências termodinâmicas são apresentadas. No estudo, os sistemas híbridos serão dimensionados para operar com máxima disponibilidade ao longo do ano (8000 horas), tendo como foco obter a maior eficiência termodinâmica, dentro das premissas estabelecidas.

A metodologia para a análise econômica é similar à utilizada para as usinas sucroalcooleiras. Assim, a taxa interna de retorno do projeto é calculada, considerando as receitas, custos de investimento, operação e manutenção do projeto da usina híbrida. Diferentemente da análise para as usinas sucroalcooleiras, a viabilidade dos sistemas híbridos aqui passa a depender também dos custos associados ao consumo de gás natural e da receita obtida pelo recebimento e tratamento do lixo urbano. Em relação aos investimentos e custos de operação e manutenção, os valores seguem aqueles descritos no Capítulo 4 (ver seção 4.1.2). As receitas com a eletricidade são calculadas admitindo a exportação de eletricidade, descontada as perdas de eletricidade na rede. Para a análise comparativa, o custo de investimento adotado para o ciclo

bottoming é aquele estimado para a usina de RSU brasileira de Barueri [95]. Para o cálculo do investimento total da planta híbrida, este custo será somado aos custos de investimentos para o ciclo topping (turbina a gás e demais componentes).

Para a análise ambiental, as emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ de usinas híbridas de RSU, incluindo as emissões associadas ao consumo de gás natural, serão avaliadas. Na análise comparativa, considera-se as emissões de usinas de RSU convencionais e aquelas associadas ao não tratamento ou disposição inadequada de RSU, especialmente em relação as emissões de metano devido à decomposição anaeróbia do RSU quando destinado aos aterros sanitários. Assim, além das emissões específicas, associadas a geração de eletricidade ($\text{kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$), o potencial de abatimento das emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ das usinas de RSU híbridas são calculadas.

Em seguida, parâmetros que influenciam no dimensionamento de uma planta de RSU com gás natural híbrida são discutidos. A escolha adequada da pressão do vapor de uma caldeira de RSU é fundamental para o desempenho do ciclo bottoming. Assim, o desempenho termodinâmico do CCH é investigado, considerando a simulação de um caso operando com uma pressão do vapor vivo da caldeira superior, mantendo o consumo de RSU e de gás natural. Neste cenário, a troca térmica entre os gases de exaustão de uma TG, utilizados para o sistema de reaquecimento e pré-aquecimento do ar de combustão, é alterada, assim como as extrações de vapor para o ciclo regenerativo. Embora espere-se um aumento de eficiência energética ao elevar a pressão, este recurso pode não refletir em ganhos econômicos e operacionais na planta.

Além disso, no presente trabalho, os ciclos combinados híbridos investigados têm algo em comum: aplicação de sistemas de reaquecimento de vapor por meio da recuperação da energia térmica contida nos gases de exaustão do ciclo *topping*. Assim, a relação da pressão de vapor da caldeira e a pressão de reaquecimento do vapor pode influenciar no dimensionamento do ciclo e, conseqüentemente, na TIR do projeto.

Neste contexto, é importante investigar o desempenho da planta híbrida, admitindo a escolha de outras pressões de reaquecimento, verificando a sua relação com a pressão adotada para a operação da caldeira, mantendo a turbina a gás de um mesmo sistema híbrido. A discussão sobre este tema se estende as usinas híbridas do setor sucroalcooleiro, onde a pressão de reaquecimento, adotada em função das características do setor, também deve ser discutida. Esta análise paramétrica é realizada na seção 6.3.2, considerando a aplicação do

cenário híbrido CCH3 em usinas de RSU com gás natural e nos estudos para usinas de bagaço com biogás. Para comparar as eficiências termodinâmicas, a pressão e temperatura de reaquecimento são modificadas, assim como o título do vapor, até o limite inferior de 89%, admitindo a eficiência isentrópica da TV e pressão do condensador constantes.

Por último, a influência do *gas share* e do custo do gás natural, nos sistemas propostos, é investigada. Em outras palavras, o ganho de desempenho termodinâmico e aspectos operacionais, associados ao aumento do consumo e preço deste combustível, são discutidos. Assim, uma análise paramétrica é realizada, mostrando a variação da taxa interna de retorno em função do preço do gás natural, para cada cenário híbrido.

4. Modelo matemático

O modelo matemático proposto nesta tese, assim como o balanço energético dos sistemas e processos térmicos, considera a aplicação dos fundamentos termodinâmicos e suas leis para o cálculo de eficiências dos ciclos e transferência de calor. Os dados de entrada e hipóteses utilizados para a simulação dos ciclos combinados híbridos são apresentados a seguir, assim como as respectivas simplificações utilizadas para os estudos da cana-de-açúcar e das usinas de RSU híbridas.

4.1. Hipóteses e dados de entrada

4.1.1. Análise técnica

A usina de cana de açúcar de referência tem capacidade de moagem de 4.700.000 toneladas de cana-de-açúcar por ano. Cerca de 28% da cana-de-açúcar é transformado em bagaço [10], [72] e cerca de 3,5% desse bagaço deve ser destinado a reserva técnica operacional da usina [54], [141]. A safra dura 200 dias, valor médio para a maioria das usinas convencionais de cana-de-açúcar no Brasil [3], [54]. Para a análise paramétrica, o consumo de vapor de processo pode variar de 340 a 550 kg de vapor por tonelada de cana [48]–[50]. A maior parte da produção de vapor da caldeira deve atender a demanda dos processos de açúcar e etanol, que varia de acordo com as tecnologias utilizadas na usina, bem como o volume de açúcar e etanol produzido.

De forma geral, a produção de vinhaça no setor pode variar de 156 L/TC (litro por tonelada de cana) em destilarias anexas (etanol e açúcar) a 910 L/TC em destilarias autônomas (somente etanol) [59]. O dimensionamento do biodigestor teve como base a capacidade operacional da usina e o tempo de residência recomendado na literatura. O volume do reator anaeróbio pode ser calculado como o produto da vazão média da vinhaça utilizada (m^3/dia) pelo tempo de retenção hidráulica (dias), ou seja, o tempo que o efluente deve permanecer dentro do reator. Neste trabalho, assume-se que este tempo para

converter a vinhaça em biogás é de 2,3 dias, seguindo a média utilizada em estudos semelhantes para condições mesófilas [86], [142].

Supõe-se que a planta convencional opere com sistemas de moagem movidos a eletricidade, com consumo de eletricidade específico de 28,0 kWh_e/TC [50], [143]. Para a operação do ciclo combinado híbrido, um consumo elétrico parasita de 7,0% é adotado, sobre a potência elétrica gerada no ciclo de vapor, considerando o consumo de sistemas auxiliares, como os de alimentação de bagaço e ventiladores de ar de combustão [47], [144]. O vapor de processo é extraído da turbina de contrapressão no estado saturado a 2,5 bar [47], [48], [145]. Em relação a turbina de condensação, assume-se que o vapor sai do último estágio desta turbina a 0,1 bar [89], com título superior a 89,0% [20]. O condensado retorna dos processos de açúcar e etanol a 2,5 bar [47], [48], [141]. Além disso, em todos os cálculos, as perdas totais de energia térmica da caldeira são consideradas conservadoramente como 2,0% do valor total de entrada de energia térmica (com base no PCI). Eles são atribuídos à fração não queimada do bagaço, variação do seu PCI, vazamentos, perdas na transferência de calor por radiação e incrustação nos tubos [36], [141].

Para o estudo dos ciclos combinados híbridos, considera-se que a pressão e temperatura do vapor, produzido pela caldeira de bagaço, é de 120bar/520°C [5], [10], [89]. Conforme mencionado na seção 3.3.2, a pressão de reaquecimento do vapor, de 22 bar, é inicialmente adotado nas análises deste trabalho, visto que a maioria das plantas convencionais de cana-de-açúcar brasileiras utiliza vapor a esta pressão nos seus processos, tais como para alimentar as turbinas de acionamento mecânico [50], [68], [75]. Da mesma forma, uma extração a 2,5 bar (pressão do vapor de processo [50], [146]) da turbina a vapor de baixa pressão é escolhida para pré-aquecer a água de alimentação.

A Tabela 4-1 resume os principais parâmetros, obtidos na literatura e que foram validados após contato com engenheiros de usinas sucroalcooleiras brasileiras.

Tabela 4-1. Principais dados de entrada para a modelagem - usinas de cana-de-açúcar.

Parâmetro	Valor	u.m	Fonte
Ciclo de vapor			
Eficiência da caldeira	89,0	%	[47], [48]
Consumo específico da usina	28,0	kWh _e /TC	[143], [146]
Demanda de vapor de processo	340 a 550	kg/TC	[47], [81]
Temperatura do vapor do processo	127	°C	[50], [145], [146]
Pressão do vapor do processo	2,5	Bar	[50], [145], [146]
Pressão do desaerador	1,2	Bar	[47], [50]
Temperatura do gás de combustão	>125	°C	[47], [54]
Bagaço de cana-de-açúcar (base úmida)			
% de bagaço na cana-de-açúcar	28%	ton _{bg} /TC	[143], [147]
PCI Bagaço	6,73	MJ/kg	[47], [54]
Perdas por degradação do bagaço	5,0	%	[148]
Carbono	22,1	%	[47], [141]
Hidrogênio	3,0	%	[47], [141]
Oxigênio	20,2	%	[47], [141]
Cinzas	0,7	%	[47], [141]
Umidade	54,0	%	[47], [141]
Biogás de Vinhaça			
DQO da vinhaça típico	37,5	kg/m ³	[59]
Fator de produção de metano	0,33	L/kgDQO	[60]
PCI de metano	35,8	MJ/Nm ³	[60]
Percentual de metano no biogás (base volumétrica)	60,0	%	[58]
Eficiência do reator anaeróbico	74,0	%	[58], [59]

Para a modelagem das usinas alimentadas por RSU, a usina de referência considera dados de entrada do projeto de uma planta de RSU real, como mencionado, em fase de desenvolvimento, com capacidade para tratar 870

ton/dia de resíduos sólidos urbanos gerados na região metropolitana de São Paulo. A planta está sendo projetada para processar em torno de 300 mil toneladas por ano, prevista para operar durante 8000 horas anuais, com potência instalada de 20MW_e.

Tendo como base o consumo e a potência acima, a temperatura e pressão do vapor produzido na caldeira, definida para os estudos desta tese, será de 40bar/400°C, faixas adotadas na maioria das usinas de RSU existentes em operação [99], [137]. Para a operação da usina híbrida, as análises consideram caldeiras com produção de vapor a pressões superiores mantendo o limite de temperatura a 400°C. A temperatura da água de alimentação e dos gases de exaustão da caldeira deve estar em torno de 130°C e 190°C, respectivamente, para evitar a corrosão a baixa temperatura na caldeira [119], [123]. O excesso de ar da caldeira em torno de 85%, garantindo mínimo de 7,0% de O₂ na chaminé [99], [119].

Em relação a composição do RSU, de forma genérica pode-se simplificar a composição do lixo como uma fração de combustível seca (C₆H_mO_nS_kN_L) e uma fração úmida (H₂O) além dos elementos inertes (cinzas) [149]. Deve-se destacar o caráter variável da composição dos RSU, o que torna complexo o controle do consumo de energia térmica e o projeto de uma caldeira de RSU. O PCI não é constante e depende tanto da temperatura e composição dos componentes como do teor de umidade [150], tornando difícil o seu cálculo (diferentemente do metano para o gás natural). No entanto é possível determinar o poder calorífico aproximado com correlações empíricas [151]. Para este trabalho, o PCI e composição foram adotadas com base na literatura, adaptada as condições do lixo brasileiro. A composição da fração do combustível, é calculada em função da análise gravimétrica dos resíduos, apresentada por Consonni et al. [152]. Neste calculos, um teor de cinzas 16,6% e umidade 31,8%, foram considerados, resultando em um PCI de 10,11 MJ/kg. A composição do RSU avaliada pelos autores indicam semelhanças com as análises gravimétricas publicadas para o RSU brasileiro [17], [153], [154]. O presente trabalho, portanto, considera a composição indicada na Tabela 4-2, exceto pelo teor de umidade, que é adaptado para um cenário mais próximo a realidade brasileira, onde análises gravimétricas do RSU no Brasil apontam para um teor de 40,26%. O resumo dos dados de entrada, em relação a modelagem das usinas de RSU, é mostrado na Tabela 4-2.

Tabela 4-2. Principais dados de entrada para a modelagem – usinas de RSU.

Parâmetro	Valor	u.m	Fonte
Ciclo de vapor			
Consumo de RSU	870	ton/dia	[95], [155]
Temperatura da água de alimentação	105 - 130	°C	[119], [123]
Pressão do vapor vivo	40 - 54	bar	[119], [156]
Temperatura do vapor vivo superaquecido	400	°C	[123], [126]
Consumo específico da usina convencional	15,0	%	[99], [119]
Temperatura do gás de combustão	110	°C	[123], [126]
Resíduos sólidos urbanos – Composição do combustível (base úmida) [152]			
Carbono	27,6	%	
Hidrogênio	3,49	%	
Oxigênio	19,7	%	
Nitrogênio	0,15	%	
Cloro	0,64	%	
Enxofre	0,06	%	
Cinzas	16,6	%	
Umidade	31,8	%	

Os parâmetros apresentados na Tabela 4-2 foram arbitrados usando o estado da arte e sempre no sentido de reduzir o custo e elevar a eficiência elétrica da planta. As perdas totais de energia térmica de uma caldeira de RSU são consideradas, de forma conservadora, como 5,5% do valor total de entrada de energia térmica (base PCI) [99], [144], atribuídos à fração não queimada do combustível e perdas por radiação na caldeira e nas cinzas do RSU. Em todas as análises deste trabalho, diferenças de energia potencial e cinética são desprezadas e as condições de referência, tais como temperatura e pressão, são de 25°C e 1 bar, respectivamente.

Outras premissas, também válidas para todas as análises, foram consideradas para facilitar a comparação dos cenários híbridos avaliados. Cerca de 3,0% da energia elétrica líquida gerada são perdidas na rede de transmissão [141]. Assume-se que a eficiência isentrópica das bombas de água de

alimentação (BA) é de 80% [47]. Em relação as turbinas a vapor, a eficiência isentrópica assumida é de 85,0%, condizente com valores atingidos em usinas de cana modernas brasileiras (em torno de 85 a 88%), para faixas de temperatura e pressão até 520°C/120bar [10], [157]. A eficiência do gerador elétrico para turbinas a vapor é considerada igual a 95,0% [48], [53], [145]. Para simplificar os cálculos das eficiências do ciclo termodinâmico, assume-se que a potência gerada no eixo da turbina a gás é equivalente à sua potência elétrica. A pressão do condensador de referência é de 0,1 bar (em torno de 45°C) e a diferença da temperatura da água de resfriamento para a operação do condensador de 15°C [53]. O percentual de *blowdown* das caldeiras é estimado em 2% da vazão de água de alimentação [54], [141].

Em relação ao gás natural, para efeitos desta tese, considera-se que este combustível gasoso, constituído apenas de metano, tem a energia química igual ao seu PCI (47.899 kJ/kg [54]), pois seu teor de cinzas e umidade é nulo [127]. O *gas share*, já mencionado, deve ser sempre inferior a 20% e para cada ciclo combinado híbrido, a energia térmica dos gases de exaustão do ciclo *topping* deve ser recuperada ao máximo, de modo que a exaustão dos gases na chaminé esteja na temperatura mínima adotada neste trabalho de 135°C [47], [54].

Por fim, em relação a máquina térmica utilizada no ciclo *topping*, quatro turbinas a gás diferentes foram consideradas. A Tabela 4-3 mostra os principais parâmetros de cada turbina a gás, conforme apresentados no catálogo dos fabricantes.

Tabela 4-3 . Dados de entrada das turbinas a gás avaliadas

Parâmetro	u.m	TG1 Centaur 50- S [158]	TG2 Taurus 60 [158]	TG3 SGT300 [159]	TG4 Taurus 70 [158]
Potência elétrica	kW _e	4.600	5.670	7.900	8.180
Consumo de combustível	kW _t	15.678	18.002	25.684	23.870
Vazão mássica de gases de exaustão	kg/s	18,99	21,77	30,20	26,88
Temperatura dos gases de exaustão	°C	510,0	510,0	534,0	505,0
Eficiência elétrica	%	29,34	31,50	30,76	34,27

4.1.2. Análise econômica

A análise econômica desempenha um papel importante na indicação da melhor rota para a produção de eletricidade a partir de subprodutos da cana-de-açúcar e resíduos sólidos urbanos. Para avaliar a viabilidade econômica do projeto proposto, são calculados a taxa interna de retorno (TIR) e o *payback*, considerando a participação deste tipo de empreendimento em contratos de longo prazo e leilões de eletricidade específicos no Brasil. Conforme mencionado na seção 3.3.2, considera-se viável economicamente, os sistemas híbridos que apresentaram uma TIR superior a taxa mínima de atratividade (TMA) de 12% [66], [94].

Os custos totais dos sistemas híbridos levam em conta os investimentos para a construção da planta e os gastos com a operação e manutenção durante sua operação. Para determinar o fluxo de caixa, considera-se a receita de energia elétrica vendida no mercado brasileiro de energia, custos de operação e manutenção (O&M) e os impostos brasileiros mais relevantes, tais como PIS/COFINS (9,25%), CSLL (9,0%) e imposto de renda federal (25,0%) [47], [141].

Como contribuição do presente trabalho, diversos custos de investimentos, associados aos principais componentes dos sistemas avaliados, puderam ser coletados diretamente em contato com fornecedores no mercado Brasileiro. Os valores foram coletados entre os anos de 2021 e 2022, a partir de um estudo de campo e consulta direta com fornecedores de equipamentos de usinas de cana existentes localizadas no estado de São Paulo, maior região canavieira do Brasil.

Adicionalmente, a descrição de alguns equipamentos auxiliares e custos, referentes a caldeira e turbinas, são detalhados a seguir, contribuindo para trazer os aspectos práticos e comerciais envolvendo a aquisição destes equipamentos. Em relação as caldeiras, turbinas e trocadores de calor, os valores obtidos podem ser considerados altamente confiáveis devido à maturidade dessas tecnologias, que podem ser obtidas no mercado brasileiro de diversos fornecedores. Demais valores são obtidos na literatura, complementando os dados de entrada necessários para o estudo de viabilidade econômica.

Os custos dos principais componentes podem ser agrupados da seguinte forma: i) Custo do ciclo de *topping* (turbina a gás, biodigestor, trocadores de calor externos); ii) Custo do ciclo *bottoming* (caldeira de bagaço ou RSU, turbina a vapor e demais componentes do ciclo de vapor).

De acordo com dois fornecedores, a caldeira de bagaço, um dos equipamentos de maior custo, é estimada em R\$60.000.000,00 para uma capacidade de produção de 110 ton_{vapor}/h a 120 bar/520°C, com água de alimentação em torno de 185°C, valores próximos aos adotados no presente trabalho. O equipamento conta com uma fornalha aletada, superaquecedores verticais, evaporador, economizador aletado e dois pré-aquecedores de ar. Para a cotação e dimensionamento do equipamento, foram levados em conta o PCI, umidade e demais características físico-químicas do bagaço de cana. O valor ainda inclui o fornecimento de um precipitador eletrostático, para controle de emissão de particulados, atendendo as normas brasileiras (130 mg/Nm³ considerando 8% de O₂ de referência, base seca [160]). O desaerador é incluso, assim como o sistema de alimentação de bagaço e manuseio de cinzas secas.

A cotação dos equipamentos associados à recuperação de calor do ciclo *topping*, pode ser feita para o mesmo fornecedor da caldeira. Trata-se de uma grande fornecedora de caldeiras e trocadores de calor, localizada no estado de São Paulo, atuante em todo o setor sucroalcooleiro brasileiro. Os trocadores de calor do ciclo *topping*, do tipo casco e tubo, correspondem ao superaquecedor/reaquecedor externo, pré- aquecedor de água de alimentação e pré-aquecedores de ar de combustão e queimador de duto.

Os custos destes equipamentos, transporte, montagem, sistema de exaustão e chaminé estão incluídos no valor. Embora haja particularidades para cada um destes equipamentos, a troca de calor ocorrida em cada trocador de calor está na faixa de até 4,0 MW_t, com diferenças de temperatura de média de 20 a 50°C. Para efeitos comparativos nesta tese, o preço de cada trocador de calor externo a caldeira foi fixada em R\$3.000.000,00 e R\$2.000.000,00 para o sistema de queima suplementar no queimador de duto.

Os custos das turbinas a gás foram obtidos para os modelos avaliados neste trabalho. Trata-se de valores referenciais, não sendo caracterizado como propostas com fins comerciais, mas sim utilizados apenas para fins de avaliação financeira, sem qualquer vínculo ou obrigação para os respectivos fornecedores. Os turbogeradores considerados aceitam a queima de biogás e gás natural. Os valores consideram também os custos de transporte e assistência durante a montagem e comissionamento.

A cotação completa de duas turbinas a vapor foi obtida, para potências elétricas de 20 e 30MW_e, com extrações e descarga para o sistema de reaquecimento. O escopo de fornecimento das turbinas a vapor inclui um turbogerador de condensação e contrapressão e o condensador. O sistema de

redutores de velocidades inclui giro lento, unidades de óleo para lubrificação e controle dos turbogeradores. A descrição dos componentes também inclui os geradores, painéis de controle, proteção contra surtos e aterramento, isolamento térmico, instrumentação e quadro base (para as turbinas, placa de assento, para redutores e geradores). O painel de controle da turbina apresenta um regulador de velocidade, proteção para sobre velocidade, monitoramento de vibração e deslocamento axial). Por último, os investimentos, de R\$39.000.000,00 e R\$30.000.000,00, para as potências de 30MW_e e 20MW_e, respectivamente, incluem também os serviços de supervisão de montagem, comissionamento e partida dos equipamentos no local de instalação.

Componentes auxiliares como válvulas, materiais e serviços de interligação (dutos e/ou tubulações e acessórios), obras civis, engenharia e gerenciamento de projetos, licenças, torres de resfriamento, bombas, compressores, tratamento de efluentes, tanques e outras obras civis, não inclusos, serão acrescentados no percentual associado aos custos de infraestrutura da planta (assumido como sendo 30% do investimento total[141]) bem como as contingências do projeto, cerca de 5,0% do investimento total da planta[161].

Em relação ao sistema de digestão anaeróbica, seus custos foram estimados de acordo com a literatura para reatores do tipo UASB (*upflow anaerobic sludge blanket*). Moreira et al. [142], em 2022, consideraram os custos deste biodigestor para um volume de vinhaça de 3000m³/dia em torno de US\$ 2.400.000. Ao adequar este valor para os dados de entrada do presente trabalho, o custo específico calculado é de 348,00 US\$/m³. Já Bernal et al. [59] encontraram um custo específico de 170 US\$/m³ que convertido a valores atuais, seria de 232,00 US\$/m³. Sabendo que existe uma grande diferença nos valores obtidos associado a dependência de diversos parâmetros operacionais, uma análise de sensibilidade será apresentada, considerando a variação dos custos na TIR dos sistemas híbridos. Assim, assume-se inicialmente o valor médio de 290,00 US\$/m³ de vinhaça tratada para o biodigestor anaeróbio, incluindo custos com sistemas de remoção de impurezas e desulfurização, ambos necessários para elevar a proporção de metano do biogás e reduzir riscos de corrosão nas turbinas a gás. Além disso, o custo para a operação para produção de biogás representa 3,5% dos seus custos de investimento [59]. O resumo dos principais parâmetros mencionados acima está listado na Tabela 4-4.

Tabela 4-4. Dados de entrada para a análise econômica.

Parâmetro	Valor	u.m	Fonte
Custos de investimentos			
Caldeira - Bagaço de cana	60.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Usina de incineração de RSU	520.000	R\$ (x1000)	[155], [162]
Turbina a gás - Centaur 50	17.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Turbina a gás -Taurus 60	25.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Turbina a gás -Taurus 70	38.500	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Turbina a gás -SGT-300	27.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Turbina a vapor 30MW _e	39.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Turbina a vapor 20MW _e	30.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Trocadores de calor (preço por equipamento)	3.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Queimador de duto	2.000	R\$ (x1000)	Presente trabalho
Biodigestor da vinhaça	290	US\$/m ³	[144]
Infraestrutura - CCH	30%	% do custo de investimento	Presente trabalho
Contingências do empreendimento	5,0%	% do custo de investimento	[161]
Custos de operação e manutenção			
O&M – Planta (bagaço)	3,0%	% do custo de investimento	[163]
O&M – Planta (RSU)	20,0	US\$/ton	[99]
O&M - Biodigestor	3,5%	% do custo de investimento	[59]
O&M - Turbina a gás	7,0	US\$/MWh _e	[47]
Parâmetros financeiros			
Preço da eletricidade para Biomassa	270,00	R\$/MWh _e	[95]
Preço da eletricidade para RSU	658,00	R\$/MWh _e	[95]
Preço do gás natural	3,000	R\$/m ³	[144]
<i>Tippling-fee</i>	120,00	R\$/tonRSU	[144]
Depreciação	10	%	[65], [94]
Fração do empréstimo do investimento total	70,0	%	[47], [66]
Taxa mínima de atratividade	12,0	%	[66], [144]
Tempo de operação da planta híbrida	20	anos	[63], [74]
Taxa de juros do financiamento	12,0	%	[66], [144]
Conversão US\$/BRL	5,0	-	Presente trabalho

Os custos operação e manutenção foram obtidos por meio da literatura, sendo o O&M da caldeira incluindo o ciclo do vapor correspondem a 3,0% do investimento da planta [163]. Os custos associados à operação da turbina a gás

são de US\$ 7,0/MWh_e [141], [144], considerando US\$1,0 equivalente a R\$5,00. Uma taxa de depreciação constante de 10% é considerada no custo de capital ao longo da vida útil da planta [63], [74]. A fração do empréstimo do investimento total é de 70%, assumindo 30% de *equity* [47], [66].

Para a análise econômica das usinas de incineração de RSU, a análise econômica considera os valores associados a primeira usina de RSU a ser desenvolvida no Brasil, localizada em Barueri, no estado de São Paulo. Conforme divulgado, a termelétrica é a primeira a vencer leilão de energia no país, com investimento do projeto previsto de R\$ 520 milhões, referente a uma planta com potência prevista de 20,0MW_e [95], [155].

Por último, o valor do *tipping-fee*, taxa que os administradores de RSU pagam para a coleta e tratamento, adotado é de 120,00 R\$/ton_{RSU} [144]. O preço de referência do gás natural é obtido, em 2021, por meio de um contato direto com uma distribuidora localizada no estado de São Paulo. Em relação aos preços de venda de energia elétrica, dois valores de referência são adotados, considerando leilões de energia elétrica ocorridos em 2021 e 2022 no Brasil. O preço médio de venda dos projetos termelétricos a biomassa, majoritariamente alimentados por bagaço de cana, foi em torno de 270,00 R\$/MWh_e (no 35º Leilão de Energia Nova A-5). Para RSU, o valor divulgado no 37º Leilão de Energia Nova A-5 é de 603,00 R\$/MWh_e, conforme divulgado no relatório da Câmara de comercialização de energia elétrica brasileira (CCCE) [95]. Corrigindo este valor pelo índice IPCA para junho de 2023 [164], o preço de referência para a eletricidade, adotado neste trabalho para as usina de RSU, é de 658,00 R\$/MWh_e.

4.1.3. Análise das emissões de CO₂

Os dados de entrada para a análise das emissões de CO_{2eq} de usinas de cana-de-açúcar e de RSU do presente trabalho consideram os fatores de emissão calculados na literatura.

Conforme mencionado na seção 2.2, diversos autores avaliam as emissões associadas a produção de açúcar, etanol e eletricidade de usinas sucroalcooleiras [77], [97], [140]. Macedo et al. [97] calcularam que as emissões de CO₂ equivalentes totais de uma destilaria autônoma podem alcançar cerca de 31,8 kgCO_{2eq} por tonelada de cana processada. Concomitantemente, os autores mostram, em base energética para o ano de 2020, que cerca de 2060,3 MJ de etanol e 972 MJ de eletricidade por tonelada de cana, respectivamente, podem

ser produzidos na planta [97]. Para simplificar a análise do presente trabalho, esta produção de etanol (2060,3 MJ/TC), assim como o fator de emissões (31,8 kgCO_{2eq}/TC) são utilizados para calcular as emissões associadas a geração de eletricidade das usinas convencionais e híbridas investigadas. Desta forma, os resultados, referentes a geração de eletricidade obtidos para os cenários avaliados, em MJ/TC, podem ser adicionados a esta produção de etanol da planta. Assim, o percentual das emissões de CO_{2eq}, correspondente a geração de eletricidade na planta, é calculado e as emissões específicas, em kgCO_{2eq}/MWh_e, obtidas para cada cenário. Essa abordagem consiste num processo de alocação em base energética.

Para comparar o desempenho ambiental dos cenários híbridos propostos em relação as plantas convencionais, considera-se valores recentes relativos à geração de eletricidade média do setor sucroalcooleiro e da matriz elétrica brasileira. Essa abordagem permite elaborar um estudo com alocação por substituição. Em relação as usinas de cana, utiliza-se dados do relatório divulgado pela União da Indústria de Cana-de-Açúcar e Bioenergia (ÚNICA) de 2020, onde cerca de 57,3 kWh_e/TC são gerados no setor [3]. Para a matriz brasileira, o relatório elaborado Empresa de Pesquisa Energética brasileira mostrou que a emissão de carbono na geração elétrica brasileira foi de 118,5 kgCO_{2eq}/MWh_e em 2021 [165].

Especificamente em relação aos sistemas híbridos, conforme mencionado (ver seção 3.3.2) deve-se incluir o eventual consumo de gás natural na entressafra de cada cenário. De acordo com a metodologia e dados de entradas fornecidos pelo Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC) [166], cerca de 201,96 kgCO_{2eq}/MWh_t são emitidos com o consumo de metano. Assim, o obtém-se o fator de emissões de uma usina termelétrica alimentada por gás natural, assumindo uma eficiência elétrica típica de 50% [167], [168], de 403,9 kgCO₂/MWh_e. Desta forma, o potencial das emissões evitadas com os sistemas convencionais e híbridos estudados é avaliado, em relação à média das emissões geradas na matriz elétrica brasileira e à média das emissões geradas pelas termelétricas alimentadas com gás natural no país.

Para a análise das emissões de uma usina de RSU, a contribuição real de gases de efeito estufa deve considerar apenas as emissões de CO₂ de origem fóssil, desconsiderando aquelas geradas pelo carbono de origem biogênica contida no RSU. Considerando dados publicados pelo IPCC [166], o volume médio de gás de exaustão (seco) emitidos na incineração de RSU é de 5.500 Nm³/ton_{RSU}, onde 10% em geral é constituído por CO₂. Assumindo uma densidade

de CO_2 de $1,9768 \text{ kg/m}^3$ (nas condições normais de temperatura e pressão), é possível estimar emissões em torno de $1087 \text{ kgCO}_{2\text{eq}}/\text{ton}_{\text{rsu}}$ incinerada. Valores obtidos na literatura indicam que a proporção de CO_2 nos gases de combustão, considerada de origem fóssil está em torno de 33 a 50%, com base na composição dos materiais de origem fóssil, como os plásticos e têxteis, por exemplo.

Ao considerar a análise gravimétrica dos RSU brasileiro, a composição calculada resultou em 22,03% de carbono, onde 44,88% deste é de origem fóssil, o equivalente a $362,53 \text{ kgCO}_{2\text{eq}}/\text{ton}_{\text{rsu}}$, um valor próximo a média calculada pelo IPCC ($415 \text{ tonCO}_{2\text{eq}}/\text{ton}_{\text{rsu}}$) [166]. Insere-se, neste contexto, que mais de 90% dos RSU no Brasil são destinados a lixões e aterros sanitários atualmente [16], [169], resultando em grandes quantidades de metano emitidas na atmosfera. Assim, para simplificar a análise no presente trabalho, o valor médio de $0,05 \text{ ton}_{\text{CH}_4}/\text{ton}_{\text{rsu}}$ [170], [171], obtido na literatura para as emissões metano em aterros, será utilizado, tendo o seu valor convertido em $\text{CO}_{2\text{eq}}$ para o fator de aquecimento global $28 \text{ ton}_{\text{CO}_{2\text{eq}}}/\text{ton}_{\text{CH}_4}$, conforme apresentado no relatório do IPCC [166].

Desta forma, utilizando os dados de entrada mencionados acima, é possível calcular as emissões totais e específicas para as respectivas usinas (sucroalcooleiras e de RSU) e as emissões evitadas por meio da implementação dos ciclos combinados híbridos em cada setor.

4.2. Equacionamento

4.2.1. Equações para os balanços de massa e energia

4.2.1.1. Equações de conservação

Os fluxos de massa e energia, Eq. (1) e (2), respectivamente, são balanceados pelos fluxos totais na saída e na entrada de cada volume de controle presentes nas usinas sucroalcooleiras e de RSU, durante o tempo de operação especificado para cada cenário simulado no presente trabalho. Além disso, considera-se que as variações de energia cinética e potencial, nos sistemas e processos térmicos aqui propostos, são desprezíveis e os ciclos termodinâmicos em regime permanente.

$$\sum M_{in,i} = \sum M_{out,j} \quad (1)$$

$$\sum E_{in,i} = \sum E_{out,j} \quad (2)$$

Para definir a taxa de calor fornecida pelo RSU, calcula-se o seu poder calorífico. A equação a seguir é utilizada para calcular o poder calorífico superior (PCS) de biomassas residuais (em MJ/kg) [172].

$$PCS_{rsu} = 0.3491\%_C + 1.1783\%_H + 0.1005\%_S - 0.0151\%_N - 0.1034\%_O - 0.0211\%_{CINZAS} \quad (3)$$

Em seguida, determina-se o poder calorífico inferior (PCI) do RSU [173], definido como:

$$PCI_{rsu} = PCS_{rsu} \cdot \left(1 - \frac{w}{100}\right) - 2,447 \cdot \frac{w}{100} - 2,447,9,01 \cdot \frac{h}{100} \cdot \left(1 - \frac{w}{100}\right) \quad (4)$$

onde PCI é o poder calorífico inferior em base úmida [MJ/kg], w, teor de umidade contido no RSU [%] e h, teor de hidrogênio contido no RSU (em base seca) [%].

Para calcular a eficiência da usina é importante definir especificamente a quantidade de energia térmica (*input* térmico) entregue ao sistema. A taxa de calor total fornecida à planta, considerando o consumo de resíduos sólidos, gás natural e biogás, pode ser definida como:

$$\dot{Q}_{in,tot} = \dot{Q}_{in}^{bio} + \dot{Q}_{in}^{gas} + \dot{Q}_{in}^{makeup} + \dot{Q}_{in}^{ar} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{in}^{gas} = \dot{Q}_{in}^{tg} + \dot{Q}_{in}^{qd} \quad (6)$$

onde $\dot{Q}_{in,tot}$ é taxa de calor total fornecida ao ciclo termodinâmico [MW_t], \dot{Q}_{in}^{bio} , é a taxa de calor fornecida ao sistema pelo consumo de combustível na caldeira para o ciclo *bottoming* [MW_t], \dot{Q}_{in}^{gas} , taxa de calor fornecida para o ciclo *topping* [MW_t], \dot{Q}_{in}^{makeup} , taxa de calor fornecida ao ciclo *bottoming* com a água de *make-up* no desaerador [MW_t], \dot{Q}_{in}^{tg} , taxa de calor fornecida para o ciclo *topping* pelo consumo de combustível na TG [MW_t], \dot{Q}_{in}^{qd} , taxa de calor fornecida para o ciclo *topping* pelo consumo de combustível no queimador de duto [MW_t] e \dot{Q}_{in}^{ar} , taxa de calor fornecida ao ciclo pelo consumo de ar puro na combustão no ciclo *bottoming* [MW_t].

Sob a luz da primeira lei da termodinâmica, a eficiência energética e a potência gerada na planta híbrida são definidas, respectivamente, como:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{tot}^{net}}{\dot{Q}_{in,tot}} \quad (7)$$

e

$$\dot{W}_{tot}^{net} = \dot{W}_{tot}^{tg} + \dot{W}_{tot}^{tv} - \dot{W}_{tot}^{ba} \quad (8)$$

onde \dot{W}_{tot}^{tv} é a potência total gerada no eixo da turbina a vapor [MW_m], \dot{W}_{tot}^{tg} , a potência gerada no eixo na turbina a gás [MW_m], \dot{W}_{tot}^{ba} , a potência consumida nas bombas de água de alimentação [MW_m].

Para a melhor análise da contribuição do gás natural na usina é fundamental que sejam determinadas as parcelas de eficiência do ciclo bottoming (BOT) e do ciclo topping (TOP). A eficiência destes ciclos, atuando de forma integrada, foi discutida por alguns autores como Korobtsyn [22] e Petrov et al. [12]. As equações para os respectivos ciclos termodinâmicos são mostradas a seguir:

$$\eta_{BOT} = \frac{(\dot{W}_{tot}^{tv} - \dot{W}_{tot}^{ba})}{(PCI_{bio} \times \dot{m}_{bio,cch}) + \dot{Q}_{in}^{tg} (1 - \eta_{tg}) + \dot{Q}_{in}^{qd}} \quad (9)$$

$$\eta_{TOP} = \frac{\dot{W}_{tot}^{tg} + (\dot{Q}_{in}^{gas} - \dot{W}_{tot}^{tg}) \cdot \eta_{BOT}}{\dot{Q}_{in}^{gas}} \quad (10)$$

onde η_{tg} , é a eficiência da turbina a gás de ciclo aberto.

Uma vez definido o modo de operação da planta, as condições *off-design* para turbinas a vapor e para os trocadores de calor, podem ser estimadas. A taxa de transferência de calor nos trocadores de calor principais (HX) é obtida por meio do método diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) para um fluxo em contracorrente. Para simplificar a análise, a abordagem assume que o produto de U [kW/m²°C], o coeficiente global de transferência de calor, e A [m²], a área de transferência de calor, é constante em relação ao seu valor nas condições de projeto e o fator de correção da diferença de temperatura, F , foi adotado como unidade [-].

$$Q_{hx} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (11)$$

onde ΔT_m , média logarítmica, é determinada por:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (12)$$

$$\Delta T_1 = (T_{h,in} - T_{c,out}) \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = (T_{h,out} - T_{c,in}) \quad (14)$$

onde $T_{c,in}$, é a temperatura de entrada do fluido frio [K], $T_{h,in}$, a temperatura de entrada do fluido quente [K], $T_{c,out}$, é a temperatura de saída do fluido frio [K], $T_{h,out}$, a temperatura de saída do fluido quente [K].

A composição química final de determinado gás de combustão é obtida a partir dos cálculos estequiométricos envolvendo os principais reagentes e produtos da queima. Para simplificar os cálculos, a combustão é considerada completa e todos os gases são considerados ideais. Desta forma, não se considera o material não queimado e a formação de CO e formação de NO_x . Em relação à temperatura dos gases presentes nos sistemas, tais como o ar de combustão e gases de exaustão do ciclo topping, é possível relacioná-las com as respectivas entalpias dos fluidos de trabalho, conforme Eq. (15) a seguir [141], [174]. Assim, é possível obter a temperatura dos gases a partir da sua entalpia e composição química. Os coeficientes “a”, “b” e “c” são extraídos do trabalho de Kitto e Stultz [174] (ver apêndice A), para cada componente presente em um determinado gás e a sua respectiva faixa de temperatura.

$$h = 2,36. (a. T_F^2 + b. T_F + c) \quad (15)$$

onde h é a entalpia específica do componente [kJ/kg] e T_F , a temperatura do componente [°F].

A metodologia utilizada para obter a composição final dos gases de exaustão, a partir da combustão de uma determinada quantidade de combustível com o ar de combustão fresco, é apresentada no trabalho de Furtado [141]. Assim, com o modelo matemático proposto pelo autor [141] é possível calcular a composição dos gases tanto do ciclo topping quanto para os gases da caldeira do ciclo bottoming.

Por último, a relação entre a quantidade de energia térmica total inserida no ciclo e a energia térmica inserida por meio do consumo de gás natural (ou

biogás da vinhaça) é apresentada na equação a seguir. Este valor tem grande importância no presente trabalho, pois mostra o percentual de participação destes combustíveis no processo em relação ao total de energia térmica inserida no sistema (gas share).

$$\alpha_{gas} = \frac{\dot{Q}_{in}^{gas}}{\dot{Q}_{in,tot}} \quad (16)$$

onde \dot{Q}_{in}^{gas} é a taxa de calor fornecida ao sistema pelo consumo de gás natural (ou biogás da vinhaça) ao CCH [MW_t] e $\dot{Q}_{in,tot}$, taxa de calor total fornecida ao CCH [MW_t].

4.2.1.2. Estimativa da quantidade de bagaço de cana

Nesta seção, são apresentadas as equações utilizadas para calcular a disponibilidade de bagaço excedente gerado durante a safra de uma usina de cana de açúcar. O sistema de equações é desenvolvido de forma se permita calcular o bagaço excedente a partir de informações básicas de qualquer usina, tais como os parâmetros de vapor das caldeiras existentes, quantidade de cana moída e tempo de operação durante a safra. Primeiramente, a vazão mássica total do bagaço ($\dot{m}_{bg,tot}$), em kg/s, disponível para o sistema de cogeração na safra, deve ser calculada, conforme mostrada na equação a seguir.

$$\dot{m}_{bg,tot} = \frac{m_{TC} \cdot (1 - f_{bgr}) \cdot f_{bg}}{3600 \cdot t_s} \quad (17)$$

onde m_{TC} é a massa de cana disponível [TC/safra], f_{bg} , a taxa de conversão do bagaço por tonelada de cana [toneladas de bagaço/TC], f_{bgr} , a reserva de segurança do bagaço na usina [-] e t_s , o tempo de operação da safra [horas].

Durante o período da safra, a quantidade de cana-de-açúcar moída, a energia térmica fornecida para a produção de açúcar e etanol, bem como a geração total de bagaço, estão inter-relacionados. Sabe-se também que a maioria das usinas de cana-de-açúcar utiliza ciclos de contrapressão para suprir sua energia térmica e elétrica [40]. O excedente do bagaço, ou seja, o bagaço que sobra e não é utilizado para atender essa demanda de energia, pode ser

aproveitado para elevar a geração de energia elétrica da planta. A carga térmica total do bagaço (\dot{Q}_{in}^{bg}) fornecida ao sistema de cogeração da planta é definida:

$$\dot{Q}_{in}^{bg} = \dot{m}_{bg,tot} \cdot PCI_{bg} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{in}^{bg} = \dot{Q}_{bp} + \dot{Q}_{cd} \quad (19)$$

onde \dot{Q}_{bp} é a potência térmica do ciclo de contrapressão [MWt], \dot{Q}_{cd} , potência térmica do ciclo de condensação [MWt] e PCI_{bg} , o poder calorífico inferior do bagaço de cana [MJ/kg].

A seguir, pode-se determinar a energia térmica para o ciclo de contrapressão (\dot{Q}_{bp}), a vazão de vapor fornecida à turbina de contrapressão (\dot{m}_{bp}) e a turbina de condensação (\dot{m}_{cd}), conforme equações a seguir:

$$\dot{Q}_{bp} = \frac{\dot{m}_{bp} \cdot (h_{out} - h_{in,bp})}{\eta_{cal}} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{bp} = \frac{f_p \cdot m_{TC}}{t_s \cdot 3600} \quad (21)$$

$$\dot{m}_{cd} = \frac{(\dot{Q}_{in}^{bg} - \dot{Q}_{bp}) \cdot \eta_{boiler}}{(h_{out} - h_{in,cd})} \quad (22)$$

onde η_{cal} é a eficiência da caldeira; \dot{m}_{bp} , a vazão de vapor para o ciclo de contrapressão [kg/s]; f_p , a massa de vapor de processo por tonelada de cana [kg/TC]; h_{out} , a entalpia específica do vapor superaquecido na saída da caldeira [kJ/kg]; $h_{in,bp}$, a entalpia específica da água de alimentação que retorna do processo de açúcar e etanol [kJ/kg]; \dot{m}_{cd} , a vazão mássica de vapor para a turbina de condensação [kg/s] e $h_{in,cd}$, a entalpia específica da água de alimentação que retorna do condensador [kJ/kg].

A vazão mássica do bagaço, $\dot{m}_{bg,bp}$, é consumida em um ciclo de contrapressão visando a produção de vapor de processo, como mostrado a seguir:

$$\dot{m}_{bg,bp} = \frac{\dot{Q}_{bp}}{PCI_{bg}} \quad (23)$$

Portanto, a vazão do excedente de bagaço (\dot{m}_{bgs}) e a quantidade total de excedente de bagaço gerado na safra (m_{bgs}) podem ser definidos por:

$$\dot{m}_{bgs} = \dot{m}_{bg,tot} - \dot{m}_{bg,bp} \quad (24)$$

$$m_{bgs} = 3600 \cdot \dot{m}_{bgs} \cdot t_s \quad (25)$$

onde m_{bgs} é a massa do excedente de bagaço [ton] e \dot{m}_{bgs} , a vazão mássica do excedente de bagaço [kg/s].

4.2.1.3. Estimativa da quantidade de biogás da vinhaça

Conforme mencionado, o volume de biogás, produzido por meio da digestão anaeróbica da vinhaça, está diretamente relacionado a taxa de processamento de cana-de-açúcar e a produção de açúcar, etanol e vinhaça. Para obter a energia térmica disponível com a queima do biogás, deve-se calcular a quantidade de metano disponível no biogás. O fluxo de metano (\dot{Q}_{CH_4}), em MWt, bem como o volume total de metano produzido são determinados por:

$$\dot{Q}_{CH_4,biogas} = \frac{V_{CH_4,biogas} \cdot PCI_{CH_4}}{t_{season} \cdot 3600} \quad (26)$$

$$V_{CH_4,biogas} = 0.6 \cdot DQO_{rem} \cdot f_{CH_4} \quad (27)$$

onde $V_{CH_4,biogas}$ é o volume total de metano produzido [Nm^3]; f_{CH_4} , o fator de produção de metano, ou seja, o volume de metano por kg de DQO (demanda química de oxigênio) removido [$Nm^3/kgDQO_{rem}$]; PCI, poder calorífico inferior do metano [MJ/Nm^3] e 0,6 é a fração volumétrica de metano na composição do biogás [2,30].

A presente abordagem segue a metodologia apresentada por Bernal et al. [59], considerando a quantidade de cana moída durante a safra, o volume de vinhaça e sua carga de demanda química de oxigênio típica (DQO_{tip}) [25]. O DQO removido (DQO_{rem}) da produção de vinhaça é dada por:

$$DQO_{rem} = DQO_{tot} \cdot \eta_f \quad (28)$$

onde a carga total de DQO (DQO_{tot}) é:

$$DQO_{tot} = V_{vin} \cdot DQO_{tip} \quad (29)$$

e o volume de vinhaça total:

$$V_{vin} = m_{TC} \cdot P_{vin} \quad (30)$$

onde V_{vin} é o volume de vinhaça produzido [m^3]; m_{TC} , a massa total de cana-de-açúcar moída na safra [TC/safra]; P_{vin} , a produção de vinhaça por tonelada de cana-de-açúcar [m^3/ton]; DQO_{tip} , demanda química de oxigênio típica da vinhaça [kg/m^3]; DQO_{tot} , carga total de DQO [kg]; DQO_{rem} é a carga de DQO removida durante o tratamento de vinhaça [kg] e η_f , eficiência de remoção do DQO no reator anaeróbico [-].

4.2.2. Equações para a análise exergética

A aplicação da análise exergética é fundamental para identificar a geração de entropia, destruição de exergia, assim como a causa e a real magnitude de perdas nos principais processos avaliados nesta tese. Por meio desta análise será possível obter:

- Taxas de exergia na entrada e saída de cada volume de controle;
- Destruição de exergia e irreversibilidades;
- Eficiência exergética dos principais equipamentos e relativa ao balanço global da planta.

As equações descritas nesta seção serão implementadas no modelo numérico, considerando as taxas de exergia, em MW, e componentes apresentados na Figura 3-10. Na forma generalizada, a equação geral para o balanço de exergia, para um volume de controle genérico, em regime permanente, é dada por:

$$\dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T}\right) - \dot{W} + \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s = \dot{I} \quad (31)$$

onde a equação para determinar a exergia específica dos fluidos de trabalho (água, vapor, ar e gases) é dada por:

$$e = h_i - h_{ref} - T_{ref}(s_i - s_{ref}) + e_{ch}^{ref} \quad (32)$$

onde h_i é a entalpia associada o fluxo de material "i" [kJ/kg], h_{ref} , entalpia do fluxo de material "i" nas condições de referência [kJ/kg], s_i é a entropia associada o fluxo de material "i" [$kJ/kg.K$], s_{ref} , a entropia nas condições de referência [$kJ/kg.K$], e_{ch}^{ref} , exergia química nas condições de referência [kJ/kg] e T_{ref} , a temperatura nas condições de referência (1,013 bar/ 273,15K).

O modelo matemático considera que a eficiência exergética do componente i é definida como a relação entre as taxas de exergia na entrada e na saída do volume de controle, conforme mostrado a seguir:

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{E}_{s,i}}{\dot{E}_{e,i}} \quad (33)$$

onde ε_i é a eficiência exergética do componente i [%], $\dot{E}_{s,i}$, a taxa de exergia i na saída do volume de controle [MW] e $\dot{E}_{e,i}$, taxa de exergia i na entrada do volume de controle [MW].

As irreversibilidades ou a taxa de exergia destruída pode ser calculada como:

$$\dot{E}_{D,i} = \dot{E}_{e,i} - \dot{E}_{s,i} \quad (34)$$

onde $\dot{E}_{D,i}$ é a taxa de exergia destruída ou irreversibilidade gerada no componente i [MW].

De forma análoga, pode-se calcular a taxa de destruição de exergia de todo o sistema, ao comparar a destruição de exergia dentro da i -ésima componente com a destruição da exergia total dentro do sistema, conforme equação a seguir:

$$y_{D,i}^* = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (35)$$

onde $\dot{E}_{D,tot}$ é a taxa de exergia destruída no total do sistema i avaliado [MW].

Em relação ao cálculo da exergia específica do bagaço da cana, deve-se considerar a sua composição, PCI e exergia química associada a esta biomassa [175], conforme equação a seguir:

$$e_{ch}^{bg} = \left(PCI_{bg} + L_{\acute{a}gua} \cdot Z_{\acute{a}gua}^{bg} \right) \cdot \beta + e_{ch}^{agua} \cdot Z_{\acute{a}gua} \quad (36)$$

onde:

$$\beta = \frac{\left\{ 1,0412 + 0,216 \cdot \left(\frac{Z_H}{Z_C} \right) - 0,2499 \cdot \left(\frac{Z_O}{Z_C} \right) \cdot \left[1 + 0,7884 \cdot \left(\frac{Z_H}{Z_C} \right) \right] - 0,045 \cdot \left(\frac{Z_N}{Z_C} \right) \right\}}{\left[1 - 0,3035 \cdot \left(\frac{Z_O}{Z_C} \right) \right]} \quad (37)$$

onde β é a função das frações mássicas dos componentes químicos do bagaço [%], Z_i , a fração mássica dos diferentes elementos químicos i [%], $Z_{\acute{a}gua}^{bg}$, a fração mássica de água no bagaço [%], $L_{\acute{a}gua}$, a entalpia de vaporização da água [kJ/kg] e e_{ch}^{agua} , a exergia química da água líquida [kJ/kg].

Para o gás natural (ou biogás), para simplificar os cálculos do presente trabalho, assume-se que a sua exergia específica é o resultado do seu PCI multiplicado pelo fator 1,04, conforme descrito por [176]. Em relação ao cálculo da exergia específica do RSU, considera-se a relação entre a sua composição (ver Tabela 4-2), PCI e sua exergia química conforme equação a seguir, utilizada para diversos combustíveis sólidos, incluindo resíduos sólidos urbanos [176].

$$e_{ch}^{rsu} = [PCI_{rsu} + 2442 \cdot Z_{\acute{a}gua}^{RSU}] \cdot \varphi_{dry} + 9417 \cdot Z_S \quad (38)$$

onde:

$$\varphi_{dry} = \frac{\left\{ 1,0438 + 0,1882 \cdot \left(\frac{Z_H}{Z_C} \right) - 0,2509 \cdot \left(\frac{Z_O}{Z_C} \right) \cdot \left[1 + 0,7256 \cdot \left(\frac{Z_H}{Z_C} \right) \right] - 0,0383 \cdot \left(\frac{Z_N}{Z_C} \right) \right\}}{\left[1 - 0,3035 \cdot \left(\frac{Z_O}{Z_C} \right) \right]} \quad (39)$$

onde φ_{dry} é a função das frações mássicas dos componentes químicos do RSU [%], Z_i , a fração mássica dos diferentes elementos químicos i [%] e $Z_{\acute{a}gua}^{RSU}$, a fração mássica de água no RSU [%].

Por fim, as equações acima para o balanço exergético podem ser aplicadas às usinas convencionais ou híbridas deste trabalho. O apêndice A apresenta as equações para cada volume de controle, de acordo com a numeração dos fluxos exergéticos mostrados na Figura 3-10 (ver seção 3.2).

4.2.3. Equações para a análise econômica

Após os cálculos termodinâmicos, os resultados relativos ao consumo de combustíveis, potência elétrica gerada, eficiências e cargas térmicas são utilizados para as análises econômica e ambiental. A avaliação econômica tem papel importante na indicação das melhores estratégias para elevar a produção de energia elétrica a partir de subprodutos da cana-de-açúcar. No Brasil, as análises financeiras devem levar em conta contratos de longo prazo e leilões

específicos de energia elétrica para comercialização de energia de fontes renováveis [130], considerando taxas de retorno mínimas aceitáveis para esse tipo de investimento em torno de 12% [66], [94]. Portanto, ao avaliar economicamente os cenários aqui propostos, serão considerados viáveis economicamente aqueles que obtiverem taxas de retorno superior a esta. Esta taxa interna de retorno (TIR), amplamente utilizada para indicar o potencial de retorno de projetos de usinas termelétricas [177], [178], é definida como:

$$\sum_{t=0}^n \frac{F_t}{(1+i)^t} = 0 \quad (40)$$

onde F_t é o fluxo de caixa no ano "t", i é a taxa interna de retorno (TIR) [%] e t , a duração do financiamento em anos.

O modelo matemático utilizado para calcular o fluxo de caixa, considerando a carga tributária envolvida em contatos de comercialização de energia elétrica no Brasil, é descrito por Furtado [141] e já validado em estudos acadêmicos de viabilidade de usinas termelétricas [35], [36], [54]. Além disso, a modelagem financeira teve o apoio da WTERT-Brasil [144], empresa privada de consultoria e pesquisa que atua no desenvolvimento de projetos de usinas termelétricas no Brasil e detentora de patentes relacionadas a ciclo combinados híbridos [179], [180].

4.2.4. Equações para o balanço de emissões de CO_{2eq}

Nesta seção, as equações para análise das emissões de CO_{2eq} das usinas de cana-de-açúcar e de RSU híbridas são apresentadas. Para as análises das usinas sucroalcooleiras, o fator de emissões, em kgCO_{2eq}/TC, e a produção específica de etanol, em MJ/TC, calculados por Macedo et al. [97] são utilizados para estimar as emissões associadas a geração de eletricidade dos sistemas investigados. Assim, primeiramente, deve-se calcular o percentual, em termos energéticos, referente a produção de eletricidade ($p_{esp,el}^{cana}$) em relação ao total produzido na planta (eletricidade e etanol), como mostrado na equação a seguir:

$$\varphi_{esp,el}^{cana} = \frac{p_{el}^{cana}}{p_{etanol}^{cana} + p_{el}^{cana}} \quad (41)$$

onde $\varphi_{esp,el}^{cana}$ representa o percentual relativo a produção de energia elétrica em relação a soma da energia dos produtos (etanol e eletricidade) da planta [-],

P_{el}^{cana} , a produção de energia específica associada a geração de eletricidade da planta convencional ou híbrida [MJ/TC] e P_{etanol}^{cana} , a produção de energia específica associada a geração de etanol da planta convencional ou híbrida [MJ/TC].

Em relação ao consumo do gás natural, a metodologia a ser utilizada para estimar as emissões associadas a sua queima é mostrada por Simmons no relatório para o IPCC [181]. Neste caso, para simplificar os cálculos, supõe-se que o gás natural utilizado seja composto apenas de metano (CH_4), uma vez que o percentual de metano no gás natural é superior a 90% [47]. A equação utilizada para estimar as emissões de CO_{2eq} pela queima de GN, adaptada para o presente trabalho, é dada por:

$$E_{em}^{CH_4} = Q_{tot}^{CH_4} \cdot F_{em}^{CH_4} \quad (42)$$

onde $Q_{tot}^{CH_4}$, a quantidade de metano total consumida no CCH [MWh_t/ano] e $F_{em}^{CH_4}$, fator de emissões associadas ao consumo de gás natural para a geração de CO_{2eq} [kg CO_{2eq} /MWh_t].

Assim, calcula-se as emissões totais geradas ($E_{CO_{2eq,el}}^{cana}$), associadas a geração de eletricidade na usina convencional ou híbrida, em kg CO_{2eq} /ano. Para as usinas híbridas, as emissões geradas pelo uso do gás natural são devem ser incluídas, conforme mostrado na equação a seguir:

$$E_{CO_{2eq,el}}^{cana} = F_{em}^{cana} \cdot \varphi_{esp,el}^{cana} \cdot m_{TC} + E_{em}^{CH_4} \quad (43)$$

onde $E_{CO_{2eq,el}}^{cana}$ representa as emissões totais geradas em uma usina de cana-de-açúcar [kg CO_{2eq} /ano], m_{TC} , a massa total de cana-de-açúcar moída na safra [TC/ano], F_{em}^{cana} , fator de emissões de uma usina sucroalcooleira [kg CO_{2eq} /TC] e $E_{em}^{CH_4}$, emissões de CO_{2eq} pela queima de GN nas usinas híbridas [kg CO_{2eq} /ano].

Em seguida, pode-se estimar as emissões de CO_{eq} evitadas pela implementação dos sistemas híbridos nestes dois setores. Conforme mencionado (ver seção 4.1.3), para as usinas sucroalcooleiras, o biogás da vinhaça é substituído por gás natural no período da entressafra da cana. Para as usinas híbridas de RSU, o gás natural é consumido durante o ano inteiro. Assim, a energia térmica do biogás ou do gás natural deve atender o consumo

do ciclo *topping* dos sistemas híbridos investigados, em cada setor, referente a cada período em que o combustível é consumido. A emissão evitada pelo deslocamento de combustíveis fósseis na matriz energética brasileira, referente ao estudo para usinas do setor sucroalcooleiro, é dada por:

$$E_{ev}^{cana} = F_{em,ref} \cdot E_{el} - E_{em}^{CH_4} \quad (44)$$

onde $F_{em,ref}$ é o fator de emissão de referência do cenário brasileiro [$\text{kgCO}_{2eq}/\text{MWh}_e$], E_{el} , a energia elétrica total exportada pela usina [MWh_e/ano] e $E_{em}^{CH_4}$, as emissões totais associadas ao consumo de metano no ciclo combinado híbrido [$\text{kgCO}_{2eq}/\text{ano}$].

Relativamente ao cálculo das emissões de CO_{2e} na incineração de resíduos sólidos urbanos, utiliza-se o fator de emissões para uma usina convencional de RSU, associado a quantidade de resíduos tratada por este tratamento térmico. Considera-se que, na combustão dos RSU, somente o carbono fóssil (ou seja, emissão de CO_{2eq} gerado de carbono de origem fóssil) contribui para o aquecimento global, uma vez que o dióxido de carbono, originado de uma fonte não fóssil (i.e., carbono biogênico), é considerado renovável. Assim, as emissões associadas ao consumo de RSU para a geração de eletricidade na usina convencional ou híbrida, é definido como:

$$E_{em,el}^{rsu} = F_{em}^{rsu} \cdot m_{rsu} \quad (45)$$

onde $E_{em,el}^{rsu}$ é as emissões totais geradas em uma usina de RSU [$\text{kgCO}_{2eq}/\text{ano}$], m_{rsu} , quantidade total de RSU incinerada [ton/ano] e F_{em}^{rsu} , fator de emissões associado a geração de eletricidade pela incineração de RSU [$\text{kgCO}_{2eq}/\text{ton}_{rsu}$]

Analogamente, as emissões de CO_{2eq} , produzidas a partir da decomposição anaeróbica de RSU em aterros sanitários, é definida por:

$$E_{em}^{aterro} = F_{em}^{aterro} \cdot m_{rsu} \quad (46)$$

onde F_{em}^{aterro} é fator de emissões associado a disposição de RSU em aterros sanitários [$\text{kgCO}_{2eq}/\text{ton}_{rsu}$].

Desta forma, a emissão evitada pela incineração de RSU nas usinas híbridas, ao evitar o envio destes resíduos aos aterros sanitários, é determinada por:

$$E_{ev}^{rsu} = E_{em}^{aterro} - E_{em}^{CH4} - E_{em}^{rsu} \quad (47)$$

Por fim, as emissões de CO_{2eq}, associadas somente à produção de eletricidade na usina de cana-de-açúcar ou de RSU, e as emissões específicas (F_{em}), em kgCO_{2eq}/MWh_e, são determinadas, respectivamente, pelas equações a seguir:

$$E_{em,tot} = E_{em,el}^{CH4} + E_{em,el}^{res} \quad (48)$$

$$F_{em} = \frac{E_{em,tot}}{E_{el}} \quad (49)$$

onde $E_{em,el}^{res}$ representa as emissões geradas nas usinas de RSU (E_{em}^{rsu}) ou de cana-de-açúcar ($E_{CO2eq,el}^{cana}$) em kgCO_{2eq}/ano.

4.3. Solução numérica

O método numérico, utilizado para simular os sistemas propostos neste trabalho, foi desenvolvido com o apoio de dois softwares. Primeiramente, as equações e hipóteses apresentadas no modelo matemático foram inseridas no Microsoft Excel 365, um software amplamente usado em atividades acadêmicas e comerciais. A modelagem neste software é integrada a plataforma VBA (Visual Basic for Applications), uma linguagem de programação utilizada aqui para automatizar as simulações e convergências do modelo. Além disto, para cada processo, as propriedades dos fluidos de trabalho, tais como entalpias e entropias, por exemplo, são obtidas por meio do software de código aberto CoolProp (versão v6.4.1) [182], também integrado ao Microsoft Excel.

Durante a elaboração desta tese, um total de sete usinas termelétricas foram visitadas no Brasil e duas na Itália, além de fábricas de turbinas e caldeiras, onde foi possível discutir tecnicamente sobre os aspectos práticos envolvidos nos sistemas de cogeração dessas plantas. Assim, a interação com os engenheiros de cada planta permitiu obter os balanços de massa e energia destas usinas e utilizá-los para a validação do modelo matemático e numérico

proposto no presente trabalho. Por questões jurídicas, tais informações originais de cada planta não puderam ser divulgadas no presente trabalho.

Além disso, procedimentos de verificação são aplicados sobre os cálculos dos balanços de massa, energia e irreversibilidades em cada volume de controle, de modo a investigar se os resultados estão corretos. Para garantir a exatidão do balanço das irreversibilidades por exemplo, a diferença entre a irreversibilidade interna geral e a soma de todas as taxas de irreversibilidades internas dos volumes de controles devem ser inferiores a 0,01. Analogamente, no balanço de energia, a potência total calculada, menos o consumo interno total calculado, deve ser igual ao valor de “potência líquida” na saída do volume de controle, admitindo erros inferiores a 0,01.

5. Resultados e discussões - Usinas de bagaço e biogás

5.1. Validação do modelo

A validação do modelo matemático foi dividida em três etapas, considerando os principais parâmetros investigados neste trabalho. Primeiramente, um ciclo de vapor com reaquecimento foi simulado, considerando o balanço de massa e energia apresentado na seção 3.3.1. Os resultados da simulação são mostrados na Figura 5-1 a seguir.

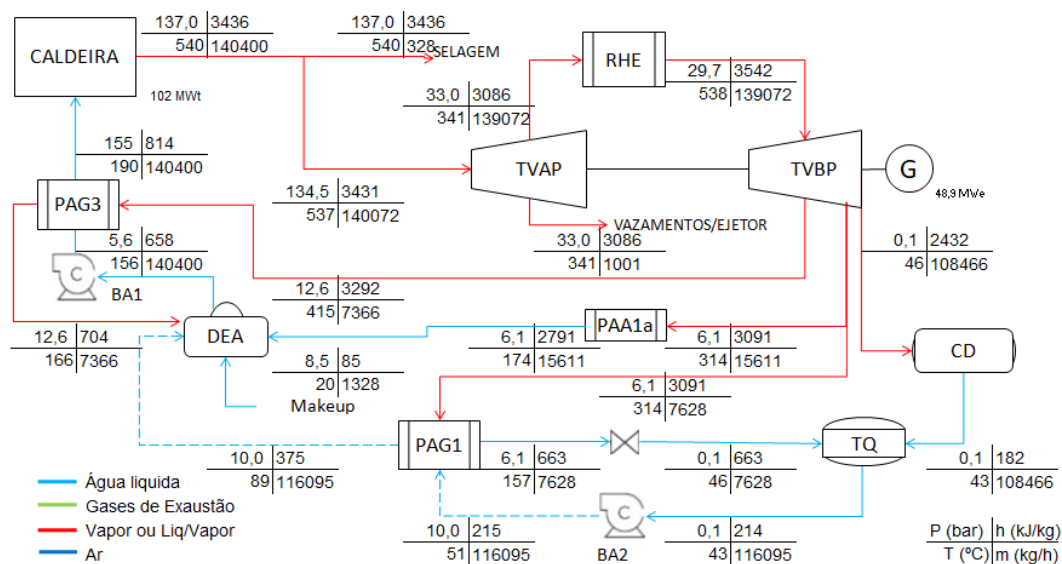


Figura 5-1. Diagrama de processos do ciclo de vapor com reaquecimento.

Ao comparar com o modelo apresentado por Lahoda et al. [84] (Figura 3-11), os resultados acima mostram uma boa concordância, com erros inferiores a 1,0%, obtidos tanto para a potência elétrica gerada na turbina a vapor (48,9 para 49,0MW_e) quanto para a carga térmica trocada na caldeira (de 102,23 para 102,41MW_t). As pequenas diferenças entre os resultados podem ser explicadas pelas perdas de energia térmica ocorridas nos trocadores de calor do ciclo Rankine e perdas de carga nas vazões mássicas de vapor para o ciclo regenerativo.

A segunda parte da validação, referente à composição dos gases de exaustão do ciclo topping, é realizada considerando os dados de uma turbina a gás comercial (Modelo 7H.01GE [138], [139]). Os resultados são mostrados na Tabela 5-1.

Tabela 5-1. Validação do modelo de combustão, em base volumétrica (%).

Item	u.m	Modelo 7H.01GE	Presente trabalho
N ₂	%	73,6	73,6
O ₂	%	11,5	11,7
CO ₂	%	4,2	4,0
Ar	%	0,9	0,9
SO ₂	%	0,0	0,0
H ₂ O	%	9,8	9,9

É possível concluir que os valores obtidos estão relativamente próximos (desvio inferior 0,2%). Isto se deve a possíveis diferenças na composição do gás natural, por exemplo, constituído apenas por metano neste trabalho, além da composição e estado termodinâmico do ar de combustão.

A terceira etapa da validação do modelo proposto considerou a simulação de um sistema de cogeração convencional sucroalcooleiro. O diagrama do processo é apresentado na Figura 5-2, baseado na produção de vapor vivo a 68 bar e 480°C.

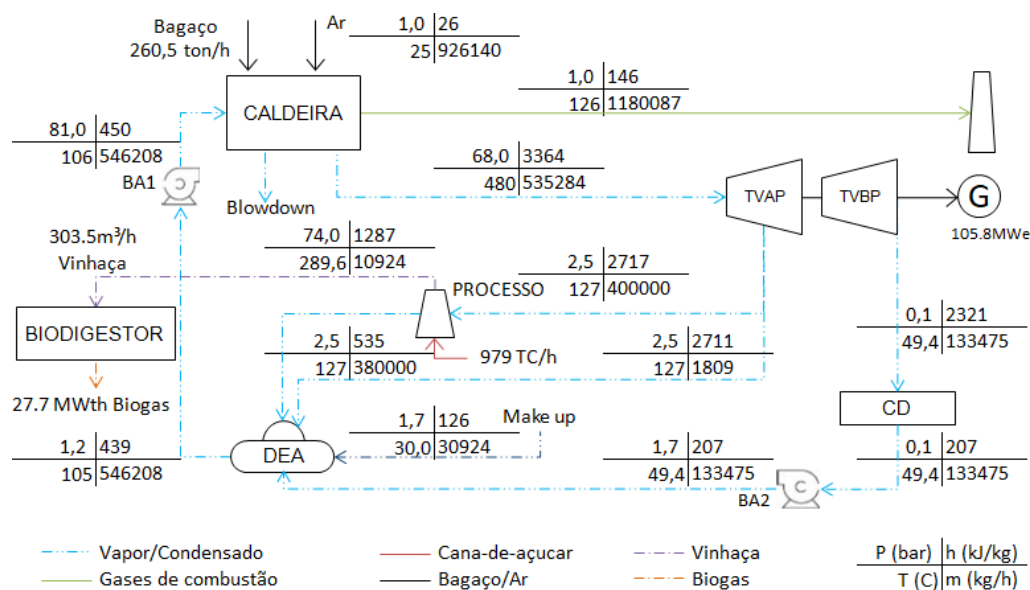


Figura 5-2. Diagrama de processo da planta de cogeração convencional (CP).

Para validar o modelo, utilizou-se os valores de entrada descritos na seção 4.1.1. Nota-se que, em uma caldeira, deve-se considerar perdas de pressão e temperatura ao longo das trocas de calor, que variam conforme a operação da caldeira e o estado físico dos trocadores de calor deste equipamento, sendo, portanto, difíceis de ser mensuradas. Desta forma, uma boa concordância é observada com a temperatura dos gases de combustão na saída da caldeira (126°C) em comparação com trabalhos semelhantes (125°C) [35], [47]. Com a geração de vapor ocorrendo a 68 bar e 480°C , pode-se afirmar que a caldeira pode produzir 535,3 ton/h de vapor, dos quais 400 ton/h, a 2,5 bar, são consumidos nos processos de açúcar e etanol. Este cenário também produziu $303,5\text{ m}^3/\text{h}$ de vinhaça, resultando em uma geração de $27,7\text{ MW}_t$ de biogás (considerando, por exemplo, uma produção de 310 litros de vinhaça/TC). Por fim, o valor da geração de eletricidade específica, por tonelada de cana-de-açúcar moída, obtido de $80\text{ kWh}_e/\text{TC}$, é coerente com as usinas convencionais de cogeração existentes (de 55 a $90\text{ kWh}_e/\text{TC}$), dependendo do consumo de vapor do processo [10],[40],[41].

5.2. Análise do sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira

5.2.1. Desempenho dos sistemas de cogeração

Os resultados relativos ao desempenho do sistema de cogeração de referência são apresentados na Tabela 5-2. Conforme mencionado (ver seção 3.3.2), os sistemas convencionais simulados consideram que toda a quantidade de bagaço, gerada a partir da cana-de-açúcar processada ($4,7 \times 10^6\text{ TC}$ por safra), é consumida durante a safra (200 dias). Para a análise comparativa, a energia térmica, produzida para atender os processos de açúcar e etanol (vapor de processo), é mantida em $400\text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$ para cada caso investigado (CP1 a CP5).

Tabela 5-2. Desempenho termodinâmico do sistema de cogeração de uma usina de cana convencional

Parâmetro	u.m	CP1	CP2	CP3	CP4	CP5
Perfil de vapor	bar/	22bar/	42bar/	68bar/	100bar	120bar
	°C	320°C	340°C	480°C	/530°C	/545°C
Consumo de bagaço	MW _t	487,0	487,0	487,0	487,0	487,0
Vazão total de vapor	ton/h	589,5	540,0	533,8	519,7	517,0
Potência elétrica gerada na TVCP	MW _e	35,7	62,9	66,7	75,7	77,4
Vazão de vapor na TVCD	ton/h	197,9	148,3	142,1	128	125,3
Potência elétrica gerada na TVCD	MW _e	38,8	39,4	39,1	38,2	37,9
Potência elétrica total gerada	MW _e	74,5	102,4	105,9	113,8	115,3
Eff. elétrica bruta	%	15,3	21,0	21,7	23,4	23,7
Eff. exergética	%	27,3	30,7	32,1	33,6	34,1
Consumo de eletricidade na planta	MW _e	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4
Potência liq. gerada	MW _e	47,1	74,9	78,5	86,4	87,9
Eff. elétrica líquida	%	9,7	15,4	16,1	17,7	18,1
Geração de eletricidade específica	kWh _e /TC	48,0	76,5	80,1	88,2	89,8

Nota-se que a potência elétrica líquida aumenta com os parâmetros de vapor vivo de 47,0 para 87,9 MW_e. Porém, como a demanda de vapor de processo é constante, a vazão mássica disponível para a turbina a vapor de condensação diminui (197,9 para 125,3 ton/h), assim como a produção de excedente de bagaço (456,7 para 329,9 ton/h). Como se sabe, quanto maior a pressão da caldeira, maior a temperatura do vapor superaquecido necessária para evitar o excesso de umidade na saída da turbina a vapor, forçando a redução do vapor produzido na caldeira.

Nota-se que esta análise considerou que a eficiência energética da caldeira é de 89% [47], [48]. Na prática, essas eficiências são menores, especialmente para os ciclos operando com caldeiras de 22 bar, por exemplo. Tais caldeiras operam com baixa eficiência térmica, em torno de 80%, com o objetivo de gerar vapor de processo [50]. Portanto, a tendência é que a eficiência

elétrica do sistema de cogeração a 22 bar seja ainda menor em relação aos demais.

Os valores para a geração de eletricidade específica obtidos são coerentes com as usinas convencionais existentes, que são capazes de gerar cerca de 80 kWh_e/TC de eletricidade excedente, dependendo do consumo de vapor de processo [10]. Ao comparar os resultados com a literatura, observa-se que as eficiências exergéticas de sistemas de cogeração sucroalcooleiros estão na faixa de 18,7% [53] e 21,0% [73], a depender dos parâmetros de vapor considerados no ciclo termodinâmico. Cavalcanti et al. [53], por exemplo, obtiveram uma eficiência exergética 18,7%, considerando uma caldeira com cerca de 89% de eficiência energética, gerando vapor a 479°C e 67 bar (similar ao caso CP3), com a geração de 2,1 toneladas de vapor por tonelada de bagaço, assumindo que cerca de 30% deste vapor é destinado ao processo do açúcar e etanol a 2,3 bar.

Considerando os dados de entrada do presente trabalho, a eficiência exergética do ciclo atinge cerca de 32%, para o caso CP3, por exemplo. No entanto, deve-se ratificar que, ao aplicar os dados de entrada de Cavalcanti et al. [53] no modelo aqui proposto, é possível obter uma eficiência de 18,3%, valor coerente com o estudo acima. As diferenças obtidas se devem ao uso de diversos parâmetros com valores superiores ao trabalho de Cavalcanti et al. [53], tais como a exergia química do bagaço e as eficiências isentrópicas das turbinas. Adicionalmente, no presente estudo, as eficiências isentrópicas foram mantidas em torno de 85%. Pellegrini [157] considerou que eficiências isentrópicas para turbinas de CP do setor sucroalcooleiro nestas faixa de pressão e temperatura estão em torno de 55 a 65% [157]. Nos estudos de Cavalcanti et al. [53], a eficiência isentrópica adotada nas turbinas de contrapressão está em torno de 50%. Já a exergia química do bagaço calculada no presente trabalho é de 7.655 kJ/kg, influenciada por sua composição e teor de umidade, ao invés de 9.560kJ/kg utilizado por Cavalcanti et al. [53].

Nas análises dos ciclos termodinâmicos estudados nesta tese é mostrado que a variação de tais parâmetros mencionados (eficiências isentrópicas e propriedades do bagaço, por exemplo) embora conservadores, não alteram significativamente a análise comparativa dos cenários propostos. No entanto, tais discrepâncias ajudam a mostrar a importância de se considerar parâmetros termodinâmicos corretos no dimensionamento do sistema de cogeração. As baixas eficiências, por exemplo, para caldeiras operando a 22 bar confirmam o desperdício, sob o ponto de vista energético e exergético, de se utilizar estas

caldeiras no setor sucroalcooleiro brasileiro. Embora haja um aumento na eficiência elétrica da planta, os custos e riscos de corrosão na caldeira podem aumentar com parâmetros de vapor vivo mais altos [133]. Esta é uma das razões pelas quais as modernas usinas de cana-de-açúcar ainda utilizam caldeiras de 68 bar e temperaturas de vapor superaquecido na faixa de 480°C a 520°C [9], [10], [47].

Além disso, uma das grandes irreversibilidades que ocorrem no sistema de cogeração convencional, com ciclo de condensação, está associado a dissipação de calor no condensador [53]. Ciclos regenerativos tendem a contribuir para o ganho de eficiência energética e exergética, tanto por reduzir as diferenças de temperaturas nas trocas de calor dentro da caldeira, quanto por reduzir a vazão de vapor para o a turbina de condensação e, portanto, a rejeição de calor do ciclo.

Nota-se que, quando se eleva a quantidade de vapor de processo, a vazão de vapor destinada aos ciclos de vapor de condensação e contrapressão se alteram, resultando na redução da eficiência elétrica do sistema de cogeração convencional. Para ilustrar esta análise, o desempenho energético do caso CP3 (perfil de vapor vivo a 68 bar e 480°C), em função do consumo de vapor de processo, é mostrado na Figura 5-3.

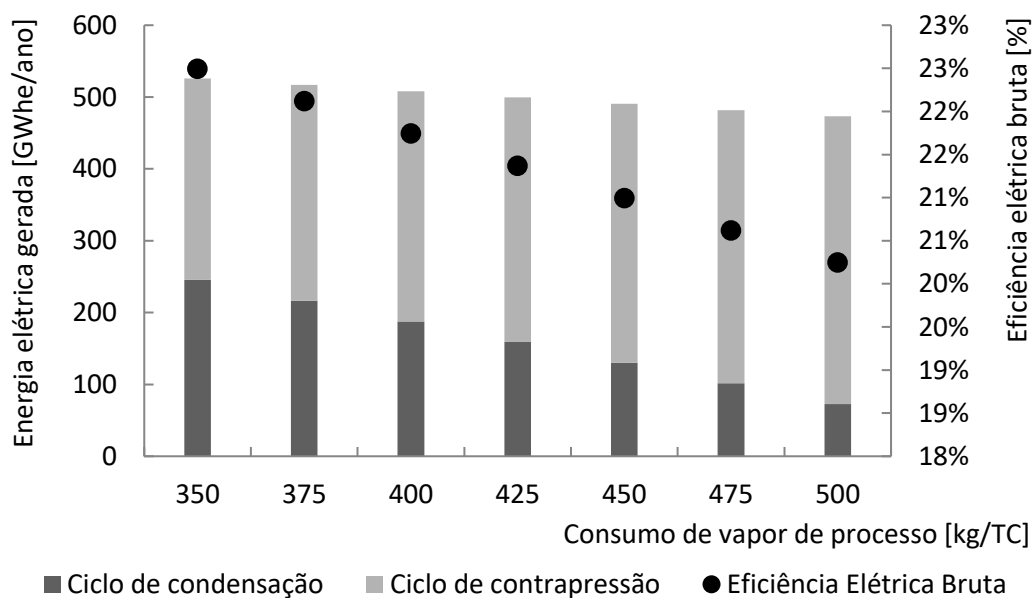


Figura 5-3. Comparação entre os ciclos de contrapressão e condensação convencional

Os resultados mostram que há um aumento da eletricidade bruta gerada pela turbina de contrapressão com o aumento do consumo de vapor de processo durante a safra. No entanto, ao verificar o desempenho geral da planta, a geração total de eletricidade (de 530 para 280 GWh_e/ano) bem como a eficiência elétrica da planta (22,7 para 20,75%) diminuíram com a demanda de vapor de processo. Por outro lado, para uma demanda de energia térmica para os processos de açúcar e etanol constante, a maior eficiência elétrica pode ser obtida para sistemas de cogeração convencionais que operam com altos parâmetros de vapor.

5.2.2. Geração de bagaço excedente

Como o consumo de energia térmica se eleva em função da moagem da cana-de-açúcar, o consumo de bagaço nas caldeiras deve aumentar para atender a demanda de vapor de processo. Atualmente, o excedente de bagaço das usinas brasileiras é consumido nas caldeiras existentes na planta, ou até mesmo vendidos, a depender das condições de mercado. Ao ser consumido na planta, é provável que a usina opere com os ciclos de contrapressão e condensação existentes. A forma que se pretende usar esses recursos é importante. Conforme mencionado acima, a quantidade de vapor enviada para o ciclo de vapor de contrapressão segue uma proporção ao consumo de vapor de processo ($\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$), independentemente dos parâmetros de operação do vapor vivo.

Conforme mostrado na Tabela 5-3 a seguir, o bagaço excedente produzido na safra variou entre 330 e 457 kton, de acordo com o perfil de vapor (CP5 a CP1, respectivamente). Ao distribuir o consumo deste bagaço ao longo do ano (330 dias), tais valores representam uma potência térmica disponível de 74 a 102,4 MW_t (ou consumo horário de bagaço de 39,6 a 54,8 ton/h, para o PCI de 6730 kJ/kg), considerando 5% das perdas térmicas devido à sua degradação durante a entressafra. Em outras palavras, o excedente de bagaço pode ter uma variação de 38% em relação a sua geração quando a planta opera com o perfil de vapor entre 22bar/320°C e 120bar/545°C.

Tabela 5-3. Geração de bagaço excedente na safra

Parâmetro	u.m	CP1	CP2	CP3	CP4	CP5
Perfil de vapor	bar/ °C	22bar/ 320°C	42bar/ 340°C	68bar/ 480°C	100bar/ 530°C	120bar/ 545°C
Moagem de cana	MM TC/ safra	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7
Quantidade total de bagaço produzido	kton/ safra	1.316	1.316	1.316	1.316	1.316
Reserva de técnica de bagaço	kton/ safra	65,8	65,8	65,8	65,8	65,8
Quantidade de bagaço líquida	kton/ safra	1.250,2	1.250,2	1.250,2	1.250,2	1.250,2
Excedente de bagaço	kton/ safra	456,7	373,8	362,3	335,2	329,9
Percentual de excedente de bagaço em relação ao total	%	37%	30%	29%	27%	26%

Nota-se que estes resultados foram calculados considerando a demanda de vapor de processo de $400\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$, um valor médio que varia de acordo com os processos industriais da planta. Para demandas de vapor de processo superiores a este valor, a tendência é de queda na disponibilidade de bagaço excedente na safra. A quantidade de excedente de bagaço (em kton/safra) na usina, de acordo com os parâmetros de vapor vivo e consumo de vapor nos processos de açúcar e etanol, para os casos CP1 a CP5, é mostrada na Figura 5-4.

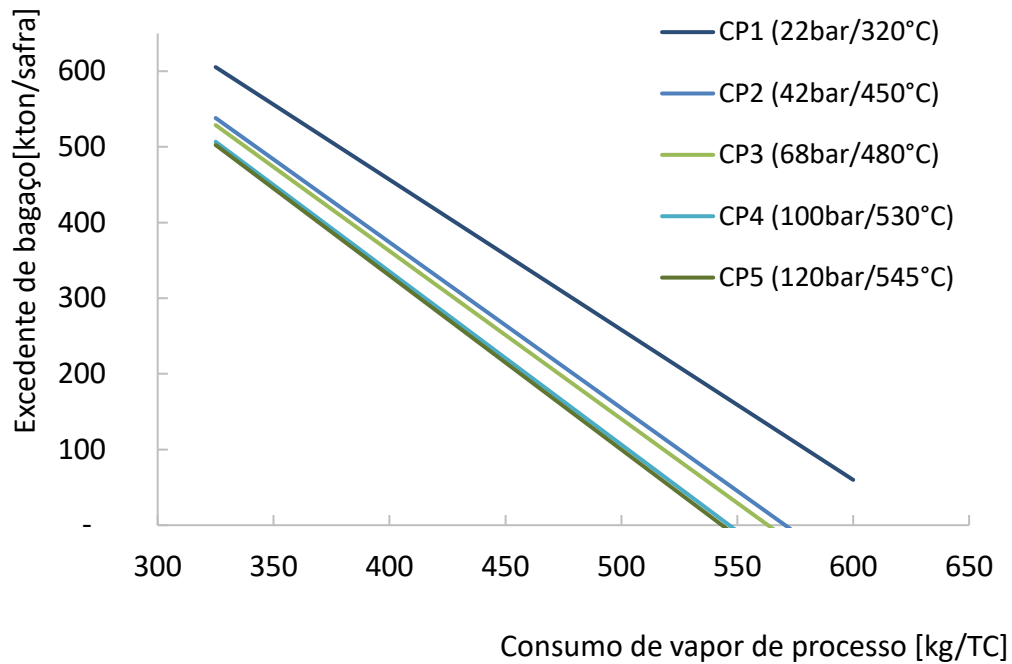


Figura 5-4. Excedente de bagaço em função do consumo de vapor de processo

Assim, pode-se observar que a disponibilidade de excedente de bagaço diminui com o consumo de vapor de processo (ver Figura 5-4), independentemente dos parâmetros de vapor vivo da usina. Com a modernização dos processos industriais, acompanhada de possíveis reduções no consumo de vapor, seria esperado um aumento de sobras de bagaço durante a safra da cana-de-açúcar. Para valores abaixo de $540 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$ sempre sobra bagaço, independentemente dos parâmetros de vapor vivo (CP1 a CP5).

5.2.3. Geração de biogás da vinhaça

Nesta seção, a quantidade de biogás é calculada em função da vinhaça processada, considerando o consumo de combustível, em MW_t , necessário para alimentar os cenários híbridos estudados. A Figura 5-5 apresenta a geração de biogás a partir da biodigestão anaeróbica da vinhaça, considerando que o biogás é produzido somente durante a safra, período que é produzida.

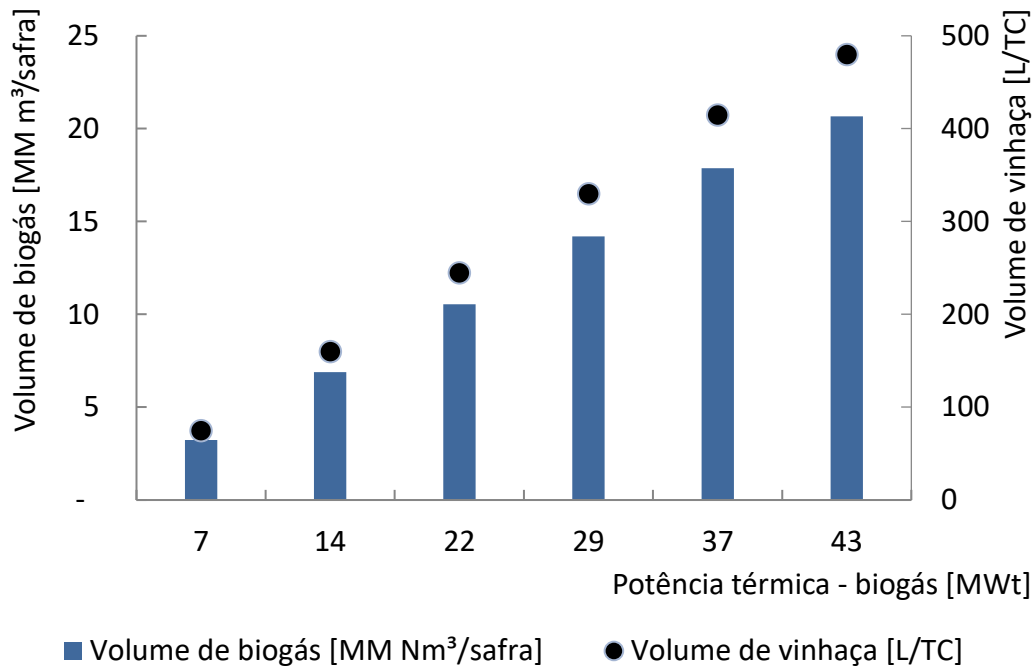


Figura 5-5. Produção de biogás em função do volume de vinhaça

Nota-se que a produção de vinhaça também depende de três processos inter-relacionados: a quantidade de cana moída, o volume total de açúcar e etanol produzidos ao longo da safra. Os resultados mostram que a quantidade de vinhaça, requerida para atender a produção de biogás nos ciclos combinados híbridos investigados, é de 480 L/TC, ao considerar o maior consumo de combustível entre as turbinas a gás avaliadas neste trabalho (25,68MW_t, turbina a gás SGT-300). Observa-se que esta faixa está dentro dos volumes produzidos em usinas de açúcar e etanol existentes (156 a 910 L/TC [59], [60]).

Conforme mostrado na revisão da literatura, uma usina convencional sucroalcooleira normalmente compartilha o uso da cana-de-açúcar para a produção de açúcar e etanol. Em um cenário típico, em que 60% da cana é destinada à produção de etanol, podem ser gerados cerca de 546 litros de vinhaça por tonelada de cana processada. Assim, este volume é 13,0% superior ao necessário para produzir biogás nas condições de consumo máximo de biogás adotadas no presente trabalho. Portanto, é possível concluir preliminarmente, sob o ponto de vista técnico, que o volume produzido de vinhaça durante a safra da cana não será empecilho para implementação dos ciclos combinados híbridos estudados nessa tese.

5.2.4. Conclusão parcial

A análise dos sistemas de cogeração convencionais de usinas de cana-de-açúcar mostrou um dos desafios enfrentados pelo setor sucroalcooleiro para elevar a capacidade de geração de eletricidade dessas usinas. As questões abordadas mostram que a tendência de se elevar o perfil de vapor da planta, sem desacoplar os ciclos de contrapressão e condensação, pode não surtir em grandes ganhos na geração total de eletricidade.

Pode-se afirmar que os processos da usina que consomem grandes quantidades de vapor saturado funcionam como o “condensador” da planta, isto é, atuam como o sistema que rejeita calor do ciclo Rankine. Como a temperatura da fonte fria é 127°C a 2,5 bar, o ciclo de contrapressão se mostra ineficiente comparado ao ciclo de condensação (rejeição de calor a 46°C/0,1bar), já que que a eficiência de um ciclo termodinâmico aumenta com a redução da temperatura absoluta média de rejeição do calor (generalização da eficiência do Ciclo de Carnot). Assim, como esta rejeição de calor é constante (admitindo que a energia térmica fornecida para a produção do açúcar e etanol se mantém estável durante a safra), a única maneira de elevar a eficiência elétrica seria aumentar o consumo de bagaço para produzir o vapor de processo. Esta solução, no entanto, é inviável, visto que o bagaço disponível é limitado pela quantidade de cana processada, ou seja, aumentar o consumo de bagaço para o ciclo de contrapressão reduz automaticamente a quantidade disponível para o ciclo de condensação.

De fato, pode haver um aumento da eletricidade bruta gerada pela turbina de contrapressão, atendendo o consumo de vapor de processo durante a safra. No entanto, o aumento da eficiência elétrica global será visto que a quantidade de vapor para gerar eletricidade no ciclo de condensação é menor, já que a maior parte do vapor produzido na usina é enviado para o ciclo de contrapressão.

Sob o ponto de vista econômico, uma breve análise qualitativa é capaz de mostrar que o ganho dificilmente terá impacto positivo na taxa de retorno. Ao investir na produção de vapor em ciclos de contrapressão, com maiores temperaturas e pressões, o custo das caldeiras e turbinas a vapor tendem aumentar. O ganho de eficiência global neste caso é pequeno, caindo drasticamente acima de 66 bar de pressão.

Resultados apresentados na Tabela 5-2 também mostram que o maior ganho de eficiência, energética e exergética, ocorrem na passagem da geração de CP1 para CP2 (aumento de eficiência elétrica de 56%), reduzindo o

percentual dessa variação nas passagens de 42 até 130 bar (entre CP4 e CP5, o aumento é inferior a 1%). Sob este ponto de vista, considerando o ganho com a exportação de eletricidade como a principal receita, o baixo aumento de eficiência tende a não compensar o investimento para elevar o perfil de vapor destes sistemas de cogeração convencionais.

Na prática, a situação descrita acima é agravada pelo fato de muitas usinas brasileiras utilizarem as mesmas caldeiras para gerar vapor tanto para o ciclo de contrapressão como de condensação, contribuindo ainda mais para uma baixa eficiência elétrica da planta.

Em outras palavras, as plantas utilizam com frequência a mesma turbina a vapor de condensação, com extração a 2,5 bar para o processo, que só opera na vazão nominal quando não há moagem e demanda de vapor de processo. Neste caso, a turbina de condensação opera fora das suas condições de projeto, resultando na queda da sua eficiência isentrópica. Mesmo quando não há moagem e a turbina de condensação opere cheia, não haveria bagaço suficiente para operar a caldeira na sua vazão nominal. Neste caso, a queda de eficiência seria na caldeira.

Em resumo, a eficiência global e a viabilidade econômica das usinas convencionais também dependem do tempo de operação efetivo da usina, pois em períodos que não há moagem da cana o sistema de cogeração precisa condensar todo o vapor produzido nas caldeiras. Com os ciclos de contrapressão e condensação integrados, não é possível operar as turbinas e caldeiras na capacidade nominal concomitantemente. Uma das soluções possíveis para reduzir estas ineficiências é a aquisição de uma turbina a vapor de condensação dedicada para o uso do excedente de bagaço.

Neste caso, pode-se operá-la ainda com o perfil de vapor das caldeiras existentes ou utilizar este mesmo bagaço em um sistema de maior eficiência exclusivo para a geração de eletricidade, como os ciclos combinados híbridos mostrados a seguir.

5.3. Análise dos cenários híbridos – Bagaço e Biogás

5.3.1. Análise técnica

Nesta seção, os modos de operação dos ciclos combinados híbridos, alimentados com bagaço e biogás (BG/BIO), são apresentados. Para facilitar a

comparação entre cada cenário, os resultados associados ao desempenho energético e exergético são apresentados lado a lado na seção seguinte.

5.3.1.1. Modo de operação

Os sistemas híbridos propostos operam de forma independente do sistema de cogeração da usina, ou seja, todo o bagaço que sobrar durante a safra é consumida apenas pela CCH. Para a análise a seguir, a quantidade de bagaço a ser queimada na caldeira é a mesma para todos os cenários, permitindo a comparação entre eles, sob as mesmas condições prescritas no Capítulo 4.

A quantidade de excedente de bagaço, escolhida para ilustrar análise, é aquela produzida pela usina convencional para o caso CP3 de 362.3 kton por safra. Este valor, dividido pelo número de horas de operação durante o ano (7920 h/ano, parando apenas para manutenção para cerca de 720 h/ano), resulta em um consumo horário de 43,5 ton/h (já considerando cerca de 5% para perdas térmicas devido a sua degradação e exposição ao ambiente durante o período de entressafra[148]).

De modo geral, todos os ciclos propostos possuem um sistema de reaquecimento externo e regeneração de calor por meio de extrações de vapor da turbina a vapor, de modo a reduzir a quantidade de vapor para a condensação, diminuindo assim o calor rejeitado na planta. O ciclo combinado híbrido 1 (CCH1-BG/BIO) considera um sistema com superaquecimento externo, reaquecimento de vapor a alta pressão e preaquecimento da água de alimentação utilizando gás de exaustão do ciclo *topping*.

O diagrama de processos do CCH1-BG/BIO é mostrado na Figura 5-6.

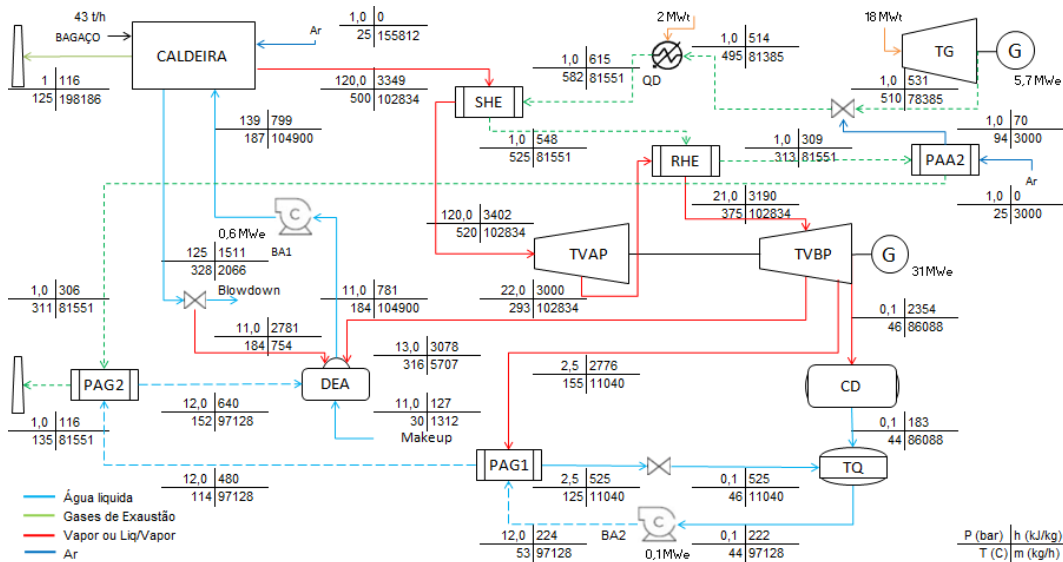


Figura 5-6. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 1 (CCH1-BG/BIO)

Neste cenário (CCH1-BG/BIO), em relação ao ciclo *bottoming*, o vapor produzido na caldeira é superaquecido externamente, até 520°C, antes de ingressar na turbina a vapor de alta pressão (TVAP), até a exaustão a 22 bar. Em seguida, é reaquecido em um reaquecedor externo (RHE), recuperando energia térmica dos gases de exaustão da turbina a gás. Após o reaquecimento, o vapor é enviado para a turbina a vapor de baixa pressão (TVBP), gerando eletricidade.

Com relação ao ciclo *topping*, uma turbina a gás alimentada com biogás proveniente da biodigestão da vinhaça é utilizada para produzir eletricidade e fornecer energia térmica para o ciclo *bottoming* Rankine. Para elevar a potência térmica dos gases de exaustão da turbina a gás, uma queima suplementar de biogás é feita, elevando a temperatura dos gases acima da temperatura do vapor superaquecido. Após participar da troca de calor no superaquecedor externo, os gases de exaustão seguem para o reaquecedor de vapor. Além disso, o mesmo gás de exaustão é utilizado para pré-aquecer o ar de combustão (aquele que participa da queima suplementar no queimador de duto), antes de fornecer calor para a água de alimentação da caldeira no pré aquecedor de água de alimentação 2 (PAG2). Após o fornecimento de toda a energia térmica possível ao ciclo *bottoming*, os gases são liberados na chaminé. Resultados desta simulação apontam para a produção de cerca de 31,0 MW_e na turbina a vapor e 5,7 MW_e na turbina a gás (total de 36,9 MW_e de potência elétrica gerada), para um consumo de 101,6 MW_t, resultando na eficiência elétrica de 36,2%.

O ciclo combinado híbrido 2 (CCH2-BG/BIO) considera um sistema com pré-aquecimento do ar de combustão do ciclo *bottoming*, superaquecimento

externo, reaquecimento de vapor a alta pressão e preaquecimento da água de alimentação utilizando gás de exaustão do ciclo *topping*. O diagrama de processos do CCH2-BG/BIO é mostrado na Figura 5-7.

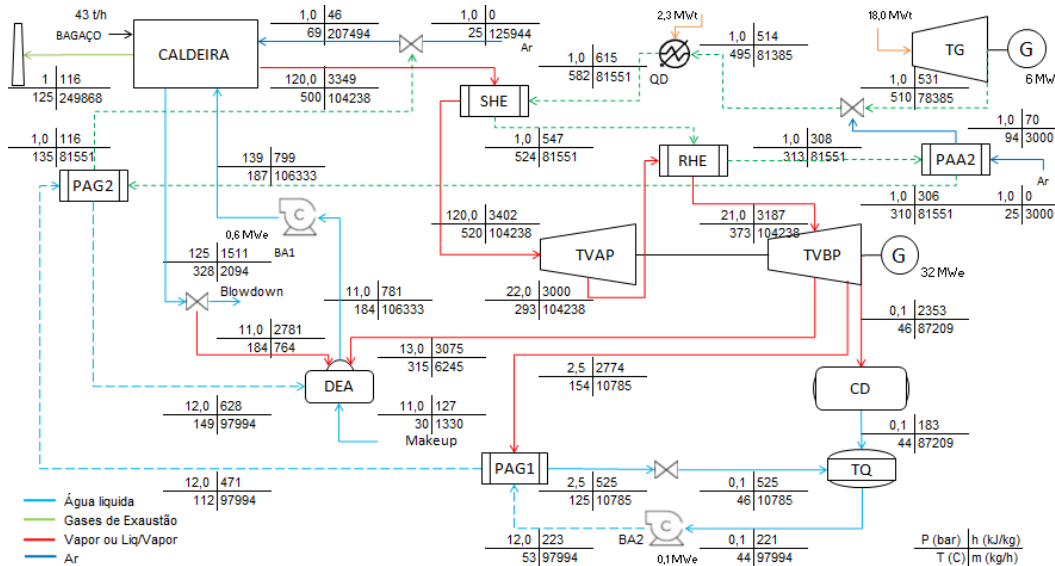


Figura 5-7. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 2 (CCH2-BG/BIO)

Conforme mostrado na Figura 5-7, o ciclo combinado híbrido 2 (CCH2-BG/BIO) considera o mesmo modo de operação e equipamentos do ciclo *bottoming* e *topping* utilizados no CCH1-BG/BIO. A grande diferença se encontra na disposição final dos gases de exaustão do ciclo *topping*. No CCH2-BG/BIO, após o fornecimento de toda a energia térmica possível ao ciclo *bottoming*, os gases são injetados na caldeira de bagaço. Desta forma, ar de combustão da caldeira é pré-aquecido até 70°C, elevando a eficiência global do ciclo. Resultados desta simulação apontam para a produção de cerca de 31,6 MW_e na turbina a vapor e 5,7 MW_e na turbina a gás (total de 37,3 MW_e de potência elétrica gerada), para um consumo de 101,6 MW_t, resultando na eficiência elétrica líquida, levemente superior ao CCH1-BG/BIO, de 36,7%.

O ciclo combinado híbrido 3 (CCH3-BG/BIO) considera um sistema em paralelo com reaquecimento de vapor a alta pressão e preaquecimento da água de alimentação utilizando gás de exaustão do ciclo *topping*. O diagrama de processos do CCH3-BG/BIO é mostrado na Figura 5-8.

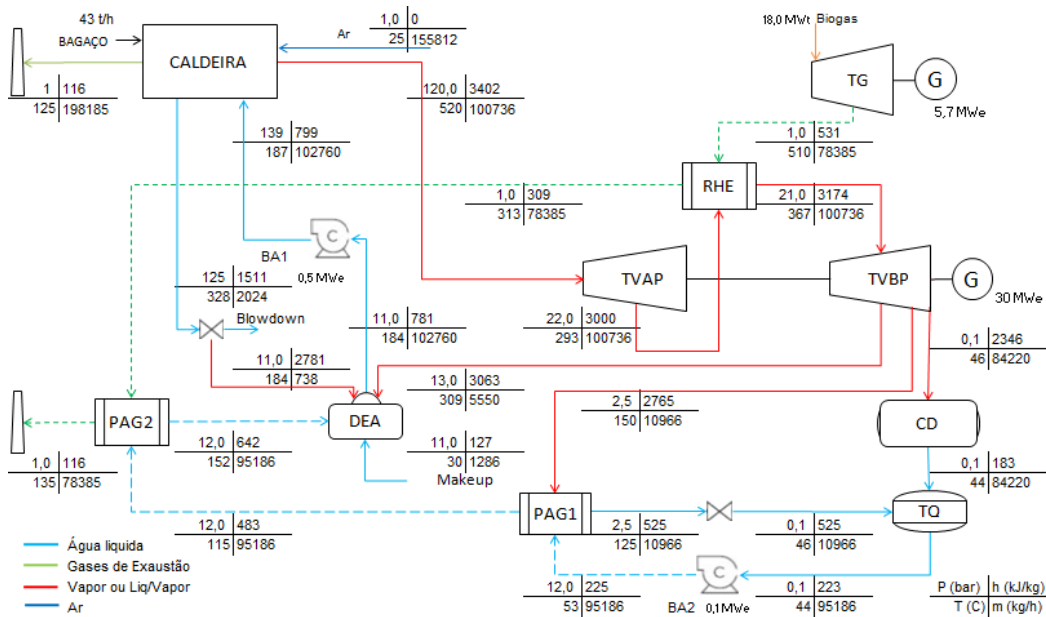


Figura 5-8. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 3 (CCH3-BG/BIO)

O vapor produzido na caldeira de bagaço destina-se diretamente à turbina a vapor de alta pressão (TVAP), onde gera energia elétrica até 22 bar. Em seguida, este vapor segue para o reaquecedor externo (RHE), recuperando energia térmica dos gases de exaustão da turbina a gás. Após o reaquecimento, o vapor é enviado para a turbina a vapor de baixa pressão (TVBP), gerando eletricidade. Os gases de exaustão da turbina a gás, após o reaquecimento do vapor na temperatura desejada, também são utilizados para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira no aquecedor de água de alimentação 2 (PAG2), antes de ser liberada para a chaminé. Com esta configuração, o sistema consome 99,2 MW_t para produzir cerca de 30,4 MW_e na turbina a vapor e 5,7 MW_e na turbina a gás, resultando em 36,1 MW_e de potência gerada (eficiência elétrica líquida de 36,4%).

O ciclo combinado híbrido 4 (CCH4-BG/BIO) considera um sistema em paralelo com reaquecimento de vapor a alta pressão (RHE) e preaquecimento da água de alimentação (PAG2) utilizando gás de exaustão do ciclo *topping*. Após o fornecimento de energia térmica nestes trocadores de calor, os gases de exaustão do ciclo *topping* são utilizados para pré-aquecer o ar de combustão do ciclo *bottoming*. O diagrama de processos do CCH4-BG/BIO é mostrado na Figura 5-9.

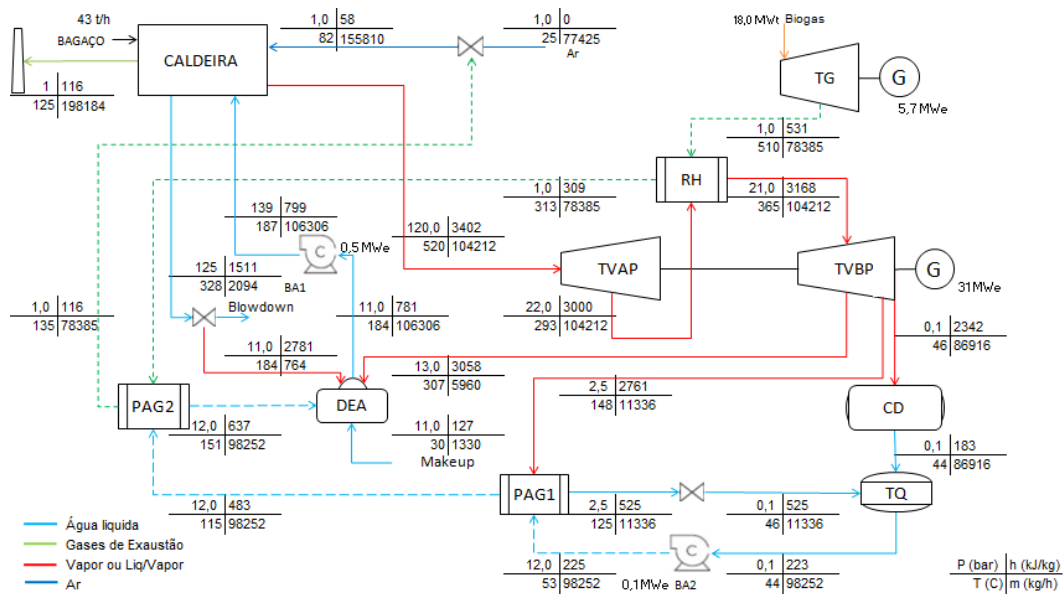


Figura 5-9. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 4 (CCH4-BG/BIO)

Conforme mostrado na Figura 5-9, o ciclo combinado híbrido 4 considera o mesmo modo de operação e equipamentos utilizados no ciclo *bottoming* e *topping* do CCH3-BG/BIO. Resultados desta simulação apontam para a produção total de 37,0 MW_e de potência gerada), para um consumo de 99,2 MW_t. Novamente, a principal diferença se encontra na disposição final dos gases de exaustão do ciclo *topping*. No CCH4-BG/BIO, após o fornecimento de toda a energia térmica possível ao ciclo *bottoming*, os gases são injetados na caldeira de bagaço. Desta forma, ar de combustão da caldeira é pré-aquecido até 82°C, elevando a eficiência global do ciclo de 36,4% para 37,3%.

O ciclo combinado híbrido 5 (CCH5-BG/BIO) aqui avaliado considerou um sistema com pré-aquecimento do ar de combustão do ciclo *bottoming*, reaquecimento de vapor a alta pressão e preaquecimento da água de alimentação utilizando gás de exaustão do ciclo *topping* sem turbina a gás. O diagrama de processos do CCH5-BG/BIO é mostrado na Figura 5-10.

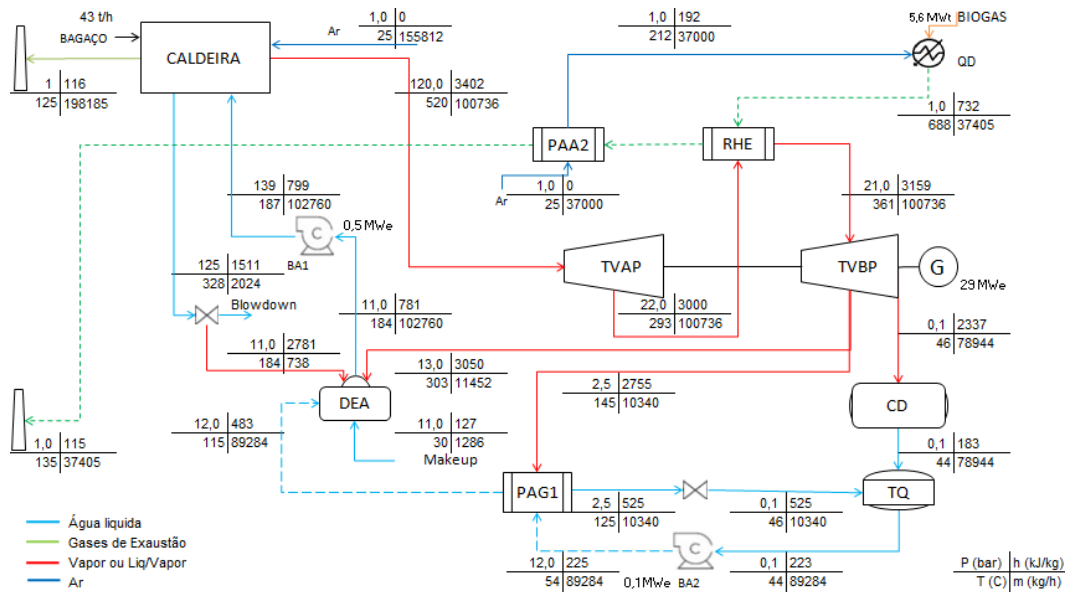


Figura 5-10. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 5 (CCH5-BG/BIO)

Diferentemente dos cenários anteriores, o ciclo combinado híbrido 5 não utiliza turbina a gás no ciclo *topping*. Neste caso, o biogás é queimado somente em um queimador de duto, reduzindo drasticamente o gás share do sistema. Por outro lado, a eletricidade é produzida somente no ciclo *bottoming*. No ciclo *bottoming*, o gás de exaustão do queimador é responsável apenas para reaquecer o vapor na temperatura desejada e para pré-aquecer o ar de combustão do queimador de duto. Neste sistema mais simples que os demais, a planta é capaz de produzir 29,2 MW_e na turbina a vapor, consumindo 87 MW_t, resultando, portanto, em uma eficiência elétrica líquida de 33,6%.

Por último, voltando a atenção ao cenário 6, trata-se de um sistema com reaquecimento de vapor a alta pressão e preaquecimento da água de alimentação utilizando energia térmica do ciclo *bottoming*. Este cenário foi desenvolvido com o objetivo de permitir a usina operar fora das condições de projeto (OFF-DES), em casos que haja a interrupção da operação da turbina a gás ou do fornecimento de combustível para o ciclo *topping*. Na operação *off-design*, a quantidade de vapor deve ser suficiente para atender as condições de projeto na entrada da turbina a vapor de baixa pressão. Desta forma, variações, de 20% a 30% da carga de vapor vivo, na turbina a vapor de alta pressão, podem ocorrer. Para estes casos, considera-se uma redução na eficiência isentrópica da turbina a vapor à medida que a vazão de vapor diminui na entrada da turbina a vapor. Para o presente trabalho, a eficiência reduz de 85% para até 65%, um valor obtido diretamente com profissionais de uma fábrica de turbinas a vapor no

estado de São Paulo. O diagrama de processos do sistema OFF-DES-BG/BIO é mostrado na Figura 5-11.

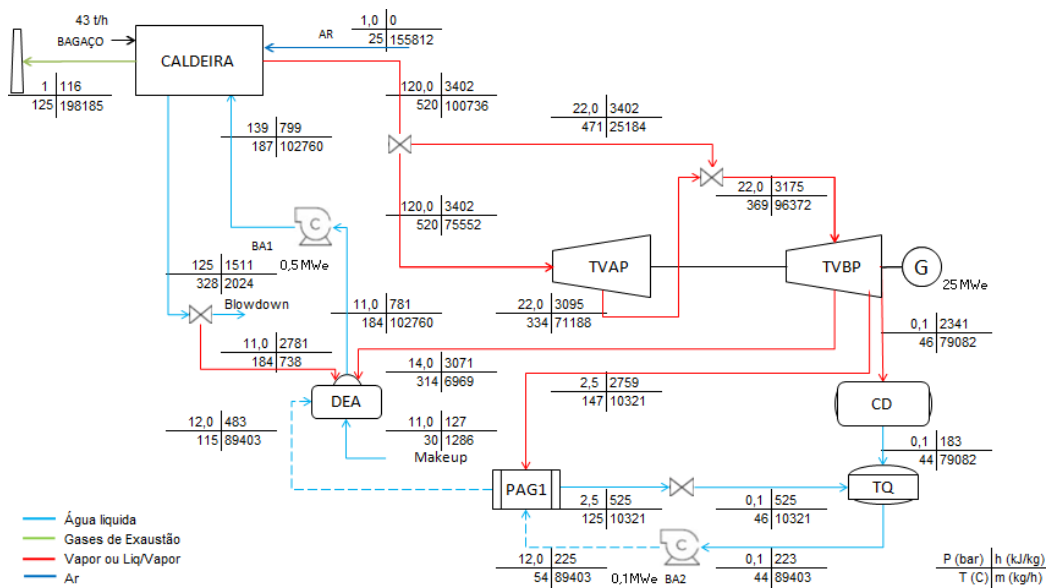


Figura 5-11. Modo de operação do sistema OFF-DES-BG/BIO

Como resultado, este sistema é capaz de produzir $36,3\text{MW}_e$ somente consumindo bagaço excedente ($81,2\text{MW}_i$), resultando em uma eficiência elétrica líquida de 30,4%. Este cenário se torna ainda mais importante na medida em que pode ser integrado ao CCH3-BG/BIO durante o período de entressafra da cana, onde cessa a produção de vinhaça e, conseqüentemente, de biogás. O modo de funcionamento aqui proposto permite ainda que a caldeira e a turbina a gás funcionem a plena carga sem qualquer modificação em relação ao projeto do CCH3-BG/BIO, evitando assim a redução dos respectivos rendimentos inerentes ao funcionamento a meia carga. Desta forma, esta configuração permite manter a usina híbrida operando durante eventuais paradas do TG e do biodigestor, com eficiências ainda superiores aos ciclos de vapor adotados nas usinas convencionais.

5.3.1.2. Desempenho dos sistemas híbridos

Na Tabela 5-4, a eficiência energética, assim como a eficiência do ciclo *bottoming* e do ciclo *topping*, de cada sistema híbrido apresentado na seção anterior, é mostrada. Para o mesmo consumo de bagaço de cana e turbina a gás, é possível comparar o desempenho energético dos ciclos, indicando o mais eficiente dentro das premissas estabelecidas.

Tabela 5-4. Desempenho energético dos cenários híbridos avaliados para Usinas BG/BIO

Parâmetro	u.m	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO	OFF- DES
Consumo - BG	MW _t	81,2	81,2	81,2	81,2	81,2	81,2
Consumo - BIO	MW _t	20,3	20,3	18,0	18,0	5,6	0,0
Consumo - Total	MW _t	101,6	101,6	99,2	99,2	86,9	81,2
Gas share	%	20,0	20,0	18,1	18,1	6,5	0,0
Pot.TV	MW _m	32,9	33,3	32,0	33,0	30,8	26,0
Pot.TG	MW _m	5,7	5,7	5,7	5,7	0,0	-
Pot. BA	MW _m	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Pot. Total	MW _m	38,0	38,3	37,1	38,1	30,2	25,4
Pot. elétrica	MW _e	36,3	36,7	35,5	36,4	28,6	24,1
Eff. energética	%	37,4	37,8	37,4	38,4	34,7	31,3
Eff. elétrica bruta	%	35,8	36,1	35,8	36,7	33,0	29,7
Eff. ciclo <i>bottoming</i>	%	34,3	34,7	34,2	35,3	35,4	32,0
Eff. ciclo <i>topping</i>	%	52,7	52,9	54,9	55,7	35,4	-

O ciclo *bottoming* apontou eficiências entre 34,2% e 35,4%, dentro das faixas obtidas para ciclos de vapor, alimentados por biomassa, de alta eficiência (acima de 30%) [163]. Os sistemas mais eficientes são os ciclos combinados híbridos 2 e 4, que apresentam em comum o uso dos gases de exaustão do ciclo *topping* para o pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira, reduzindo assim o calor rejeitado na planta. O ciclo *topping* com turbina a gás, de modo geral, apresentou eficiências altas, acima de 50%, contribuindo para elevar a eficiência energética do sistema (de 34,7 a 38,4%).

Sob o ponto de vista exergético, as eficiências dos principais componentes presentes nos sistemas avaliados ajudam a explicar os resultados acima. Os balanços exergéticos foram realizados para cada componente do sistema, usando as definições de exergia do combustível e produto, mostradas no Capítulo 4, revelando os equipamentos com maiores e menores eficiências exergéticas. A Tabela 5-5 apresenta as eficiências de todos os componentes avaliados.

Tabela 5-5. Eficiência exergetica dos componentes integrados no CCH para usinas BG/BIO

Item	CCH1-BG/BIO	CCH2-BG/BIO	CCH3-BG/BIO	CCH4-BG/BIO	CCH5-BG/BIO	OFF-DES-BG/BIO
Turbina a gás	44,0%	44,0%	44,0%	44,0%	-	-
Queimador de duto	61,6%	61,6%	-	-	61,8%	-
Caldeira	42,3%	43,2%	42,5%	43,9%	42,5%	42,5%
Reaquecedor externo	83,9%	83,8%	83,5%	83,1%	76,2%	0,0%
Superaquecedor externo	96,9%	97,0%	-	-	-	0,0%
Pré-aquecedor de ar 3	25,8%	25,8%	-	-	62,9%	0,0%
Condensador	37,3%	37,3%	37,3%	37,3%	37,3%	37,2%
Bomba de alimentação 1	87,0%	87,0%	87,0%	87,0%	87,0%	87,0%
Bomba de alimentação 2	81,7%	81,7%	81,7%	81,7%	81,7%	81,7%
Desaerador	96,4%	96,1%	96,6%	96,4%	90,3%	90,0%
Pré-aquecedor de água 2	67,4%	66,3%	67,5%	67,2%	-	-
Pré-aquecedor de água 1	63,5%	62,4%	63,9%	64,0%	64,0%	63,9%
Turbina a vapor de alta pressão	91,3%	91,3%	91,3%	91,3%	91,3%	78,0%
Turbina a vapor de baixa pressão	88,7%	88,7%	88,6%	88,6%	88,6%	87,3%
Gerador elétrico	95,0%	95,0%	95,0%	95,0%	95,0%	95,0%

Como esperado, a caldeira e turbina a gás apresentam as menores eficiências entre os componentes presentes no ciclo (eficiências exergeticas inferiores a 44% para ambos os equipamentos em todos os cenários). A justificativa é amplamente discutida na literatura, pois estes equipamentos são os responsáveis por converter a exergia química dos respectivos combustíveis (bagaço e biogás) na energia térmica dos produtos de exaustão [73]. No caso da caldeira, por consumir mais de 80% da energia química oriundo dos combustíveis consumidos, é a responsável pela maior parte (de 73% a 80% para todos os cenários) da destruição de exergia nos sistemas. Esta grande

participação na geração de irreversibilidade nos sistemas é esperada nos sistemas de cogeração de usinas alimentadas por bagaço de cana [9].

Um importante componente do ciclo *bottoming* é o condensador, que apesar de rejeitar grandes quantidades de energia térmica, a baixa temperatura (0,1 bar/45°C) do vapor tem baixo potencial para a produção de trabalho [53], [183], justificando sua baixa eficiência exergética e mostrando, principalmente, a importância de se utilizar ciclos regenerativos, que reduziram a rejeição de calor neste equipamento.

Os geradores elétricos, assim como as turbinas a vapor, têm as maiores eficiências exergéticas. As turbinas a vapor de contrapressão e condensação, por exemplo, apresentam eficiências exergéticas entre 85% e 91%, assim como os geradores (95%), valores coerentes com os resultados obtidos por Carneiro [19] e Cavalcanti [183]. Para o cenário OFF-DES (sistema *off-design*), nota-se que a eficiência cai devido a vazão de vapor ser reduzida durante a entressafra, justificando seu valor inferior aos demais. Tais resultados, portanto, seguem as altas eficiências isentrópicas das turbinas utilizadas no presente trabalho e pelos autores acima, indicando que turbinas a vapor mais eficientes, além de elevar a geração de energia elétrica, também aumentará a eficiência exergética global. A eficiência exergética dos demais componentes, tais como a da bomba para água de alimentação da caldeira (BA1) e da bomba para pré-aquecer o condensado (BA2), está entre 80-87%, assim com a eficiência exergética do desaerador, em torno de 90%, seguem na mesma ordem de magnitude de outros trabalhos [53], [183].

Nota-se que os trocadores de calor responsáveis pela interação entre os ciclos *bottoming* e *topping* também operam com eficiências exergéticas coerentes com as obtidas em estudos semelhantes [53], [127]. É importante destacar a importância das diferenças entre temperaturas dos fluidos que atuam nestes trocadores. Para os cenários que possuem superaquecimento externo, a troca de calor com a diferença de temperaturas média menores contribuem para as altas eficiências obtidas. Por outro lado, as eficiências exergéticas dos pré-aquecedores de ar são baixas em relação aos demais trocadores de calor do CCH. Por apresentar um coeficiente global de transferência de calor relativamente baixo, uma maior diferença de temperatura, entre os gases de exaustão e o ar de combustão, é necessária para evitar um aumento excessivo de área das superfícies dos tubos, reduzindo assim a eficiência exergética destes trocadores de calor.

A eficiência exergetica dos sistemas híbridos calculada é de 29,0% a 33,3%. A eficiência exergetica do ciclo com reaquecimento para a entressafra (OFF-DES) é inferior, de 26,7%. Essas informações, sob o ponto de vista da 2ª Lei da termodinâmica, são de grande importância para aumentar a eficiência dos sistemas híbridos, pois fornecem insights, tais como conceitos relacionados à geração de entropia, que fogem de uma abordagem puramente de 1ª Lei [127]. O desempenho exergetico geral de cada sistema, incluindo as irreversibilidades internas e externas, é mostrado na Tabela 5-6.

Tabela 5-6. Desempenho exergetico geral dos CCH avaliados para usinas BG/BIO

Parâmetro	u.m	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO	OFF- DES-
Consumo total	MW _t	112,84	114,19	110,50	111,30	98,14	92,50
Potência gerada	MW _e	36,34	36,69	35,52	36,44	28,65	24,15
Irr. interna	MW	67,8	68,2	66,4	67,0	61,2	59,0
Irr. externa	MW	8,7	9,3	8,6	7,9	7,8	7,8
Irr. total	MW	76,5	77,5	75,0	74,9	69,0	66,8
Eff. Exergetica	%	32,2	32,1	32,1	32,7	29,2	26,1

Conforme mostrado na Tabela 5-6 acima, as irreversibilidades totais do sistema resultam das somas das irreversibilidades internas e externas. Considerando, por exemplo, o cenário CCH3-BG/BIO, a irreversibilidade externa calculada foi de 8,6 MW, um valor obtido a partir da soma da taxa de exergia dos gases de exaustão da caldeira (6.566 kW), dos gases de exaustão da TG (730 kW), a água de *blowdown* (66 kW) e pela água de resfriamento do condensador (1231 kW). Como esperado, as maiores perdas estão associadas a rejeição de calor por meio dos gases de exaustão da caldeira de bagaço, representando 76% das irreversibilidades externas do sistema.

Em relação as irreversibilidades internas, trata-se da soma das irreversibilidades de todos os componentes presentes no ciclo combinado híbrido (ver Figura 3-10), tais como os trocadores de calor, válvulas, turbinas a vapor etc. Ao verificar os resultados para o cenário CCH3-BG/BIO, por exemplo, as maiores irreversibilidades internas ocorrem na caldeira (41.219 kW) e na turbina a gás (7.220 kW), representando cerca de 85% das irreversibilidades internas do sistema. Ao comparar o desempenho dos outros cenários, observa-

se que os ciclos combinados híbridos apresentam tendências similares, em relação as irreversibilidades calculadas. Nota-se que apesar de mais eficiente, sob o ponto de vista energético, o cenário CCH2-BG/BIO se apresenta com as maiores perdas por irreversibilidades internas e externas.

Em um estudo similar, Korobitsyn [22] investigou um cenário similar ao proposto para o sistemas CCH1-BG/BIO e CCH2-BG/BIO, mostrando, também com turbinas a gás maiores (*gas share* da planta acima de 20%) que as eficiências para estes ciclos podem chegar até 39,3%. Já nos ciclos CCH3-BG/BIO e CCH4-BG/BIO, por exemplo, como os gases de exaustão tem energia térmica suficiente para realizar o reaquecimento do vapor, a queima suplementar não é necessária. Nota-se que a eficiência do ciclo *topping* é maior para estes casos, quando comparado aos demais. Conforme mostrado, a combustão é a grande responsável pela geração de irreversibilidade na planta, conforme mostrado por diversos autores [9], [10], [157]. Porém outros componentes contribuem para a geração de irreversibilidades no ciclo, como a diferença de temperatura entre os gases de combustão e água.

A proposta de modificações, visando minimizar a exergia destruída na planta, sem afetar os custos ou demais requisitos da planta, é desafiadora. Nos sistemas com superaquecimento externo, por exemplo, pequenas diferenças de temperatura dos gases no SHE requer o uso de turbina a gás com grandes vazões de gases, ou até a complementação desta vazão por meio da queima adicional de combustível em queimadores de duto, levando ao aumento de irreversibilidade com o aumento de combustão no sistema como um todo. Em termos econômicos, a diminuição destas naturalmente levam ao aumento da área de troca de calor, levando ao aumento dos custos dos trocadores de calor.

5.3.1.3. Desempenho geral da planta híbrida

O desempenho geral da planta híbrida, constituída pela integração do CCHs a um sistema de cogeração convencional sucroalcooleiro, é avaliado a seguir. Nesta análise, os resultados obtidos para cada ciclo combinado híbrido devem ser somados aos resultados obtidos para o sistema de cogeração convencional. Para exemplificar, o cenário convencional CP3 (perfil de vapor vivo a 68 bar/480°C) é considerado, operando somente durante o período da safra da cana (200 dias). Assim, todo o bagaço disponível é consumido na planta, resultando em uma energia térmica total de 2.337 GWh/ano. Conforme descrito no Capítulo 4, os ciclos combinados híbridos são projetados para operar durante o ano (330

dias) consumindo somente o bagaço excedente. Considera-se que o CCH opera com consumo de biogás na safra (200 dias) e, diante da indisponibilidade deste biocombustível na entressafra, o ciclo opera com o sistema off-design (130 dias). O desempenho energético da planta híbrida é apresentado na Tabela 5-7.

Tabela 5-7. Desempenho energético das plantas híbridas com os CCH avaliados (CP+CCH)

Parâmetro	u.m	CP3	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO
Consumo - BG	GWh _t /ano	2.337	2.337	2.337	2.337	2.337	2.337
Consumo - BIO	GWh _t /ano	-	97,5	97,5	86,4	86,4	27,0
Consumo - Total	GWh _t /ano	2.337	2.435	2.435	2.424	2.424	2.364
Gas share	%	-	4,0	4,0	3,6	3,6	1,1
Eletricidade gerada bruta - CP3	GWh _e /ano	508,2	320,3	320,3	320,3	320,3	320,3
Consumo elétrico CP	GWh _e /ano	131,6	131,6	131,6	131,6	131,6	131,6
E.E. liq. - CP3	GWh _e /ano	376,6	188,7	188,7	188,7	188,7	188,7
Eletricidade gerada bruta - CCH3	GWh _e /ano	-	249,8	251,4	245,8	250,3	212,8
Consumo elétrico CCH3	GWh _e /ano	-	15,6	15,7	15,3	15,6	14,9
Eletricidade gerada liq. - CCH3	GWh _e /ano	-	234,2	235,7	230,5	234,6	197,9
E.E. Liq. total	GWh _e /ano	376,6	422,9	424,5	419,3	423,4	386,7
Eff. elétrica liq.	%	16,1	17,4	17,4	17,3	17,5	16,4
Geração de eletricidade específica	kWh _e /TC	80,1	90,0	90,3	89,2	90,1	82,3
Aumento relativo - geração de eletricidade específica	%	-	12,3	12,7	11,3	12,4	2,7

Resultados mostram que a planta híbrida pode gerar consideravelmente mais eletricidade do que a planta convencional, pela mesma quantidade de bagaço queimado e por uma pequena quantidade de combustível auxiliar extra (nestes casos, o biogás da vinhaça). Os sistemas híbridos propostos permitem

que a geração de eletricidade específica aumente para todos os casos estudados quando comparada à usina convencional, com aumentos entre 2,7 e 12,7%. Nota-se que as eficiências das usinas híbridas são superiores, ainda que o CCH opere somente durante 200 dias, ou seja, assumindo que não haja biogás na entressafra e utilizando o sistema OFF-DES (eficiência elétrica líquida inferior aos cenários híbridos apresentados) para manter a operação da planta durante a entressafra. Como todos os ciclos combinados híbridos aqui propostos não precisam fornecer energia térmica para o processo de açúcar e etanol, o ciclo de vapor opera em modo de condensação durante todo o ano (330 dias). Isso significa que todo o bagaço economizado durante a safra pode ser totalmente queimado para produzir vapor exclusivamente para a turbina de condensação. Assim, a planta amplia sua capacidade de geração de eletricidade independentemente da quantidade de bagaço excedente gerado.

O desempenho exergético da planta híbrida é apresentado na Tabela 5-8. Note que, um dos principais componentes dos ciclos combinados híbridos avaliados, o reaquecedor externo, apresenta eficiências exergéticas acima de 80% para todos os cenários. De modo geral, a implementação de ciclos com reaquecimento e/ou ciclos regenerativos permitem ganhos de eficiência exergética dos sistemas de cogeração das usinas de cana.

Tabela 5-8. Desempenho exergético da planta híbrida com os CCH avaliados (CP3+CCH-BG/BIO)

Parâmetro	u.m	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO
Exergia - bagaço	GWh _t /ano	2.663	2.663	2.663	2.663	2.663
Exergia - biogás	GWh _t /ano	97	97	86	86	27
Exergia - insumo total	GWh _t /ano	2.760	2.760	2.749	2.749	2.690
Exergia - vapor de processo	GWh _t /ano	356	356	356	356	356
Exergia associada à eletricidade gerada – TVCP	GWh _e /ano	189	189	189	189	189
Exergia associada à eletricidade gerada - CCH	GWh _e /ano	423	424	419	423	387
Exergia associada à eletricidade total gerada	GWh _e /ano	967	969	964	968	931
Eff. exergética	%	35,0	35,1	35,0	35,2	34,6

Parâmetro	u.m	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO
Aumento de eficiência exergética em relação ao convencional	%	28,3	14,5	9,0	4,8	1,5

Ao comparar com a literatura, Pérez [9] mostra que é possível aumentar a eficiência exergética 5,0 a 8,1% com ciclos regenerativos e de 1,9% com ciclos de reaquecimento em sistemas de cogeração convencionais sucroalcooleiros. Quando implementados simultaneamente, o ganho total pode chegar a 8.46%. Considerando os casos avaliados no presente trabalho, os ganhos são ainda superiores ao integrar os CCHs utilizando o bagaço excedente, variando de 2% a 29%. Por fim, ainda sem levar em conta a análise econômica e ambiental, conclui-se que as soluções híbridas permitem que a planta comece a operar fora do período de safra, visto como período improdutivo no setor sucroalcooleiro, permitindo uma exportação considerável de eletricidade ao longo do ano.

5.3.2. Análise econômica

Conforme mencionado no Capítulo 3, para discutir o potencial e viabilidade econômica na aplicação dos CCHs em usinas sucroalcooleiras, a taxa interna de retorno (TIR) de cada cenário será calculada. A análise econômica tem um papel importante na avaliação de novos projetos de usinas termelétricas, pois pode mostrar se sua implementação merece ser recomendada [131]. Não necessariamente, os melhores cenários do ponto de vista energético podem ser viáveis economicamente na prática, visto que o retorno de um projeto passa a depender de fatores muito além do desempenho termodinâmico da planta.

Para contabilizar as receitas e despesas, considera-se os dados de entrada apresentados no Capítulo 4, admitindo os resultados obtidos na seção anterior (seção 5.3.1) onde a geração de eletricidade de cada ciclo híbrido é exportada ao longo do ano, ou seja, durante 330 dias de operação. Dessa forma, será possível mostrar a viabilidade econômica do estudo para diferentes cenários.

O ganho com a geração de eletricidade para a operação do sistema híbrido é calculado assumindo a venda total da eletricidade gerada para cada cenário (CCH1-BG/BIO a CCH5-BG/BIO). Com isso, o total da eletricidade para exportação calculado está entre 192 a 229 GWh_e/ano, produzido nos casos CCH1-BG/BIO e CCH5-BG/BIO, respectivamente (assumindo perdas de 3%

referentes à conexão à rede [47], [141]). O fluxo de caixa acumulado para cada cenário foi calculado e apresentado na Figura 5-12, considerando as entradas de caixa (receita bruta de energia elétrica) menos as saídas de caixa (custos de O&M), levando em conta a amortização do investimento ao longo do tempo de operação da planta e deduções de impostos brasileiros (valor calculado de 10,42% da receita bruta).

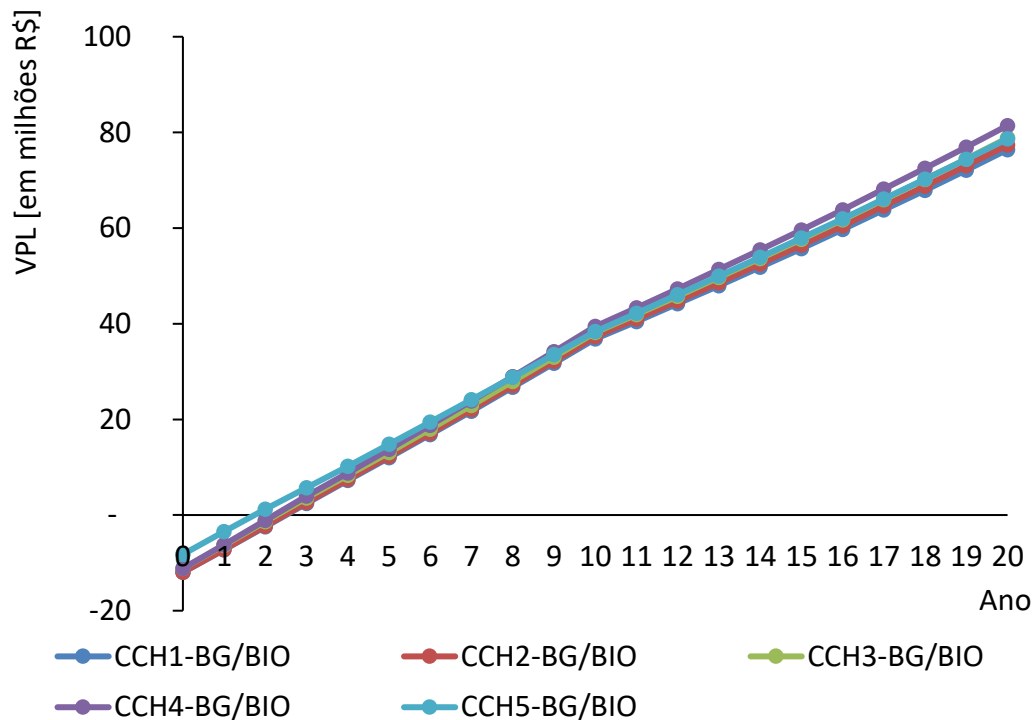


Figura 5-12. Resultados de fluxo de caixa acumulado convertido ao valor presente.

Com base no preço de venda de 270,00 R\$/MWh_e, a receita bruta de eletricidade será entre R\$51 e 62 milhões por ano, referentes aos cenários CCH5-BG/BIO e CCH1-BG/BIO, respectivamente. Analogamente, considerando os custos de operação e manutenção da planta, os valores calculados foram de R\$4,9 e 8,8 milhões por ano.

O fluxo de caixa acumulado aponta para períodos de *payback* de 3 anos, valor bastante inferior ao tempo de vida da planta (20 anos). Os custos de investimentos da planta mostram uma pequena variação, em virtude dos componentes adotados para cada CCH, onde os cenários CCH1-BG/BIO e CCH2-BG/BIO, apresentaram os maiores custos R\$228,3 milhões, seguidos

pelos CCH3-BG/BIO e CCH4-BG/BIO (R\$212,7 milhões) e CCH5-BG/BIO, de R\$156,6 milhões.

Em relação a taxa interna de retorno, os resultados mostrados na Tabela 5-9 a seguir confirmam os ciclos combinados híbridos investigados podem ser economicamente viáveis, apresentando taxas de retorno entre 36,6 e 50,4%. A melhor taxa foi obtida para o CCH5-BG/BIO (50,4%), com um sistema de reaquecimento externo utilizando a energia térmica produzida pela queima de biogás em queimadores de duto, impactado pelo baixo *gas share* e custos de investimentos em relação aos outros, embora seja o menos eficiente sob o ponto de vista energético.

A receita bruta anual, superior a R\$46 milhões por ano para todos os cenários, contribui para taxas de retorno acima de 36%. Em todos os cenários foram considerados a exportação de eletricidade durante a safra e entressafra da cana, sendo este período sem moagem e biogás com operação da planta fora das condições nominais (eficiência reduzida). Note que as menores taxas, dentro das premissas adotadas, foram obtidas para as soluções CCH1-BG/BIO e CCH2-BG/BIO, caracterizadas pelo uso do superaquecimento externo e de alto *gas share*, quando comparada aos demais casos.

Tabela 5-9. Resultados financeiros para os cenários híbridos avaliados – biogás consumido somente na safra

Parâmetro	u.m	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO
Investimento total	R\$(x1000)	228.278	228.278	212.764	212.764	156.610
Eletricidade gerada liq.	GWh _e /ano	234	236	230,5	235	198
Eletricidade exportada	GWh _e /ano	227.181	229	224	228	192
Receita bruta	R\$(x1000)/ano	61.339	61.737	60.375	61.455	51.841
OEM planta	R\$(x1000)/ano	6.848	6.848	6.383	6.383	4.698
OEM - TG	R\$(x1000)/ano	953	953	953	953	0
OEM - Biogás	R\$(x1000)/ano	1040,8	1040,8	923,0	923,0	288,1
O&M - total	R\$(x1000)/ano	8.842	8.842	8.258	8.258	4.986
<i>Payback</i>	Anos	3	3	3	3	2
TIR	%	36,6	36,9	39,6	40,7	50,4

Embora os valores aqui admitidos estejam dentro da realidade no Brasil, a variação dos custos e preço da eletricidade podem influenciar significativamente

na TIR. Uma análise paramétrica considerando o preço da eletricidade e o aumento dos custos de investimento total foi realizada. A Figura 5-13 a seguir mostra o impacto do preço da eletricidade na TIR.

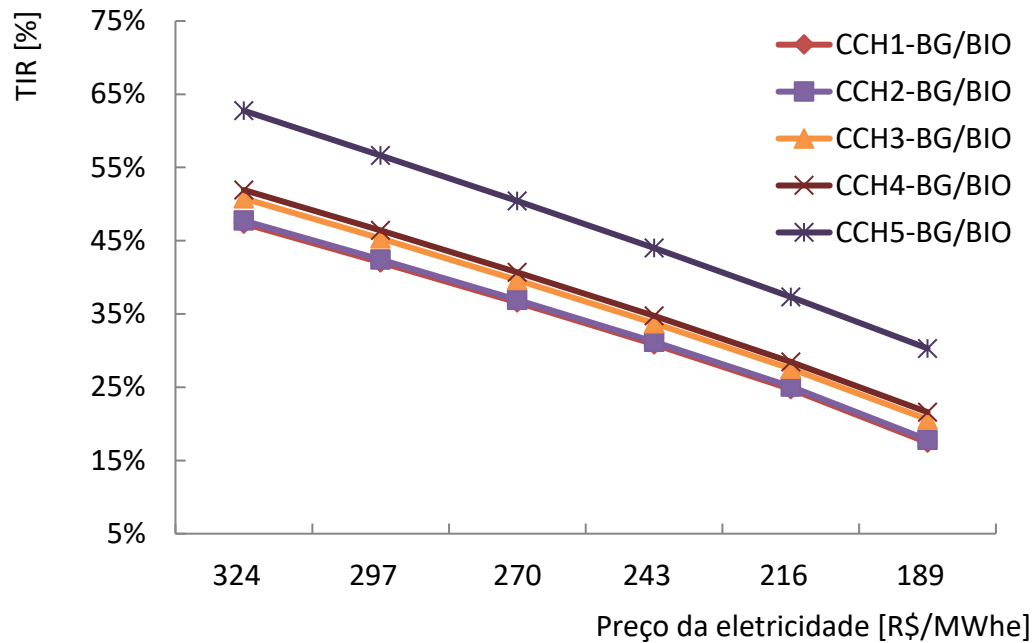


Figura 5-13. Variação da TIR em função do preço da eletricidade

A partir da taxa de retorno mínima aceitável de 12% e dos parâmetros descritos no Capítulo 4, foi possível obter TIR superiores a este valor mesmo com grande variação no preço de venda da eletricidade. Para preços acima de 172,80 R\$/MWh_e, todos os cenários podem ser considerados viáveis. O valor é 36% inferior aos preços médios encontrados nos últimos leilões de eletricidade no Brasil (270,00 R\$/MWh_e). Por outro lado, valores abaixo deste patamar reduziram a TIR de tal modo a não compensar o investimento.

Em relação aos custos de investimento, os resultados mostrados na Figura 5-14 indicam que a TIR para a implementação dos ciclos combinado híbridos podem ser superiores a mínima aceitável, mesmo com investimentos superiores. Uma análise de sensibilidade mostra que, para todos os casos avaliados, os sistemas são viáveis (TIR > 12,0%) para custos de investimentos até 59% superiores ao custo total estimado, considerando o preço de venda de eletricidade de 270,00 R\$/MWh_e. Caso os valores tenham sido subestimados, a tendência é de se obter taxas de retorno ainda maiores.

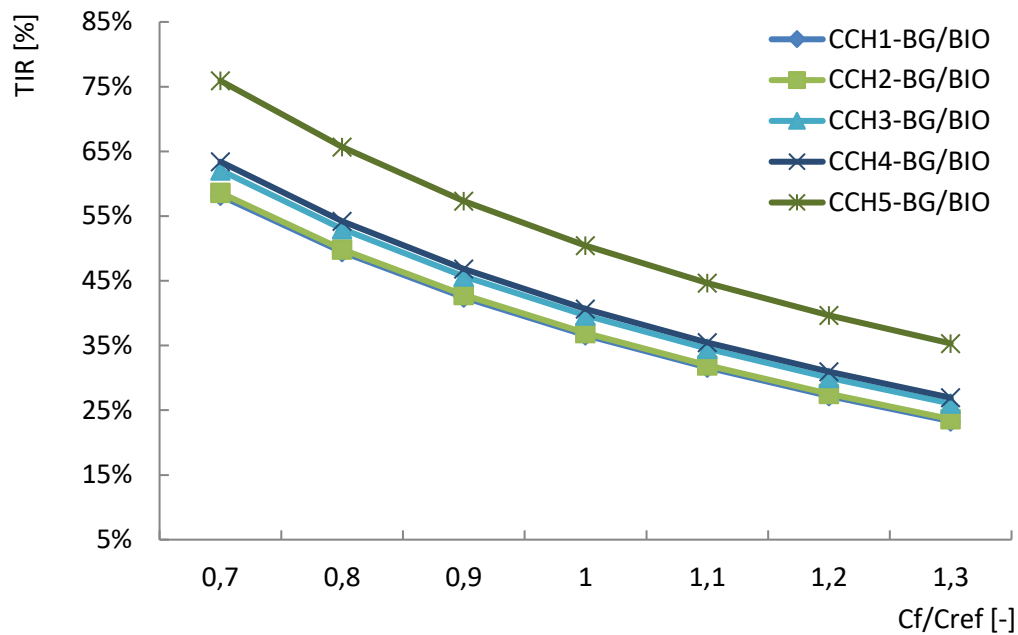


Figura 5-14. Variação da TIR em função do investimento total.

Conforme mencionado, alguns preços, tais como os associados aos biodigestores anaeróbicos variaram consideravelmente na literatura, influenciados por diversos parâmetros operacionais. Os resultados mostram que, mesmo diante da incerteza quanto a estes custos, a TIR se mantém viável. Além disso, recentes estudos para a geração de eletricidade com o biogás de vinhaça no Brasil, indicam viabilidades econômicas para estes projetos com preços de eletricidade entre 279,00 R\$/MWh_e e 400,00 R\$/MWh_e [184], valores superiores ao preço de eletricidade considerado nesta tese (270,00 R\$/MWh_e), corroborando a viabilidade dos sistemas propostos.

Deve-se destacar que, com o desenvolvimento tecnológico do setor sucroalcooleiro, podem surgir novas opções de fornecimento de biogás na entressafra (aproveitando a biodigestão da torta de filtro, por exemplo [187]), permitindo o uso deste combustível ao longo do ano. Além disso, o uso de gás natural pode ser estimulado, permitindo manter a operação dos CCHs na sua capacidade nominal nos períodos em que não seja possível utilizar o biogás. Neste último caso, os resultados financeiros são afetados com a inclusão da compra deste combustível fóssil. A Tabela 5-10 a seguir apresenta a TIR dos sistemas híbridos com gás natural, considerando o seu consumo durante 130 dias de entressafra, para um preço de compra de 301,00 R\$/MWh_t, (ou 3,00 R\$/m³).

Tabela 5-10. Resultados financeiros para os cenários híbridos operando o ano inteiro consumindo gás natural na entressafra.

Parâmetro	u.m	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO
Investimento total	R\$(x1000)	228.278	228.278	212.764	212.764	156.610
Eletricidade gerada liq.	GWh _e /ano	270,8	273,4	264,8	271,6	211,0
Eletricidade exportada	GWh _e /ano	262,7	265,2	256,8	263,4	204,7
Receita bruta	R\$(x1000)/ano	70.933	71.591	69.343	71.125	55.262
OEM planta	R\$(x1000)/ano	6.848	6.848	6.383	6.383	4.698
OEM - TG	R\$(x1000)/ano	1.572	1.572	1.572	1.572	0
Consumo – GN	R\$(x1000)/ano	19.073	19.073	16.906	16.906	5.284
OEM - Biogás	R\$(x1000)/ano	1040,8	1040,8	923,0	923,0	288,1
O&M - total	R\$(x1000)/ano	28.534	28.534	25.784	25.784	10.271
Payback	Anos	4	4	4	3	2
TIR	%	24,9	25,6	29,4	31,2	47,5

Como mostrado na Tabela 5-10 acima, a TIR tende a se manter viável (acima de 12%), ainda que haja um custo associado a compra de gás natural, impactada pelo aumento de geração e receita pela venda de eletricidade na entressafra. Em comparação com os resultados obtidos para o cenário CCH3-BG/BIO, operando com o modelo *off-design* na entressafra (sem gás natural ou biogás para alimentar o ciclo *topping*), a receita bruta pode chegar até R\$70 milhões por ano com o aumento das exportações de eletricidade (cerca de 257 GWh_e consumindo GN em vez de 224 GWh_e por ano, operando com o modelo *off-design*). O custo de O&M também aumentaria, de R\$8,15 para 25,8 milhões por ano. Ainda assim, empregando o ciclo combinado híbrido e os equipamentos descritos acima, a TIR pode chegar a 29,4% no caso de se operar a turbina a gás com biogás na safra e com gás natural na entressafra. Caso haja biogás disponível na entressafra e menores custos com o consumo de gás natural, a tendência é que a TIR seja sempre superior.

Por fim, deve-se ratificar o potencial de aplicação dos sistemas híbridos para todo o setor sucroalcooleiro. Considerando que o bagaço de cana atualmente representa 5% de participação na matriz energética brasileira, isto corresponde a geração de cerca de 34,0TWh_e por ano. Com as propostas de usinas híbridas apresentadas e as eficiências mostradas na seção anterior, seria possível gerar entre 4,0 e 13% de eletricidade a mais que usinas modernas a 68bar/480°C, resultando entre 35,7 e 38,8TWh_e por ano. Com um preço de

venda de energia elétrica a 270,00 R\$/MWh_e, por exemplo, o faturamento extra da usina pode alcançar até R\$1,2 bilhões por ano (ou R\$ 24,0 bilhões durante 20 anos). Do exposto, a utilização das soluções investigadas no presente trabalho, seja com biogás disponível somente durante a safra ou ao longo do ano, surge como uma opção competitiva de geração de eletricidade.

5.3.3. Análise das emissões de CO₂

Nesta seção, os resultados da análise das emissões específicas de CO_{2eq} são apresentados. Primeiramente, a Tabela 5-11 resume os resultados obtidos na seção 5.3.1, relativos à geração de eletricidade total pelo sistema de cogeração CP3 (ver Tabela 5-7) integrados aos respectivos ciclos combinados híbridos propostos, com consumo de biogás na safra e gás natural na entressafra.

Tabela 5-11. Geração de eletricidade da usina híbrida operando durante 330 dias com consumo de GN na entressafra.

Parâmetro	u.m	CP3	CCH1- BG/BI O	CCH2- BG/BI O	CCH3- BG/BI O	CCH4- BG/BI O	CCH5- BG/BI O
Consumo - BG	GWh _v /ano	2.337	2.337	2.337	2.337	2.337	2.337
Consumo - BIO	GWh _v /ano	-	97,5	97,5	86,4	86,4	27,0
Consumo - GN	GWh _v /ano	-	63,4	63,4	56,2	56,2	17,6
Consumo total	GWh _v /ano	2.337	2.498	2.498	2.480	2.480	2.382
Gas share - GN	%	-	2,5%	2,5%	2,3%	2,3%	0,7%
E.E. Liq. Total exportada	GWh _e /ano	365,3	445,8	448,2	439,9	446,5	387,7
Geração de eletricidade específica	kWh _e /TC	80,1	97,8	98,3	96,5	97,9	85,0

Os resultados referentes as configurações híbridas (ver Tabela 5-11), alimentadas por bagaço de cana, biogás da vinhaça e gás natural, mostraram que a energia elétrica total exportada da usina pode alcançar 448,2 GWh_e por ano. Os valores obtidos foram muito superiores aos 365,3 GWh_e gerados durante

a safra para o caso CP3, por exemplo, representando mais de 22,7% de eletricidade gerada.

Conforme mencionado (ver seção 4.1.3), o fator de emissões utilizado para calcular as emissões nas usinas convencionais é de 31,8 kgCO_{2eq}/TC, calculado por Macedo et al. [97]. Considerando a moagem prescrita de 4,7 milhões de toneladas de cana por ano e uma produção, em base energética, de 2060,3 MJ/TC de etanol [97], as emissões totais são calculadas para cada cenário, conforme mostrada na Tabela 5-12 a seguir.

Tabela 5-12. Resultados relativos as emissões totais e específicas, para a geração de eletricidade, dos cenários avaliados

Parâmetro	u.m	CP3	CCH1- BG/BIO	CCH2- BG/BIO	CCH3- BG/BIO	CCH4- BG/BIO	CCH5- BG/BIO
Produção de etanol	MJ/TC	2060,3	2060,3	2060,3	2060,3	2060,3	2060,3
Produção de eletricidade	MJ/TC	279,8	341,4	343,3	336,9	342,0	297,0
Produção total	MJ/TC	2.340	2.402	2.404	2.397	2.402	2.357
Percentual relativo à produção de eletricidade	%	11,957	14,217	14,283	14,055	14,236	12,599
Emissões associadas ao GN	tonCO _{2eq} /ano	-	12.733	12.733	11.287	11.287	3.528
Emissões associadas à cana-de-açúcar	tonCO _{2eq} /ano	17.870	21.248	21.348	21.007	21.277	18.830
Emissões totais para a geração de eletricidade	tonCO _{2eq} /ano	17.870	33.982	34.081	32.294	32.564	22.358
Emissões específicas	kgCO _{2eq} /MWh _e	48,9	76,2	76,0	73,4	72,9	57,7

Os resultados mostrados na Tabela 5-12 acima, obtidos no presente trabalho, mostram que as emissões específicas de CO_{2eq}, para geração de eletricidade com os CCHs, variam de 57,7 a 76,2 kgCO_{2eq}/MWh_e., valores superiores aos obtidos para a usina convencional de referência (Caso CP3, de 48,9 kgCO_{2eq}/MWh_e). No entanto, em relação ao fator de emissões da matriz elétrica brasileira de 118,5 kgCO_{2eq}/MWh_e [165], todos os cenários contribuem para a mitigação de CO_{2eq}, ainda que haja um consumo de gás natural. Observa-se que o cenário CCH5-BG/BIO, com consumo de gás natural inferior em relação

aos demais, apresenta o menor aumento relativo das emissões específicas (de 48,9 para 57,7 kgCO_{2eq}/MWh_e). Isto mostra a importância de se utilizar sistemas de baixo *gas share* de gás natural, como forma de minimizar o aumento das emissões específicas. Além desta análise, é possível comparar as emissões totais da planta, isto é, considerando o fator de emissões de 31,8 kgCO_{2eq}/TC [97], sem ponderar as parcelas de participação destas relativas à produção de eletricidade e etanol. Neste caso, adicionando-se as emissões associadas ao consumo de gás natural, a emissão média, considerando todos os cenários híbridos, seria de 149,47 ktonCO_{2eq}/ano, resultando em cerca de 381,0 kgCO_{2eq}/MWh_e, um valor médio próximo à média calculada por outros autores (423 kgCO_{2eq}/MWh_e [194]).

Em seguida, as emissões evitadas de CO_{2eq}, da usina sucroalcooleira convencional e das usinas híbridas, são calculadas, considerando o consumo de gás natural nos ciclos combinados híbridos durante a entressafra. A partir da geração de eletricidade apresentada na Tabela 5-11, o abatimento das emissões de CO_{2eq} total (kgCO_{2eq}/ano) e o relativo (kgCO_{2eq}/TC) são calculados para cada cenário híbrido, considerando o fator de emissões da matriz energética brasileira (118,5 kgCO_{2eq}/MWh_e [165]). Conforme mostrado na Figura 5-15 a seguir, o potencial de abatimento em relação ao setor sucroalcooleiro brasileiro é investigado, considerando a geração de eletricidade média das usinas de cana no país (57,3 kWh_e/TC [3]).

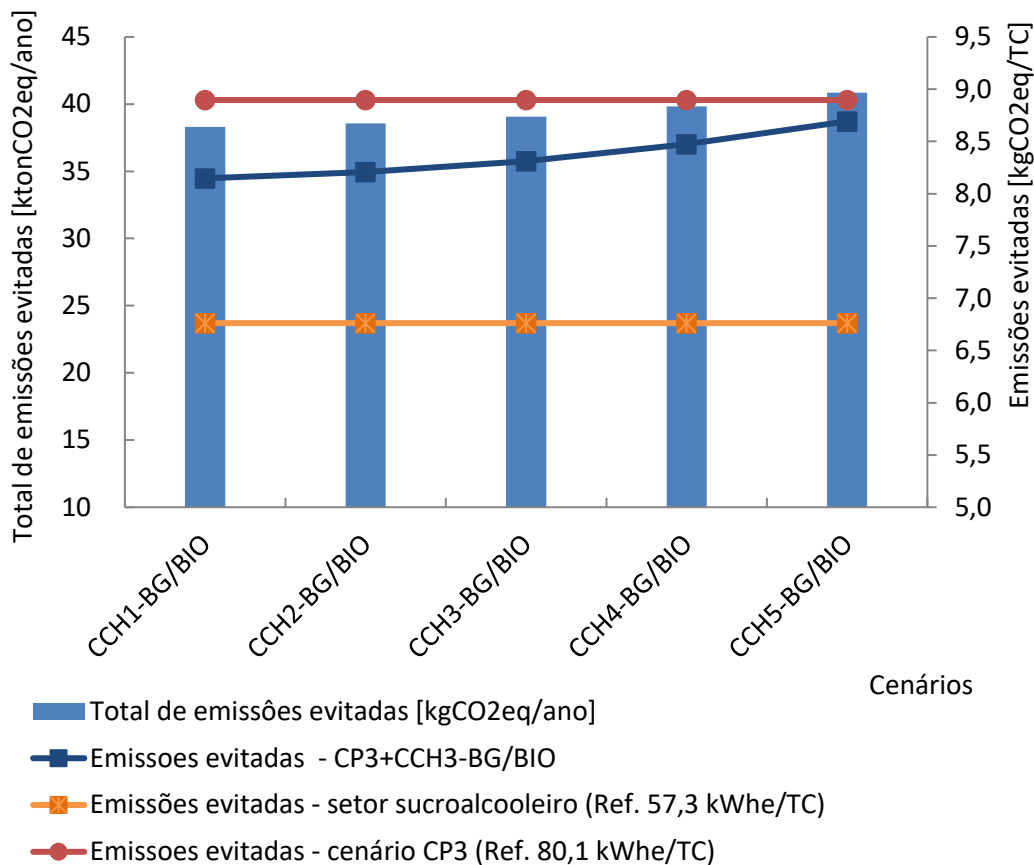


Figura 5-15. Emissões evitadas de CO_{2eq} de cada cenário híbrido em relação ao fator de emissões da matriz elétrica brasileira.

Os resultados mostrados na Figura 5-15 apontam para um aumento das emissões evitadas para todos os cenários híbridos em relação à média do setor sucroalcooleiro brasileiro. Assim, observa-se que há um ganho relativo de 23,7% nas emissões evitadas com a implementação dos sistemas híbridos em comparação com o potencial das usinas brasileiras. Os resultados indicam que as emissões evitadas de uma usina convencional, sem gás natural, poderiam ser superiores aos cenários híbridos apresentados, para uma geração de eletricidade média do setor superior ou similar ao cenário CP3, por exemplo (80,1 kWh_e/TC). No entanto, deve-se destacar que a geração de eletricidade deste cenário (CP3) é cerca de 40% superior à média nacional, de 57,3 kWh_e/TC [3], isto é, um valor ainda distante da realidade brasileira.

Neste contexto, destaca-se novamente a importância de se aplicar os sistemas híbridos de baixo *gas share*, especialmente quando o gás natural é utilizado. Para o cenário CCH5-BG/BIO, por exemplo, com *gas share* inferior aos demais cenários (somente gás natural, 1,9%, Tabela 5-11), as emissões evitadas

de 8,7 kWh_e/TC são próximas ao cenário convencional CP3 (8,9 kWh_e/TC) e superiores à média do setor sucroalcooleiro no Brasil (6,8 kWh_e/TC).

Além disso, sabe-se que o fator de emissões da matriz elétrica brasileira é altamente impactado pela geração de eletricidade das hidrelétricas, que representam cerca de 60% da eletricidade ofertada energia elétrica no país [7]. Em períodos em que a geração média destas usinas é reduzida, termelétricas alimentadas por combustíveis fósseis, tais como gás natural são ativadas, com o objetivo de suprir a demanda de eletricidade do Brasil. Neste contexto, pode-se também avaliar o potencial de abatimento de CO_{2eq} em relação a substituição da energia elétrica produzida pelas usinas termelétricas a gás natural. A Figura 5-16 mostra as emissões evitadas de CO_{2eq} de cada cenário em função das emissões médias assumidas para uma usina termelétrica alimentada com gás natural, considerando o fator de emissões calculado de 403,9 kgCO₂/MWh_e (ver seção 4.1.3).

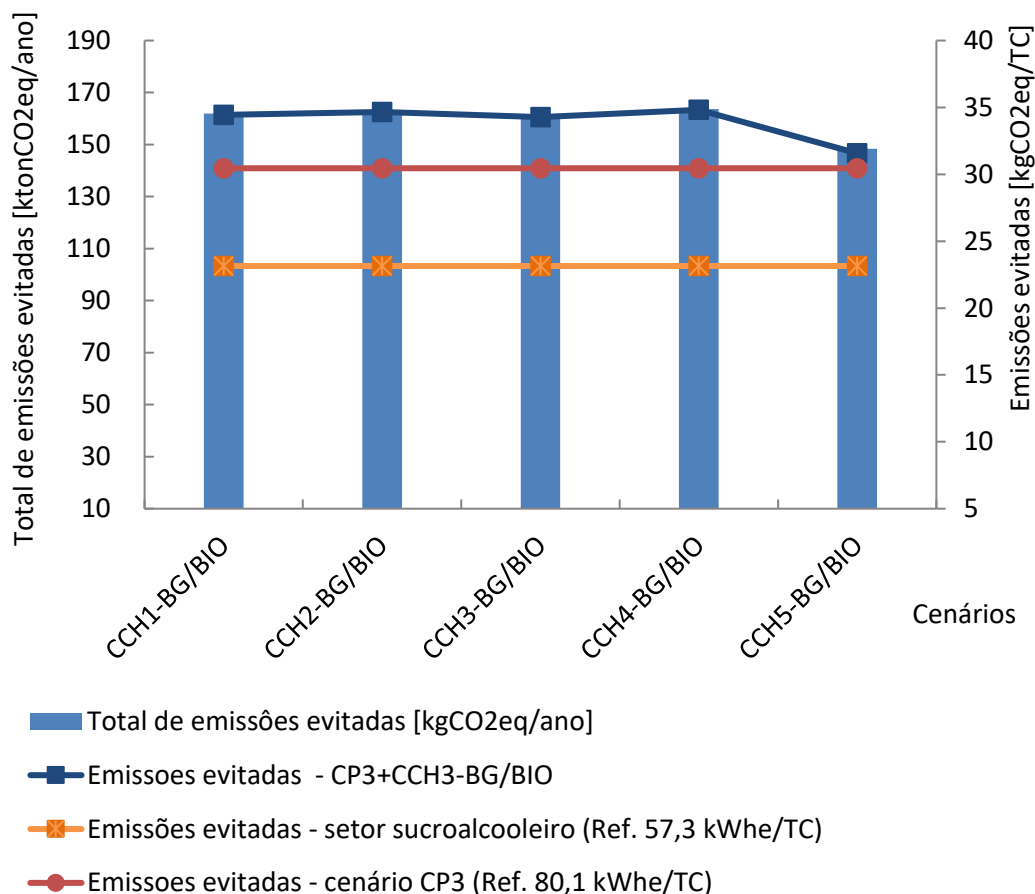


Figura 5-16. Emissões evitadas de CO_{2eq} de cada cenário híbrido em relação ao fator de emissões médio de uma usina termelétrica alimentada com gás natural.

Os resultados mostrados na Figura 5-16 indicam que há um aumento das emissões evitadas, para todos os cenários híbridos, em relação aos cenários convencionais investigados (CP3 e em relação à média nacional). Ao analisar o potencial de abatimento de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ com um fator de emissões superior ($403,9 \text{ kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$ ao invés de $118,5 \text{ kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$ [165]), a aplicação de sistemas de geração de eletricidade eficientes se torna ainda mais relevante para a mitigação das emissões de $\text{CO}_{2\text{eq}}$. Neste caso, nota-se que os cenários com maior geração de eletricidade por TC processada, ainda que consumindo gás natural (*gas share* cerca de 2,5%), obtiveram um aumento relativo das emissões evitadas de 48%, em relação ao potencial de abatimento das usinas convencionais brasileiras ou ao sistema convencional CP3.

Nota-se que a análise acima considera o consumo de gás natural na planta híbrida, assumindo que o biogás esteja disponível somente no período da safra da cana-de-açúcar. Assim, sob o ponto de vista ambiental, a perspectiva é que os resultados sejam ainda mais favoráveis a implementação dos sistemas híbridos, na medida em que seja possível substituir o gás natural pelo consumo de biogás na entressafra. Portanto, os resultados acima, corroborados pela Figura 5-15 e 5-16, mostram o potencial de mitigação de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ com a implementação de CCHs, sendo o aumento de eficiência elétrica um fator primordial para mitigar as emissões associadas a geração de energia elétrica nas usinas de cana.

5.4. Discussão

5.4.1. Consumo de bagaço e vapor de processo

Conforme mencionado, os ciclos combinados híbridos aqui avaliados podem operar de forma independente do sistema de cogeração da usina, ou seja, não afetam o fornecimento de energia térmica para o processo de produção do açúcar e etanol, consumindo apenas o bagaço excedente gerado na safra. Contudo, a quantidade de bagaço disponível pode variar com o consumo de vapor de processo ou com o perfil de vapor existente na usina (conforme mostrado na seção 5.2.2).

Para uma demanda maior de vapor de processo, a quantidade de bagaço excedente será reduzida, independentemente do perfil de vapor da planta. Considerando, por exemplo, os resultados obtidos na seção 5.2.2 para o sistema de cogeração operando com caldeiras de 68 bar/480°C, o consumo de 400

$\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$ permite gerar 362.3 kton de bagaço excedente na safra. Admitindo valores superiores a este na mesma safra, de 430 $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$, por exemplo, o excedente de bagaço reduziria para 295,9 kton/safra. Neste contexto, é importante avaliar o desempenho energético dos ciclos combinados híbridos considerando diferentes quantidades de bagaço disponível.

Para ilustrar esta análise, o cenário CCH3-BG/BIO é simulado, em função da quantidade de bagaço excedente disponível para operá-lo durante o ano inteiro (330 dias). A Tabela 5-13 mostra o desempenho energético deste sistema híbrido durante a safra e o respectivo sistema OFF-DES, operando fora das condições nominais (*off-design*) na entressafra durante 130 dias (período de ausência de biogás da vinhaça).

Tabela 5-13. Desempenho energético do CCH3-BG/BIO em função do consumo de bagaço excedente disponível.

Parâmetro	u.m	Consumo de vapor de processo ($\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{TC}$)				
		395	400	412	420	430
Bagaço excedente [kton/safra]	kton	373,8	362,3	335,2	317,9	295,9
Consumo horário de bagaço	ton/h	44,8	43,5	40,2	38,1	35,5
Consumo de bagaço	MW_t	84,0	81,2	75,2	71,3	66,3
Produção de vapor	ton/h	106,03	102,76	95,07	90,17	83,92
Operação na safra (CCH3-BG/BIO)						
Consumo - BG	MW_t	84,0	81,2	75,2	71,3	66,3
Consumo - BIO	MW_t	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0
Consumo - Total	MW_t	102,0	99,2	93,2	89,3	84,4
Gas share	%	17,6	18,1	19,3	20,2	21,3
Pot.TV	MW_m	32,9	32,0	29,8	28,4	26,7
Pot.TG	MW_m	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7
Pot. BA	MW_m	0,59	0,57	0,53	0,51	0,47
Pot. Total	MW_m	38,0	37,1	34,9	33,6	31,9
Pot. elétrica	MW_e	36,4	35,5	33,5	32,1	30,6
Eff. energética	%	37,3	37,4	37,5	37,6	37,9
Eff. elétrica bruta	%	35,7	35,8	35,9	36,0	36,3
Eff. ciclo <i>bottoming</i>	%	34,2	34,2	34,1	34,0	34,0
Eff. ciclo <i>topping</i>	%	54,9	54,9	54,8	54,8	54,8
Operação na entressafra (OFF-DES)						
Pot.TV	MW_m	26,8	26,0	24,0	22,8	21,2
Pot. BA	MW_m	0,590	0,571	0,529	0,501	0,466
Pot. Total	MW_m	26,2	25,4	23,5	22,3	20,8

Parâmetro	u.m	Consumo de vapor de processo (kg _{vapor} /TC)				
		395	400	412	420	430
Pot. elétrica	MW _e	24,9	24,1	22,3	21,2	19,7
Eff. energética	%	31,2	31,3	31,3	31,3	31,3

Como se pode observar, a eficiência energética aumenta de 37,3 para 37,9%, na medida em que o CCH seja dimensionado para um consumo de bagaço inferior (mantendo a mesma turbina a gás - modelo Taurus 60). Isto se deve ao aumento do gás share (de 17,6 % para 21,3%), aumentando a influência de um ciclo termodinâmico de eficiência superior (ciclo *topping*) em relação ao ciclo de eficiência inferior (ciclo *bottoming*). Assim, sob a luz da termodinâmica, para elevar a eficiência, sugere-se o uso de turbinas a gás maiores do que a utilizada neste cenário (modelo Taurus 60).

Para uma quantidade de bagaço disponível superior, o uso de uma TG de maior porte é indicado, pois atenderia de forma mais eficiente a energia térmica demandada por um ciclo *bottoming* de vazão mássica de vapor elevada. Por outro lado, aumentar o consumo de energia térmica no ciclo *topping* resulta em elevar a produção de biogás da vinhaça. Conseqüentemente, aumenta-se a dependência da planta quanto à produção e uso deste biocombustível. Já para o caso em que a quantidade de bagaço excedente seja insuficiente para dimensionar o CCH, sugere-se projetá-lo para operar por menos dias na entressafra, ajustando o consumo horário de bagaço na caldeira (esta análise será mostrada na próxima seção).

Com relação ao desempenho global da usina híbrida, a eletricidade gerada com a operação do sistema proposto (CCH3-BG/BIO) é somada àquela produzida pelo sistema de cogeração convencional (CP3-68bar/480°C). Para esta análise, o consumo de bagaço total de bagaço e biogás da vinhaça é de 2.337 e 86,4 GWh/ano, respectivamente, resultando em um *gas share* (somente biogás) de 3,6% (ver Tabela 5-7). Conforme mostrada na Figura 3-2, os cálculos do presente trabalho consideram que, para o sistema convencional, uma parte da quantidade de vapor, produzido nas caldeiras de bagaço, é destinado as turbinas de contrapressão, para fornecer a energia térmica para o processo do açúcar e etanol, e somente o excedente de vapor é destinado as turbinas de condensação. Assim, deve-se incluir, no balanço energético da planta híbrida, a geração de eletricidade da turbina de contrapressão, descontando o consumo elétrico do sistema de cogeração convencional. Além disso, considera-se que o ciclo de contrapressão da planta convencional opera apenas na safra, enquanto

a planta híbrida consome todo o bagaço excedente em 330 dias, operando com o CCH3-BG/BIO na safra e o modelo *off-design* na entressafra. O desempenho geral da planta híbrida é apresentado na Tabela 5-14.

Tabela 5-14. Desempenho termodinâmico da usina de cana-de-açúcar híbrida (CP3+CCH3-BG/BIO), variando o consumo de vapor de processo.

Parâmetro	u.m	395	400	412	420	430
Geração de eletricidade da usina operando com o sistema de cogeração convencional (CP3)						
Eletricidade gerada bruta - ciclo de contrapressão	GWh _e /ano	316,3	320,3	332,3	336,3	344,4
Consumo elétrico da planta	GWh _e /ano	131,6	131,6	131,6	131,6	131,6
Eletricidade gerada bruta – ciclo de condensação	GWh _e /ano	193,6	187,9	174,0	164,8	153,3
E.E. liq. total	GWh _e /ano	378,3	376,6	374,8	369,6	366,1
Geração de eletricidade da usina híbrida, operando com o sistema de cogeração convencional (CP3- ciclo de contrapressão) integrado ao CCH3-BG/BIO						
Eletricidade gerada bruta – CCH	GWh _e /ano	252,2	245,7	230,2	220,3	208,3
Consumo elétrico CCH	GWh _e /ano	15,7	15,3	14,2	13,5	12,7
Eletricidade gerada liq. – CCH	GWh _e /ano	236,4	230,4	216,0	206,8	195,7
Eletricidade gerada liq. – Ciclo de contrapressão	GWh _e /ano	184,7	188,7	200,7	204,7	212,8
E.E. Liq. Total	GWh _e /ano	421,2	419,2	416,7	411,5	408,4
Geração de eletricidade específica						
Sistema CP3	kWh _e /TC	80,5	80,1	79,0	78,6	77,9
Sistema CP3 integrado ao CCH3-BG/BIO	kWh _e /TC	89,6	89,2	88,7	87,6	86,9
Aumento de eficiência relativo	%	11,3%	11,3%	12,2%	11,3%	11,6%
Eff. elétrica líquida da usina híbrida	%	17,4%	17,3%	17,2%	17,0%	16,9%

Os resultados acima (ver Tabela 5-14) mostram que para um *gas share* total de 3,6%, em relação ao bagaço total consumido por ano, a eficiência elétrica líquida calculada é de 16,9 a 17,4%. Nota-se que a geração de eletricidade em usinas híbridas pode ser maior do que aos sistemas convencionais, ainda que se eleve o consumo de vapor de processo (de 395 a 430 kg_{vapor}/TC). Para tais valores de consumo de vapor de processo, a planta híbrida pode gerar entre 408,4 e 421,2 GWh_e por ano. Ao avaliar a geração de eletricidade da planta híbrida por tonelada de cana processada (em kWh_e/TC), os resultados mostram

um aumento superior a 11,3% para todos os casos. A Figura 5-17 apresenta a geração de eletricidade específica e bagaço excedente em função do consumo de vapor de processo.

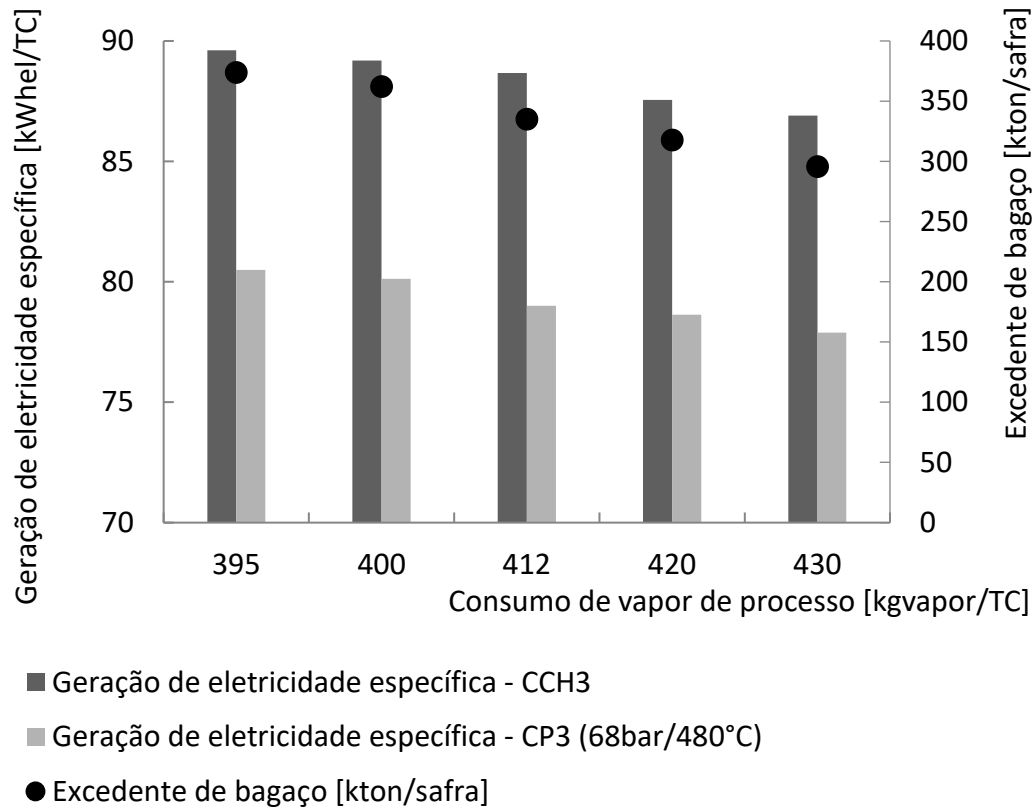


Figura 5-17. Comparação entre a geração de eletricidade da usina convencional e da usina híbrida

As análises acima mantiveram como base o perfil de vapor CP3, assim como a quantidade de eletricidade e de bagaço excedente produzido para a geração de vapor a 68bar/480°C. Pela Tabela 5-3, pode-se notar que a quantidade de excedente de bagaço também diminui com a usina operando em parâmetros de vapor mais altos. Deve-se ratificar que, na medida em que o consumo de vapor de processo aumenta na planta, a quantidade de vapor disponível para o ciclo de condensação diminui, reduzindo assim a geração de eletricidade por meio da turbina de condensação (TVCD, ver Figura 3-2) de 193,6 para 153,3 GWh_e/ano. Em outras palavras, os resultados do presente estudo indicam que quanto mais eficiente for o sistema de cogeração convencional existente, menor será o ganho relativo com a implementação do ciclo combinado híbrido.

Por outro lado, para sistemas de cogeração operando com perfis de vapor ineficientes, a geração de bagaço excedente é ainda maior (ver seção 5.2.2) e os ganhos de eficiência do CCH em relação ao sistema convencional tendem a ser ainda maiores. Assim, foi possível demonstrar que o sistema CCH3-BG/BIO aqui proposto permite que a geração de eletricidade aumente para todos os demais casos estudados, quando comparada aos sistemas de cogeração com outros perfis de vapor e demandas de vapor de processo.

5.4.2. Tempo de operação da planta

Conforme mostrado na seção 3.3.2, o tempo de operação da planta (em horas por ano) influencia no dimensionamento dos componentes do CCH, já que o consumo horário de bagaço excedente na caldeira é modificado, quando este é consumido ao longo do ano (330 dias) ou somente durante a safra. A Figura 5-18 mostra a influência do tempo de operação da planta no projeto do CCH para cada um dos cenários avaliados.

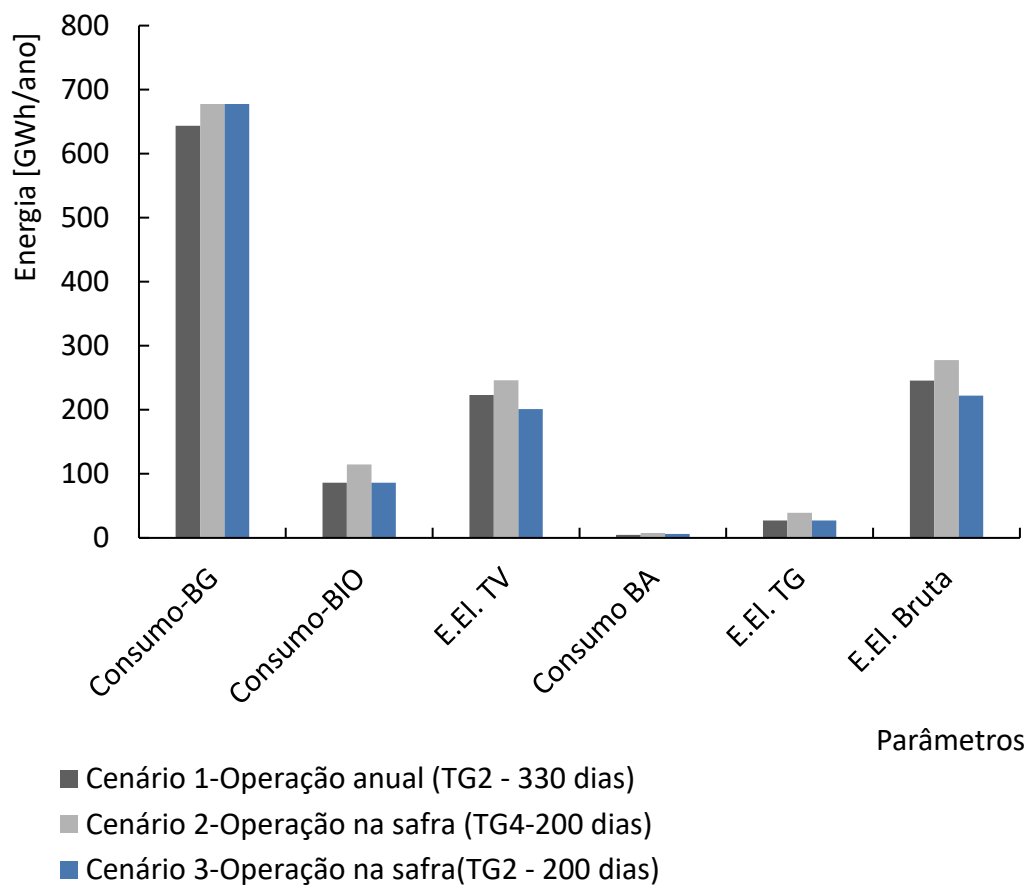


Figura 5-18. Influência do tempo de operação da planta no projeto do CCH para o cenário CCH3-BG/BIO.

De forma geral, pode-se dizer que a principal vantagem de se operar os CCHs apenas durante a safra (200 dias, adotado neste trabalho) se deve à operação da planta sem a interrupção do sistema híbrido, causada pela indisponibilidade de biogás durante a entressafra, evitando assim a operação do sistema em modo *off-design*.

No entanto, ao reduzir o tempo de operação do sistema híbrido para 200 dias, a produção de vazão horária de vapor tende a aumentar, acompanhando o respectivo consumo de bagaço, pois todo o excedente de bagaço é consumido na caldeira em um período mais curto. Neste caso, uma turbina a gás de maior porte, com uma carga térmica dos seus gases de exaustão superior, é necessária para atender requisitos de projeto, como a temperatura mínima do gás liberado na chaminé e a diferença de temperatura entre os trocadores de calor.

Nota-se que, no caso de uma turbina a gás maior (Taurus 70), seu consumo de combustível deve ser atendido, levando ao aumento dos custos associados ao consumo de biogás. A produção mínima de vinhaça de cana-de-açúcar é, portanto, calculada para satisfazer a produção de biogás que alimentará a turbina a gás Taurus 70 (consumo de 23,8MW_t). O valor obtido é, obviamente, superior ao necessário para atender a Taurus 60 (consumo de 18,0MW_t). A vinhaça necessária para gerar este novo volume de biogás, passa de 336 para 446 L/TC (conforme mostrado na seção 5.2.3), o que poderia implicar em um perfil de usina com uma maior produção de etanol. Tais valores, no entanto, estão dentro da faixa de produção de vinhaça das usinas de açúcar e etanol existentes no Brasil (156 a 910 L/TC [59], [60]). Isso demonstra a capacidade das usinas brasileiras em atender o consumo de biogás para diferentes turbinas a gás.

Os resultados mostraram que a escolha por uma turbina menor que a Taurus 70 por exemplo, não teria carga térmica nos seus gases de exaustão suficiente para reaquecer o vapor acima de 348°C, temperatura mínima de reaquecimento para que o título seja maior que 89% (mantendo os demais parâmetros, tais como pressão e temperatura do vapor vivo (120bar/520°C), eficiências isentrópicas das turbinas etc.). Reduzir a vazão de vapor da caldeira poderia satisfazer a troca térmica no reaquecedor, porém, mantendo a temperatura da água de alimentação resultaria no aumento da temperatura dos gases de exaustão da caldeira na chaminé. Desta forma, o não aproveitamento desta energia térmica levaria a uma redução na eficiência global do ciclo

combinado híbrido, como é o caso demonstrado para a operação com do CCH3-BG/BIO dimensionado para operar 200 dias com a TG Taurus 60. A Figura 5-19 mostra os resultados, em termos de eficiência, para os modos de operação avaliados.

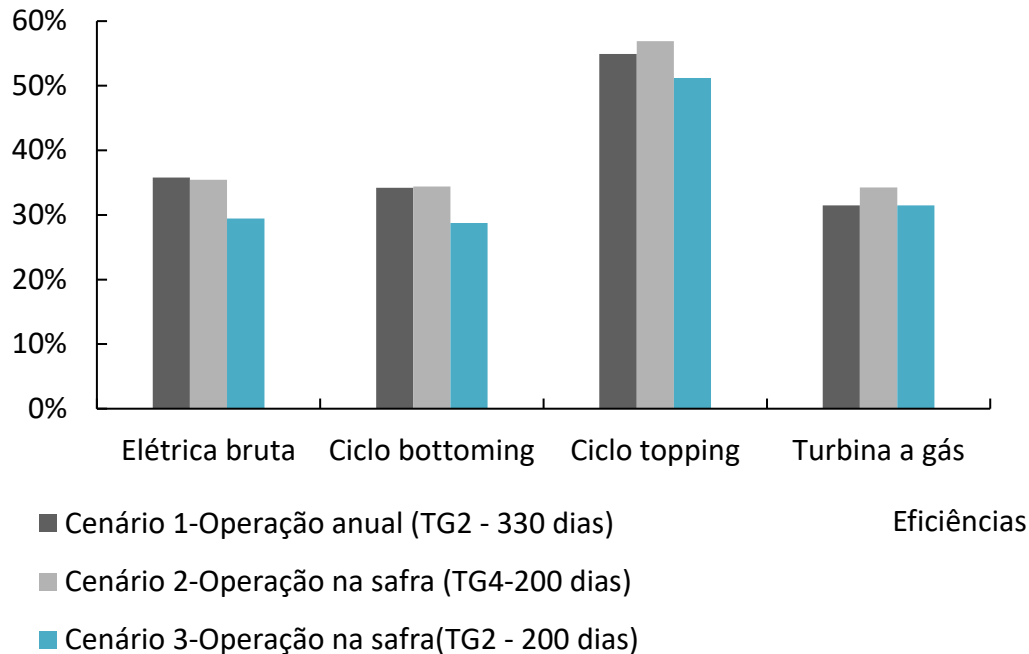


Figura 5-19. Eficiências do sistema híbrido quando operado na safra (200 dias) ou durante o ano inteiro (330 dias).

Nota-se que a maior eficiência elétrica bruta (35,8%) é obtida para um tempo de operação do CCH de 330 dias. Quando o sistema híbrido opera o ano inteiro, o consumo horário de bagaço e a vazão de vapor são menores, reduzindo as cargas parasitas e a necessidade de operar o sistema com equipamentos maiores (caldeira, turbinas e trocadores de calor). A desvantagem é a menor carga térmica disponível do bagaço (diminuiu de 141,11 para 81,25 GWh_t por ano), pois para a mesma vazão mássica, a potência térmica entregue pelo bagaço na entressafra é inferior devido à sua degradação ao longo da entressafra (assumindo 5,0% de perdas, ver seção 4.1.1).

Os resultados acima podem sugerir o uso do CCH3-BG/BIO aqui proposto, com turbinas a gás maiores, para aumentar a geração de eletricidade utilizando o biogás da vinhaça. Na prática, entretanto, a escolha de um ciclo combinado híbrido passa pela possibilidade de operar ou não durante a entressafra. Em

outras palavras, é possível projetar o mesmo sistema, com uma caldeira de maior capacidade, operando por menos tempo, ou projetar o ciclo termodinâmico com equipamentos de menor porte, operando por mais tempo durante o ano. No entanto, conforme mostrado na seção anterior, o aumento do *gas share*, ou seja, maior dependência do consumo de biogás, associados ao aumento dos custos de investimento, operação e manutenção tendem a inviabilizar economicamente esta opção.

O impacto, além do ponto de vista termodinâmico, é obviamente aumento dos custos ao escolher equipamentos de maiores porte. Outro fator preponderante é a escolha da turbina a gás e o tempo de operação, pois o consumo de gás é diretamente proporcional a potência e número de horas gerando. A Tabela 5-15 mostra os resultados desta análise, avaliando a taxa interna de retorno (TIR) e emissões específicas ($\text{kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$) dos modos de operação acima apresentados.

Tabela 5-15. Impacto do tempo de operação na TIR e emissões do CCH3-BG/BIO

Parâmetro	u.m	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
Tempo de operação	dias	330	200	200
Turbina a gás	-	TG2	TG4	TG2
Investimento	R\$(x1000)	212.764	278.003	226.209
Eletricidade gerada liq.	GWh _e /ano	231	260	208
Eletricidade exportada	GWh _e /ano	224	256	205
Receita bruta	R\$(x1000)/ano	60.375	69.056	55.238
OEM planta	R\$(x1000)/ano	6.383	8.340	6.786
OEM - TG	R\$(x1000)/ano	953	2.267	1.572
OEM - Biogás	R\$(x1000)/ano	923,0	1223,8	923,0
O&M - total	R\$(x1000)/ano	8.258	11.831	9.281
<i>Payback</i>	Anos	3	3	3
TIR	%	39,6	31,4	30,8
Emissões específicas	$\text{kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$	117,8	110,0	124,4

De forma geral, resultados se mostraram favoráveis a configurações com menor percentual de consumo de gás (*gas share*) em relação ao consumo de bagaço, operando durante a entressafra. Nota-se que há um aumento na

geração de eletricidade e conseqüentemente, de receita bruta (em torno de 15%) entre os cenários 1 e 2. Isto poderia indicar a utilização do sistema híbrido somente durante o período de safra.

No entanto, os custos de investimento e O&M se elevam com o aumento da capacidade dos equipamentos, impactando negativamente na viabilidade econômica. De forma conservadora, os custos totais (cenário 2), para a aquisição dos novos equipamentos (projetados para consumir todo o bagaço excedente somente na safra), aumentaram cerca de 30% em relação ao cenário 1. Como consequência, as taxas de retorno são maiores (39,6 ao invés de 31,4%) para um sistema de menor porte, operando ao longo do ano ao invés de projetá-lo para operar somente na safra com uma turbina a gás maior.

Isto mostra a relevância em se projetar o sistema para operar ao longo do ano. Por outro lado, outros fatores que fogem do escopo desta tese devem ser levados em conta, tais como o manuseio e estocagem de bagaço. Como mostrado por diferentes autores, a degradação do bagaço, assim como para outras biomassas, é altamente dependente das condições de armazenamento [185], [186]. Para contornar os problemas de armazenamento, o bagaço pode ser adquirido no mercado, compensando possíveis perdas e redução dos dias de operação na entressafra. Esta e outras questões, como o aumento da dependência do biogás e demais custos operacionais da usina que venham a surgir durante a entressafra devem ser avaliados em trabalhos futuros.

Sob o ponto de vista ambiental, obtém-se a redução das emissões específicas de 117,8 para 110 kgCO_{2eq}/MWh_e, entre os modos de operação com 330 ou 200 dias (cenário 1 x cenário 2). Nota-se que o ganho de eficiência, em um ciclo de *gas share* superior, permitiu a redução das emissões por unidade de energia gerada. Por este lado, se confirma a importância da busca pelo aumento de eficiências nas usinas termelétricas como forma de mitigar as emissões de CO_{2eq}.

5.4.3. Uso do biogás da vinhaça

Ao observar as últimas safras da cana-de-açúcar no Brasil, o grande volume de etanol produzido indica grandes quantidades de vinhaça gerada nas usinas sucroalcooleiras [3]. Nas safras de 2020-2021, por exemplo, a produção acumulada de etanol atingiu 27,55 bilhões de litros [3] e se adotarmos a média de 11,5 L_{vinhaça}/L_{etanol} [60], o volume total deste resíduo pode chegar a mais de 310 bilhões de litros por ano.

Neste contexto, o aproveitamento energético do biogás da vinhaça com ciclos combinados híbridos surge como uma solução atrativa para o aproveitamento deste grande volume de vinhaça gerado no setor sucroalcooleiro. Conforme mencionado na seção 5.2.3, a geração do biogás a partir da vinhaça depende, não somente da quantidade de açúcar e etanol produzidos na safra, mas principalmente, dos aspectos operacionais do seu processo de biodigestão anaeróbica [92], [93]. Além disso, tal quantidade de vinhaça disponível depende também do perfil de produção de açúcar e etanol, ou seja, à proporção que o caldo da cana é enviado para os respectivos processos.

Normalmente, uma usina convencional, divide o uso da cana-de-açúcar para a produção de açúcar e etanol de acordo com seus preços de venda no mercado [60], [72]. Outros resíduos da cana-de-açúcar, como a torta de filtro [187], são gerados na produção de açúcar e etanol e podem contribuir para a produção de biogás, e assim como para a geração de energia térmica e elétrica no ciclo combinado híbrido.

Na prática, a quantidade de biogás varia ao longo do tempo tornando difícil a otimização da geração de energia em motores ou turbinas. As soluções típicas envolvem a queima do biogás adicional em *flare* ou a falta de biogás para “encher” os motores disponíveis. Quando o dimensionamento de motores leva em conta a produção média de biogás ao longo do tempo, a tendência é que a geração de eletricidade seja abaixo da própria média. Por outro lado, se os motores forem dimensionados pela vazão máxima de biogás, haverá capacidade ociosa durante os períodos de instabilidade na sua produção.

Mesmo que a produção do biogás seja constante (apenas por hipótese) a viabilidade econômica com motores é muito baixa devido ao elevado custo de O&M (em contato com engenheiros do setor, o valor informado está em torno de 20,00 US\$/MWh_e, equivalente a 110,00 R\$/MWh_e em 2021) [144]. Em geral, usinas de biogás adotam projetos com muitos motores de pequena potência, atuando em paralelo, para que trabalhem na maior parte do tempo na potência nominal.

Com relação aos sistemas híbridos investigados, na ausência de geração de vinhaça na entressafra, é possível operar a usina híbrida utilizando o modelo *off-design* proposto ou projetar o sistema para consumir todo o excedente de bagaço apenas no período de produção de biogás, ou seja, ao longo da safra da cana (200 dias), conforme mostrado na seção anterior.

Atualmente no Brasil, menos de 2% do potencial energético da vinhaça é aproveitado para geração de biogás, indicando que o uso de tecnologias para produção de biogás com vinhaça ainda é incipiente no país [90]. Nesse contexto, a aplicação de ciclos combinados híbridos em usinas de cana-de-açúcar pode contribuir para um melhor aproveitamento energético da vinhaça. A eficiência de ciclo *topping*, independente do modo de operação, apresentam magnitudes semelhantes (entre 50 a 53,8%) àquelas obtidas em grandes usinas de gás natural operando em ciclos combinados convencionais (eficiências variando de 45% a 57% [167]). Da mesma forma, a eficiência elétrica líquida da planta de motores de combustão interna, alimentados com biogás, é em torno de 37,5% [60], também inferior à eficiência a obtida no presente trabalho.

Portanto, a combinação da capacidade de moagem, com as eficiências do ciclo *topping* calculadas nesta tese, podem resultar em uma robusta geração de eletricidade a biogás, principalmente quando comparado ao uso da mesma quantidade de biogás em soluções convencionais, tais como a queima em motores em ciclo aberto. A Figura 5-20 apresenta o potencial de geração de eletricidade, durante a safra, para todos os CCHs investigados, incluindo o cenário cujo modo de operação utiliza uma turbina a gás de maior porte (TG4, avaliado na seção anterior).

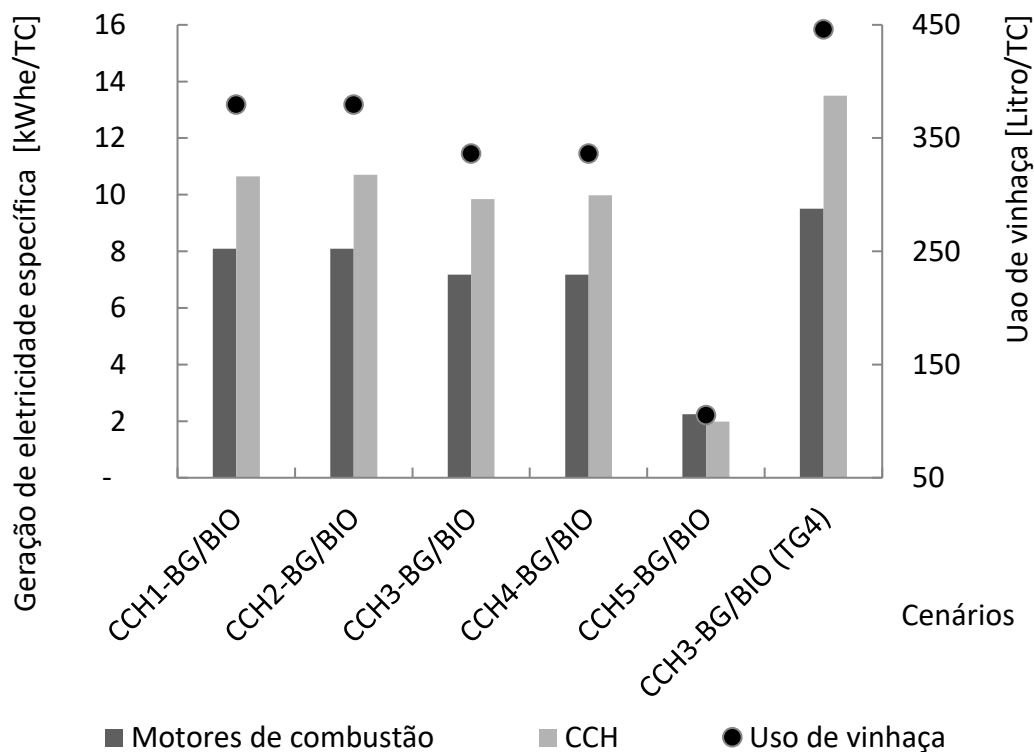


Figura 5-20. Eletricidade gerada pelo biogás da vinhaça

Resultados mostram que a geração de eletricidade específica pode chegar até 13 kWh_e/TC para um cenário (CCH3-BG/BIO -TG4) onde o biogás é consumido na safra com a eficiência em torno de 56,8%. Todos os cenários, exceto o CCH5-BG/BIO (sem uso de turbina a gás), apresentaram resultados superiores à geração convencional com motores a biogás. Especificamente para este caso, como o biogás é consumido apenas para fornecer energia térmica para o ciclo *bottoming*, ou seja, sem geração de eletricidade na turbina a gás, a eficiência do ciclo *topping* é limitada pela eficiência do ciclo de vapor (em torno de 35%). Sob esta ótica, a utilização do biogás em motores pode ser vantajosa sob o ponto de vista termodinâmico. No entanto, sob aspectos práticos, conforme mencionado, as oscilações na produção de biogás podem reduzir a geração de eletricidade ao longo da safra, reduzindo sua atratividade em relação ao CCH5-BG/BIO.

O cenário de CCH3-BG/BIO apresenta uma geração de eletricidade de 37%, valor superior à de um cenário convencional. Sob o ponto de vista termodinâmico, com uma turbina a gás de menor porte e *gas share* de 18,1%, a geração de eletricidade de 9,8 kWh_e/TC, pode também ser comparada com exemplos típicos da literatura. Considerando a produção de biogás de vinhaça para atender as turbinas a gás investigadas, entre 18,0 MW_t e 23,87 MW_t, foram aplicados ao modelo de Bernal et al. [59], resultando na geração de eletricidade de 5,9 a 7,9 kWh_e/TC. Da mesma forma, calculando por meio do modelo de Neto et al. [60], foram obtidos 7,2 a 9,5 kWh_e/TC. O desempenho energético do sistema híbrido proposto foi superior (de 37 a 71%) aos valores calculados por Bernal et al. [59] e Neto et al. [60], em condições semelhantes às adotadas para o presente trabalho. Isso demonstra o potencial de aplicação de ciclos combinados híbridos para aumentar a geração de eletricidade a partir da vinhaça e do bagaço da cana-de-açúcar.

Sob o ponto de vista econômico, a viabilidade dos sistemas híbridos foi demonstrada na seção 5.3.2. Nota-se que, além dos ganhos energéticos e financeiros, o aproveitamento de biogás da vinhaça pode trazer um impacto ambiental ainda mais positivo do que o calculado neste trabalho, visto que aqui não foram consideradas as emissões associadas à disposição da vinhaça no campo, por exemplo, que seria deslocada para produção de biogás. Diversos estudos investigam as emissões associadas à disposição inadequada da vinhaça, onde o CH₄ é o principal gás emitido e sua utilização na fertirrigação pode representar grandes taxas de emissões anuais no campo [58], [87], [188].

Neste contexto, indica-se para trabalhos futuros a realização de uma análise de ciclo de vida de todo o sistema, de modo a avaliar as emissões associadas à disposição da vinhaça no campo, convencionalmente aproveitada como biofertilizante para o cultivo da cana, em comparação com a destinação deste resíduo para produção de biogás, e conseqüentemente, geração de eletricidade em ciclos combinados híbridos. Neste caso, após a produção de biogás, a vinhaça biodigerida ainda pode ser utilizada para fertirrigação, ao ter menor quantidade de carga orgânica, contribuindo para que suas emissões no campo também sejam menores.

5.4.4. Pressão do desaerador

Nos estudos anteriores, a pressão do desaerador foi definida em 11 bar para todos os cenários avaliados, de modo que a água de alimentação esteja no estado de líquido saturado, antes de ser bombeada para a caldeira a 190°C. O pré-aquecimento desta água ocorre por meio da recuperação da energia térmica do vapor a baixa pressão, extraído das turbinas a vapor, e dos gases de exaustão do ciclo *topping*.

No primeiro caso, as extrações da TV contribuem, não somente para o pré-aquecimento da água de alimentação, mas principalmente por reduzir a vazão de vapor que será condensado, reduzindo assim a quantidade de calor rejeitado no condensador. Relativamente aos gases de exaustão da TG, a recuperação da sua energia térmica, após passar pelo reaquecedor externo, permite reduzir a quantidade de calor rejeitada no ciclo *topping*.

Sob o ponto de vista prático, os sistemas de cogeração do setor sucroalcooleiro destinam a água que retorna do processo de produção do açúcar e etanol, em torno de 2,5 bar/130°C, para o desaerador. A pressão deste tanque é inferior a pressão tipicamente adotada na grande maioria das usinas (em torno de 1,2 bar, ver seção 4.1.1) e pouca extração de vapor (ciclo regenerativo) é feita para garantir a saturação da água no desaerador.

Observando o modo de operação dos CCHs, nota-se que, ao reduzir a pressão do desaerador, a temperatura e energia térmica, necessárias para garantir a saturação da água, também diminuem. Como consequência, a carga térmica contida nos gases do ciclo *topping*, após passar pelo reaquecedor externo, não seria mais utilizada para o pré-aquecimento do condensado na entrada do DEA. Desta forma, os gases de exaustão da turbina a gás seriam liberados em temperaturas mais altas, elevando o calor rejeitado e reduzindo a

eficiência do ciclo *topping*. Além disso, a queda na eficiência energética do ciclo seria agravada, decorrente da redução da temperatura da água de alimentação na caldeira, o que demandaria maior consumo de bagaço, redução na vazão e/ou entalpia do vapor superaquecido.

Neste caso, para operar com pressões inferiores no DEA e ainda permitir a recuperação a energia térmica dos gases do ciclo *topping*, o sistema de pré-aquecimento da água de alimentação é ampliado, ao incluir o pré-aquecedor de água 3 (PAG3), após a bomba de alimentação da caldeira (BA1). O diagrama de processos do sistema CCH3-BG/BIO, adaptado com o pré-aquecimento de água a alta pressão e temperatura (139 bar/170°C), é apresentado na Figura 5-21.

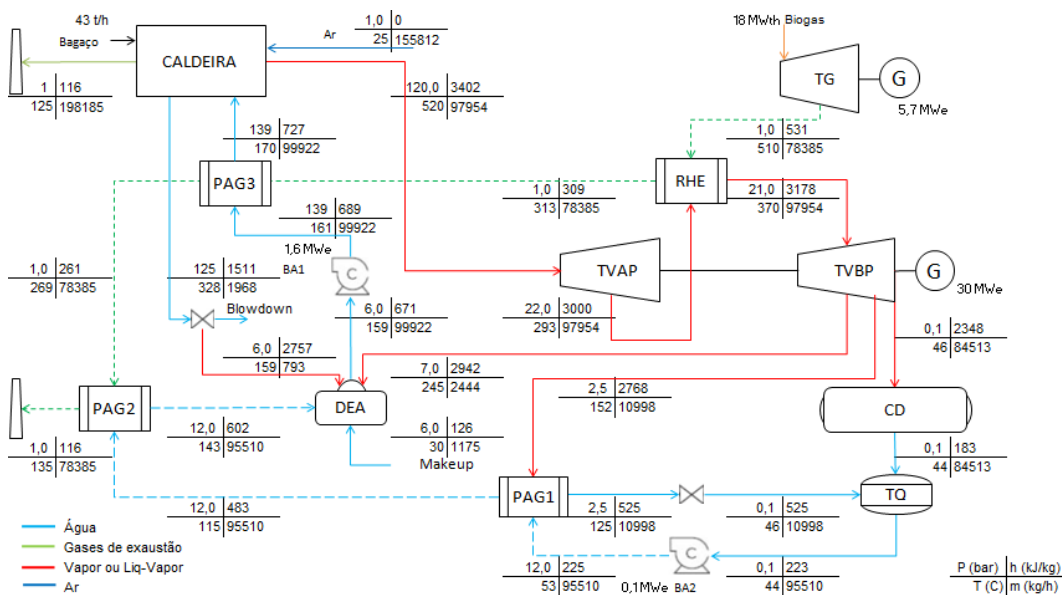


Figura 5-21. Diagrama de processos do sistema CCH3-BG/BIO, adaptado com pré-aquecimento de água a alta pressão (PAG3)

No caso ilustrado (CCH3-BG/BIO), o primeiro trocador (PAG3), tendo como referência o sentido dos gases de exaustão do ciclo *topping*, localiza-se entre a bomba da água de alimentação e a caldeira de bagaço. Após pré-aquecer a água de alimentação a alta pressão até 170°C, os gases do ciclo *topping* caminham para o PAG2, a 269°C, para pré-aquecer o condensado até 143°C antes deste entrar no desaerador. Após trocar calor no PAG2, os gases de exaustão continuam a serem liberados na chaminé a 135°C, mantendo a carga térmica rejeitada pelo ciclo *topping*.

A pressão escolhida para operação do desaerador foi de 6,0bar, valor próximo ao utilizado em usinas existentes, operando com ciclos regenerativos

com reaquecimento [84]. Para esta pressão, a temperatura na saída do desaerador se mantém alta, ainda que haja uma pequena redução na vazão de vapor (99,9 ton/h ao invés de 100,7 ton/h no CCH3-BG/BIO de referência).

Com a adaptação realizada no sistema CCH3, a carga térmica dos gases do ciclo *topping*, após passar pelo reaquecedor externo, deve ser suficientemente superior àquela necessária para pré-aquecer a água de alimentação, sem que a temperatura dos gases de exaustão seja inferior à pré-estabelecida (135°C). Neste caso, na medida em que se adote pressões do DEA menores, a energia térmica dos gases do ciclo *topping* pode não ser suficiente para atingir as diferenças de temperaturas desejadas e turbinas a gás de maior porte se tornam necessárias.

Entre as alternativas para evitar a troca da TG, pode-se considerar a redução da temperatura da água de alimentação (resultando em uma queda na produção de vapor da caldeira) ou redução da temperatura de reaquecimento do vapor, ajustando-se a potência térmica dos gases de exaustão da TG disponível após a transferência de calor no RHE. Deve-se ratificar que, ao manter a pressão do vapor, qualquer alteração nesta temperatura deve ser feita de modo a garantir que o título, isto é, a razão entre vazão de vapor e vazão total de uma mistura líquido-vapor, na saída da turbina de baixa pressão, seja superior a 89%.

Para a pressão do DEA inferior a 3 bar, por exemplo, a potência térmica dos gases necessária para o preaquecimento da água no PAG3 seria maior que 8,0MWt, superior à disponível pelos gases de exaustão da TG2 (Taurus 60). Ainda que se reduza a temperatura de reaquecimento, não seria possível atender os requisitos para a troca de calor no PAG3. Desta forma, uma alternativa é optar por turbinas a gás de maior porte, de modo que seus gases de exaustão tenham energia suficiente para manter o preaquecimento da água na temperatura pré-definida. Com isso, a turbina a gás Taurus 70 foi utilizada para avaliar a operação do desaerador a pressões inferiores. Os resultados sob o ponto de vista energético são mostrados na Tabela 5-16 a seguir, simulado para cada pressão de operação do desaerador, desde a pressão convencional adotada no setor sucroalcooleiro (1,2 bar) até a pressão assumida nas simulações anteriores (11 bar, ver seção 5.3.1).

Tabela 5-16. Desempenho termodinâmico do CCH3-BG/BIO para diferentes pressões de operação no desaerador.

Parâmetro	u.m	Pressão do desaerador (bar)				
		1,2	3	4	6	11
Consumo - BG	MW _t	81,2	81,2	81,2	81,2	81,2
Consumo - BIO	MW _t	23,9	18,0	18,0	18,0	18,0
Consumo - Total	MW _t	105,1	99,2	99,2	99,2	99,2
<i>Gas share</i>	%	22,7	18,1	18,1	18,1	18,1
Pot.TV	MW _m	31,9	31,8	31,8	31,8	32,0
Pot.TG	MW _m	8,2	5,7	5,7	5,7	5,7
Pot. BA	MW _m	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Pot. Total	MW _m	39,6	36,9	36,9	37,0	37,2
Pot. elétrica	MW _e	38,0	35,4	35,4	35,4	35,6
Eff. energética	%	37,7	37,2	37,2	37,3	37,5
Eff. elétrica bruta	%	36,1	35,6	35,6	35,7	35,8
Eff. ciclo <i>bottoming</i>	%	32,7	34,0	34,0	34,0	34,2
Eff. ciclo <i>topping</i>	%	55,8	54,8	54,8	54,8	54,9

Os resultados apresentados na Tabela 5-16 indicam que a eficiência energética do ciclo é reduzida com a pressão do DEA, admitindo o uso da mesma turbina a gás (TG2-Taurus 60). No entanto, deve-se ressaltar que a queda na eficiência não é significativa (de 37,5 a 37,2%) para uma redução da pressão do DEA de 11,0 para 3,0 bar, por exemplo.

Ao investigar a operação do CCH3-BG/BIO com a pressão de 1,2 bar (comumente utilizada no setor sucroalcooleiro [50]), a turbina a gás foi alterada para a Taurus 70 para atender a demanda de energia térmica do ciclo de vapor. Como o consumo de bagaço não se altera, o uso de uma turbina de maior porte elevou o *gas share* da planta, aumentando a dependência da planta em relação ao consumo de biogás.

Sob o ponto de vista econômico, espera-se que os custos com as bombas de água de alimentação se elevem com o aumento da pressão. No entanto, como a potência elétrica varia menos de 1,0%, é possível afirmar, corroborado pela análise econômica mostrada na seção 5.3.2, que o sistema continua viável economicamente. Da mesma forma, as emissões específicas não se alteram significativamente, já que não houve grandes variações na eletricidade gerada para os casos avaliados.

O estudo acima, portanto, traz importantes contribuições quanto à escolha de parâmetros termodinâmicos para o dimensionamento de um ciclo combinado híbrido. Conclui-se que o uso de pressões maiores para a operação do desaerador pode favorecer a eficiência do CCH. Por outro lado, é possível operar com altas eficiências, ainda que utilizando pressões inferiores (de 3,0 a 6,0 bar, por exemplo), desde que seja selecionada uma turbina a gás adequada as demandas de energia térmica do ciclo.

5.4.5. Capacidade das turbinas a gás

Conforme mencionado, a escolha de uma turbina a gás adequada para o ciclo combinado híbrido é de grande importância para a operação de todo o sistema, já que a capacidade e eficiência desta máquina térmica influencia diretamente no dimensionamento dos demais componentes da usina e, conseqüentemente, na TIR do projeto. Assim, o desempenho termodinâmico, econômico e ambiental do sistema híbrido, operando com turbinas a gás existentes no mercado, foi investigado.

Nesta análise comparativa, considera-se a aplicação de quatro turbinas a gás distintas (TG1 a TG4, ver Tabela 4-3) no cenário CCH3-BG/BIO. O desempenho energético de cada cenário é apresentado na Tabela 5-17.

Tabela 5-17. Desempenho energético do ciclo combinado híbrido (CCH3-BG/BIO) para diferentes turbinas a gás.

Parâmetro	u.m	CCH3- BG/BIO - TG1	CCH3- BG/BIO - TG2	CCH3- BG/BIO - TG3	CCH3- BG/BIO - TG4
Turbina a gás	modelo	Centaur 50-S	Taurus 60	SGT 300	Taurus 70
Consumo - BG	MW _t	81,2	81,2	81,2	81,2
Consumo - BIO	MW _t	15,7	18,0	25,7	23,9
Consumo - Total	MW _t	96,9	99,2	106,9	105,1
Gas share	%	16,2	18,1	24,0	22,7
Pot.TV	MW _m	31,6	32,0	33,3	32,8
Pot.TG	MW _m	4,6	5,7	7,9	8,2
Pot. BA	MW _m	0,6	0,6	0,6	0,6
Pot. Total	MW _m	35,6	37,1	40,6	40,4
Pot. elétrica	MW _e	34,1	35,5	38,9	38,7
Eff. energética	%	36,8	37,4	38,0	38,4
Eff.elétrica bruta	%	35,1	35,8	36,4	36,8
Eff. ciclo <i>bottoming</i>	%	34,4	34,2	33,7	33,6
Eff. ciclo <i>topping</i>	%	53,6	54,9	54,1	56,3
<i>Off-design</i>					
Consumo - BG	MW _t	81,2	81,2	81,2	81,2
Pot.TV	MW _m	26,3	26,0	24,9	25,6
Pot. BA	MW _m	0,6	0,6	0,6	0,6
Pot. Total	MW _m	25,8	25,4	24,4	25,0
Pot. elétrica	MW _e	24,4	24,1	23,1	23,7
Eff. energética	%	31,7	31,3	30,0	30,8
Eff.elétrica bruta	%	30,1	29,7	28,5	29,2

Os resultados mostram variação no desempenho termodinâmico e na participação do gás para os quatro cenários, onde a quantidade de biogás requerida pela planta aumenta quando são escolhidas turbinas a gás maiores. Observa-se também um aumento na eficiência nos ciclos de vapor e gás (*bottoming* e *topping*, respectivamente) com o consumo de biogás. O ciclo CCH3-BG/BIO-TG1, de menor *gas share* (16,2%) teve o menor desempenho no ciclo *topping* (53,6%), contribuindo para a menor eficiência energética (36,8%) em relação aos demais.

Por outro lado, o CCH3-BG/BIO-TG4 foi o mais eficiente do ponto de vista termodinâmico, atingindo 38,7 MW_{el} de produção com eficiência energética de

38,4%, valor da mesma ordem de magnitude de grandes usinas de biomassa. Já na entressafra, o sistema *off-design* opera com uma maior eficiência quando é projetado para substituir uma turbina a gás de menor porte (CCH3-BG/BIO-TG1, 31,7%). Isto se deve à menor vazão de vapor necessária para o sistema de aquecimento, requisitando menor extração de vapor vivo antes da TVAP para manter o sistema operando.

Sob o ponto de vista exergético (ver Tabela 5-18 a seguir), a tendência das melhores eficiências segue os resultados obtidos à luz da 1ª Lei da termodinâmica. Nota-se que as maiores irreversibilidades ocorrem no cenário CCH3-BG/BIO-TG3, caracterizado pela segunda turbina de maior capacidade avaliada neste trabalho ($7,9\text{MW}_e$), porém com eficiência inferior as turbinas TG2 e TG4. A menor eficiência significa que há maiores perdas na conversão da energia térmica do biogás em potência elétrica na TG. Embora parte da carga térmica dos seus gases de exaustão seja recuperada pelo ciclo *bottoming*, a troca de calor ocorre com maiores diferenças de temperatura nos trocadores de calor RHE e PAG2, elevando também as irreversibilidades internas.

Além disso, embora a temperatura dos gases na chaminé seja igual em todos os cenários, a vazão dos gases da TG3 é maior, aumentando a rejeição de calor do ciclo *topping*. Os resultados sob a ótica da 2ª Lei da termodinâmica ratificam a importância de se observar, não só a capacidade e eficiência da turbina a gás, mas também a temperatura e vazão dos gases de escape, pois a recuperação energética destes influenciam diretamente no desempenho exergético da planta.

Tabela 5-18. Desempenho exergético do ciclo combinado híbrido (CCH3-BG/BIO) para diferentes turbinas a gás na safra.

Parâmetro	u.m	CCH3-TG1	CCH3-TG2	CCH3-TG3	CCH3-TG4
Consumo total	MW	108,20	110,52	118,20	116,39
Potência gerada	MW	34,6	36,1	39,5	39,3
Irr. interna	MW	66,7	67,5	71,4	69,9
Irr. externa	MW	7,4	7,5	7,9	7,8
Irr. total	MW	74,1	75,0	79,3	77,7
Eff. Exergética	%	32,0	32,7	33,4	33,8

Após avaliar o desempenho termodinâmico, deve-se questionar se o ganho de eficiência com o aumento o *gas share*, ou seja, utilizando turbinas a

gás maiores, eleva a taxa de retorno do projeto. A Tabela 5-19 mostra os resultados financeiros dos cenários acima.

Tabela 5-19. Resultados financeiros para diferentes turbinas a gás – Planta híbrida operando com CCH3 na safra com sistema e *off-design* na entressafra.

Parâmetro	u.m	CCH3- BG/BIO- TG1	CCH3- BG/BIO- TG2	CCH3- BG/BIO- TG3	CCH3- BG/BIO- TG4
Investimento	R\$(x1000)	197.195	212.764	231.320	246.547
Eletricidade gerada liq.	GWh _e /ano	225	231	244	245
Eletricidade exportada	GWh _e /ano	218	224	236	237
Receita - Eletricidade	R\$(x1000)/ano	58.798	60.375	63.798	64.043
OEM planta	R\$(x1000)/ano	5.916	6.383	6.940	7.396
OEM - TG	R\$(x1000)/ano	773	953	1.327	1.374
OEM - Biogás	R\$(x1000)/ano	803,8	923,0	1223,8	1316,7
O&M - total	R\$(x1000)/ano	7.492	8.258	9.491	10.087
<i>Payback</i>	Anos	3	3	3	3
TIR	%	42,7	39,6	37,5	34,2
Emissões específicas	kgCO _{2eq} /MWh _e	119,5	117,8	114,2	114,0

Conforme mostrado na Tabela 5-19 acima, os custos de investimento e O&M aumentam de acordo com o uso das respectivas turbinas a gás e biodigestores de maiores capacidades. Embora haja uma diferença de quase 2% na eficiência energética (de 38,4 para 36,8%) entre os cenários de maior e menor *gas share* (TG4 e TG1, respectivamente), a queda na taxa de retorno do projeto (42,7 a 34,2%) indica que o melhor projeto, sob o ponto de vista econômico, passará sempre pelo menor custo de investimento.

Conclui-se que, ainda que o sistema possa operar com eficiências maiores, ao utilizar turbinas a gás de grande porte (maior *gas share*), o aumento da receita com a exportação (entre R\$58,8 e 64,0 milhões por ano) não refletem em ganhos na TIR. O cenário de maior *gas share* (CCH3-BG/BIO -TG3) não apresentou os melhores indicadores termodinâmicos, econômicos e ambientais, influenciado também por uma eficiência da turbina a gás relativamente baixa.

Por outro lado, a turbina a gás de maior eficiência (34,27%) e capacidade (8,18 MW_e-TG4), contribuiu para obter os melhores valores de eficiências energética (42,7%) e emissões específicas (114,0 kgCO_{2eq}/MWh_e). Já economicamente, o melhor cenário neste quesito (CCH3-BG/BIO-TG1) é o que utiliza a menor turbina a gás (4,6MW_e-TG1), com menor *gas share* (10,5%) e de

menor eficiência (34,2%). Para os custos de investimento e O&M estimados, os sistemas mostraram-se viáveis operando com diferentes turbinas a gás, resultando em TIR acima de 34%. Como mostrado na seção 5.3.2, ainda que os custos se elevem até 30% o investimento ainda tem retornos acima da taxa mínima de atratividade considerada neste trabalho (12%).

5.5. Conclusão parcial

Conclui-se que, com a implementação de ciclos combinados híbridos, é possível elevar a eficiência elétrica de usinas sucroalcooleiras. Destaca-se que, como as soluções híbridas não precisam fornecer vapor de processo, os sistemas propostos podem operar em modo de condensação o ano inteiro (330 dias), consumindo apenas o bagaço economizado na safra. Isto permite que a planta opere durante a entressafra da cana-de-açúcar, um período geralmente improdutivo no setor sucroalcooleiro. Como resultado, é possível garantir uma exportação de eletricidade constante ao longo do ano, contribuindo também para a segurança energética da matriz brasileira.

O ganho de eficiência elétrica médio, calculado no presente trabalho em relação aos sistemas de cogeração convencionais, foi de 10,3%, associado a uma alta viabilidade econômica (TIR acima de 30%). Sob o ponto de vista ambiental, ainda que haja um consumo de gás natural na entressafra, a emissão evitada de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ das usinas sucroalcooleiras híbridas é cerca de 23,7% superior quando comparada à emissão evitada média de uma usina convencional brasileira.

Foi observado também que embora alguns resultados tenham apresentado pouca variação sob os pontos de vista descritos acima, a escolha pela configuração híbrida deve passar por outros fatores, tais como a flexibilidade operacional da planta, ao integrar dois ciclos termodinâmicos em um sistema de cogeração já existente, como os das usinas sucroalcooleiras. Além disso, uma das vantagens dos CCH propostos é permitir que as usinas híbridas operem com uma quantidade relativamente baixa de biogás (gas share inferior a 4%), reduzindo a necessidade de operar com biodigestores de grande porte, bem como os impactos na oscilação da produção de biogás.

Os CCHs que possuem sistemas de superaquecimento externo, apesar de serem mais eficientes, por exemplo, são sistemas que requerem turbinas a gás maiores ou queima suplementar de gás, elevando o *gas share* da planta e tornando-a mais dependente da disponibilidade de biogás. Além disso, eventuais

interrupções no funcionamento do ciclo *topping* impediria o superaquecimento do vapor na entrada da turbina a vapor de alta pressão, comprometendo também a operação desta e dos demais componentes do ciclo Rankine.

Os cenários que utilizam os gases de exaustão do ciclo *topping* para pré-aquecer o ar de combustão da caldeira de bagaço (CCH2-BG/BIO e CCH4-BG/BIO), embora sejam mais eficientes e tenham taxas de retorno superiores aos demais, apresentam pouca flexibilidade operacional. Para o CCH2-BG/BIO, por exemplo, além das consequências mencionadas associadas ao superaquecimento externo, o cenário tem como desvantagem a dependência dos gases de exaustão do ciclo *topping* para a operação da caldeira de bagaço.

Esta mesma situação ocorre para o cenário CCH4-BG/BIO, já que qualquer interrupção na operação do ciclo *topping* resultará em alterações na temperatura e composição do ar de combustão da caldeira. Embora a potência térmica, necessária para elevar a temperatura do ar de combustão da caldeira, seja menor para estes cenários, a operação da fornalha e sistemas auxiliares de ventilação da caldeira passa a depender do fornecimento contínuo dos gases de exaustão da turbina a gás.

Para o cenário CCH5-BG/BIO, sob o ponto de vista operacional, é o que permite maior flexibilidade, visto que não há dependência de superaquecimento externo e ar de combustão com os gases do ciclo *topping*. Além disso, tanto a caldeira quanto a turbina a vapor podem operar em caso de interrupção no fornecimento de biogás. O mesmo raciocínio é válido para o cenário CCH3-BG/BIO, constituído por um sistema de reaquecimento externo e pré-aquecimento da água de alimentação por meio da recuperação dos gases de exaustão de uma turbina a gás de pequeno porte.

A análise paramétrica mostrou a influência de diversos parâmetros nos aspectos econômicos e ambientais do projeto da usina híbrida, tais como: consumo de bagaço, consumo de vapor de processo, tempo de operação da planta, disponibilidade de biogás, consumo de gás natural, pressão e temperatura do vapor e porte das turbinas a gás. Assim, a investigação de questões técnicas e operacionais realizada no presente trabalho pode contribuir como ferramenta para as tomadas de decisões quanto a implementação de ciclos combinados híbridos em usinas sucroalcooleiras.

O cenário ideal dependerá, obviamente, da ótica avaliada (eficiência, econômica ou ambiental) e das demandas e disponibilidade de resíduos de uma usina sucroalcooleira na safra e entressafra. Tais demandas compreendem, como explicado anteriormente, o fornecimento de vapor a determinadas

pressões, temperaturas e vazões, de acordo com o destino (refinaria, destilaria ou turbinas de acionamento), que influenciarão diretamente na disponibilidade de vinhaça e bagaço excedente e conseqüentemente, no *gas share* da planta.

Contudo, após uma análise generalizada dos parâmetros acima, é possível concluir que, embora os demais sistemas avaliados tenham superado em um ou mais critérios, o cenário CCH3-BG/BIO surge como o que apresenta maior viabilidade de implementação, levando em conta também aspectos operacionais de todo o setor sucroalcooleiro.

6. Resultados e discussões – Usinas de resíduos sólidos urbanos e gás natural

O estudo de usinas de RSU operando com os ciclos combinados híbridos do presente trabalho considera o consumo de gás natural como combustível para operar o ciclo topping. Conforme mencionado na seção 3.3.4, embora traga ganhos operacionais e de eficiência, o uso do GN representa um acréscimo nos custos da planta híbrida, além de contribuir negativamente sob aspectos ambientais.

Os resultados e discussões apresentados no Capítulo 5 mostram que a aplicação de ciclos combinados híbridos com baixo *gas share*, principal foco do presente trabalho, permitem elevar a eficiência termodinâmica e ganho financeiro de usinas alimentadas com biomassa. Embora seja possível aplicar soluções que envolvam o superaquecimento externo, a análise da aplicação de ciclos combinados híbridos no setor sucroalcooleiro mostrou a tendência destas configurações de terem um consumo de gás maior. Isto se deve à necessidade de se utilizar turbinas a gás de maior porte, auxiliadas eventualmente por uma queima suplementar de gás, para fornecer a energia térmica ao vapor produzido nas caldeiras, de modo que este atinja o estado termodinâmico requisitado na entrada da turbina a vapor [24], [102], [116].

Neste contexto, o modo de operação e desempenho de três configurações, compostas por ciclos combinados híbridos com reaquecimento externo, de baixo *gas share*, serão investigados para usinas de RSU híbridas. A influência dos principais parâmetros termodinâmicos na taxa de retorno será mostrada, de modo a destacar a importância de aplicação de soluções com o menor consumo de gás natural possível, para que ganhos de eficiência na planta se traduzam em ganhos econômicos e ambientais.

6.1. Validação do modelo

Para a análise das usinas RSU/GN híbridas, além da validação dos ciclos *bottoming* e *topping*, demonstrada na seção 5.1, verificou-se o modelo para uma planta de RSU convencional, abrangendo as principais particularidades

associadas à incineração de RSU. Os resultados da simulação são mostrados na Figura 6-1.

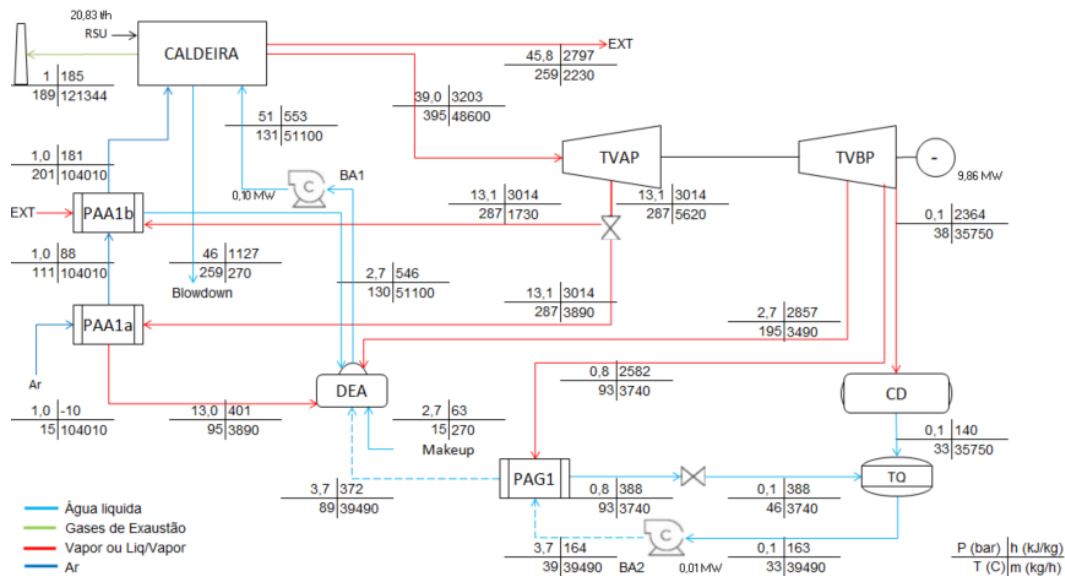


Figura 6-1. Diagrama de processo de uma usina de RSU convencional.

Conforme mencionado na seção 3.3.3, a validação da usina de RSU convencional seguiu o modelo desenvolvido por Peiyuan Pan et al. [119]. Na planta simulada pelos autores, os fluxos de ar primário e secundário são pré-aquecidos em quatro trocadores de calor, além do pré-aquecimento da água de alimentação ser realizado também em diferentes estágios. O vapor produzido passa por uma turbina de condensação, com extrações em diferentes pressões para pré-aquecer o ar de combustão e a água de alimentação. Além disso, cerca de 2,23 ton/h de vapor saturado é extraído diretamente da caldeira também para o pré-aquecimento a água de alimentação.

O sistema simulado pelos autores inclui perdas no condensador (0,1 MW_i) e consumo próprio da planta (1,46 MW_e) de modo que a eficiência elétrica líquida resulta em 20,49%. O presente trabalho seguiu esta descrição, com uma adaptação ao pré-aquecimento do ar de combustão, onde as vazões de ar primário e secundário são somadas, de modo a serem pré-aquecidas simultaneamente somente em dois trocadores de calor (PAA1a e PAA1b).

Os resultados, conforme apresentado na Figura 6-1, mostram que esta simplificação não impacta significativamente na eficiência da planta. Os demais componentes foram inseridos seguindo o modelo desenvolvido por Peiyuan Pan

et al. [119], onde é possível concluir que os valores obtidos são bastante próximos, conforme mostrado na Tabela 6-1.

Tabela 6-1. Resultados da validação do modelo de uma usina de RSU convencional.

Parâmetro	u.m	Modelo de Peiyuan Pan et al. [119]	Presente trabalho
Potencia elétrica liq.	MW _e	8,30	8,29
Temperatura - gases de exaustão da caldeira	°C	190	189,3
Temperatura - água de alimentação	°C	130	131
Eff. elétrica liq.	%	20,49%	20,46%
Eff. Exergética	%	19,40%	19,37%

Os resultados mostram uma boa concordância, com erros inferiores a 1,0%, obtidos para a temperatura dos gases de exaustão da caldeira, de 190,0°C para 189,3°C, visto que se deve considerar possíveis diferenças na composição do RSU e composição do ar de combustão e perdas de radiação e combustível não queimado na caldeira. Desta forma, uma boa concordância também é observada com a temperatura da água de alimentação de 130°C para 131°C, resultante de um pequeno aumento na pressão do desaerador necessário para atingir a saturação, após mistura do condensado com as extrações da caldeira e turbina a vapor. O valor da eficiência elétrica líquida obtido é similar ao calculado pelo autor, considerando um consumo próprio no presente trabalho de 15%, valor coerente com as usinas convencionais de RSU operando a estas faixas de temperatura e pressão [99], [144], ao invés de 14,81% da potência gerada no eixo (9,86MW_m), utilizado pelo autor.

6.2. Análise dos cenários híbridos – Resíduos sólidos urbanos e gás natural

6.2.1. Modo de operação da planta

O modo de operação de três configurações híbridas é apresentado a seguir, ilustrados pelos respectivos diagramas de processos. Para facilitar a comparação entre os cenários, os resultados associados ao desempenho técnico, econômico e ambiental são apresentados nas seções seguintes.

Os cenários aqui propostos consideram o consumo de uma determinada quantidade de RSU (870,0 ton/dia), sob as mesmas condições e dados de entrada prescritos no Capítulo 4. Esta vazão mássica é multiplicada pelo poder calorífico inferior do RSU, de 7,76 MJ/kg, calculado no presente trabalho, resultando em uma potência térmica 78,2 MWt. Com o objetivo de associar o ganho de eficiência sem aumentar os custos de investimentos, uma caldeira convencional é escolhida para todos os cenários, com capacidade de produzir cerca de 100 ton/h de vapor superaquecido a 54bar/400°C para a geração de eletricidade.

Nos três cenários investigados, o vapor destina-se diretamente a turbina a vapor de alta pressão, onde gera energia elétrica até a exaustão na turbina a uma pressão intermediária. Em seguida, este vapor é reaquecido em um reaquecedor externo, recuperando energia térmica dos gases de exaustão de uma turbina a gás (cenários CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN) ou de um queimador de duto (cenário CCH5-RSU/GN). Após o reaquecimento, o vapor é enviado para a turbina a vapor de baixa pressão. Diferentes extrações de vapor nas turbinas são realizadas, de modo a atender o preaquecimento de ar de combustão e pré-aquecimento da água de alimentação.

Nos dois primeiros cenários, o ciclo *topping* opera com a turbina a gás Taurus 60. Como será mostrado adiante, esta apresenta melhor custo-benefício entre turbinas existentes deste porte, levando em conta seu custo, eficiência e consumo de combustível. Desta forma, para o consumo de RSU adotado, a participação de gás natural na planta (*gas share*) será inferior a 20% em todos os cenários avaliados.

O sistema de reaquecimento externo considera pares de pressão e temperaturas de modo a garantir que o título, referente a umidade na saída da turbina a vapor, seja minimamente de 89%, com o condensador operando a 0,1bar. As extrações de vapor a baixa pressão foram escolhidas de modo a contribuir assim para a redução da vazão de vapor no último estágio da turbina e reduzindo assim o calor rejeitado no condensador. A primeira extração é realizada a 8,0 bar, com temperatura suficiente para pré-aquecer o ar de combustão. As demais extrações têm como objetivo o pré-aquecer o condensado e garantir a saturação da água no desaerador.

Note que um par de temperatura e pressão similar (53bar/400°C) é utilizado na usina de Runcorn, uma moderna usina localizada no Reino Unido [123], [156]. Esta planta, diferentemente do sistema proposto, possui uma caldeira de 53 bar/400°C onde parte grande parte do vapor deve ser extraído

das turbinas, a 17 bar para atender uma indústria química anexa e somente o vapor excedente é destinado a condensação (a 0,3 bar), resultando em uma eficiência elétrica inferior a 20%.

Além disso, com bases em estudos e usinas existentes, perdas de carga foram incluídas em cada trocador de calor [84], assim como 15% de consumo elétrico parasita [99] e 3% de perdas de energia elétrica na rede de transmissão [47]. O excesso de ar adotado, cerca de 79%, está de acordo com valores médios pra usinas de RSU, evitando tecnologias que pudessem onerar os custos da caldeira [44].

O diagrama de processos do primeiro ciclo combinado híbrido avaliado, CCH3-RSU/GN, é mostrado na Figura 6-2. Conforme mostrado anteriormente nas usinas de cana-de-açúcar, esta configuração considera o uso dos gases de exaustão de uma turbina a gás para reaquecer o vapor e pré-aquecer a água de alimentação da caldeira.

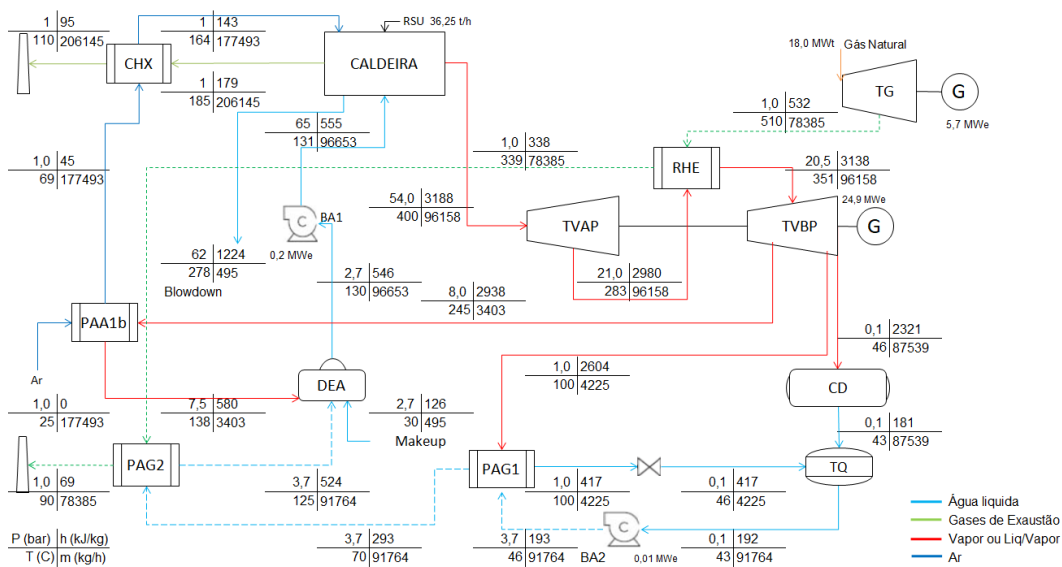


Figura 6-2. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 3 (CCH3-RSU/GN).

Os resultados acima (Figura 6-2) mostram que o sistema CCH3-RSU/GN consome cerca de $96,2 \text{ MW}_t$ para produzir $30,4 \text{ MW}_e$ de potência elétrica líquida, resultando em eficiência elétrica bruta de 31,6%. Para elevar a eficiência da caldeira, e conseqüentemente do ciclo termodinâmico, os gases de exaustão são liberados na chaminé em torno de 185°C , temperatura acima da mínima requerida para permitir o uso de materiais convencionais, evitando o encarecimento dos trocadores de calor [99]. Estudos mostram que é possível

recuperar parte da energia térmica contida nestes gases [44], [123], ao adicionar um trocador de calor na saída da caldeira (CHX, ver Figura 6-2). Trata-se de um recurso comumente utilizado em usinas de RSU modernas, por meio de um equipamento capaz de resistir a corrosão dos gases e liberando-os a temperaturas inferiores (110°C) na chaminé. Neste equipamento (CHX, abreviação do seu nome em inglês: *condensing heat exchanger*), o ar de combustão é pré-aquecido em torno de 170°C por meio da recuperação dos gases de exaustão da caldeira, reduzindo assim a quantidade de vapor extraído da turbina a vapor para este fim.

O segundo cenário avaliado, ciclo combinado híbrido CCH4-RSU/GN, trata-se de uma variação da configuração CCH4, com uma alteração no fluxo de gases do ciclo *topping* após passar pelo reacondicionador de vapor. Neste caso, os gases da turbina a gás fornecem energia térmica para o pré-aquecimento parcial (cerca de 76,6 ton/h) do ar de combustão da caldeira de RSU, de 25 a 242°C , recuperando o máximo de sua energia térmica possível, antes de serem liberados a 90°C , ao invés de serem inseridos na caldeira. Paralelamente, o trocador de calor CHX é responsável por pré-aquecer a outra parcela do ar de combustão, em de 99,28 ton/h, de 25°C a 165°C . Como consequência, é possível eliminar a extração da turbina a vapor e de vapor saturado da caldeira para o pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira. O diagrama de processos do CCH4-RSU/GN é mostrado na Figura 6-3.

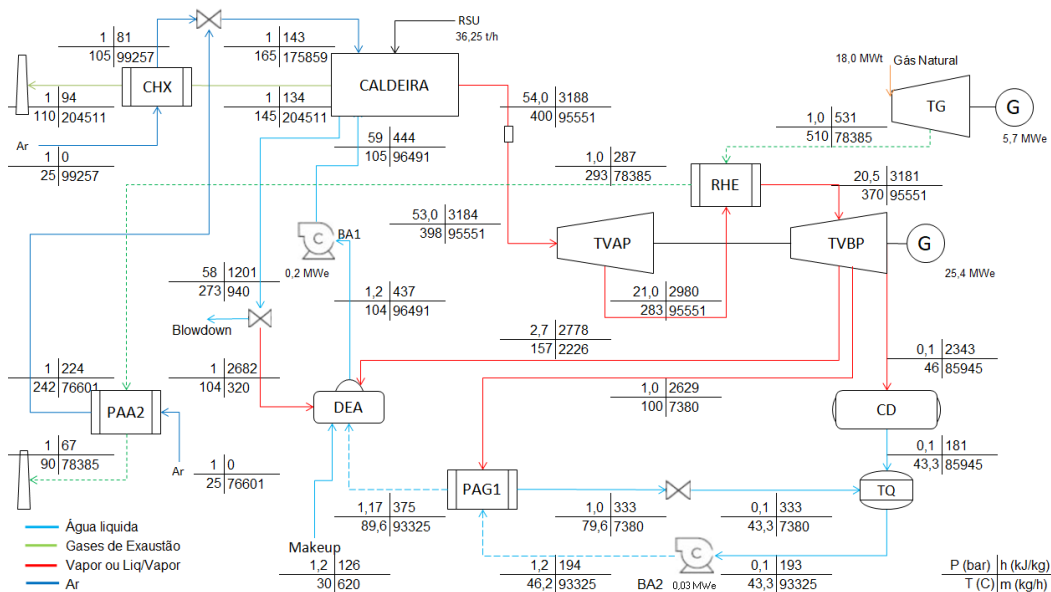


Figura 6-3. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 4 (CCH4-RSU/GN).

Note que, ao não utilizar os gases da TG para o pré-aquecimento da água de alimentação, é possível utilizar o vapor extraído a baixa pressão da TV para o ciclo regenerativo, reduzindo a vazão de vapor no último estágio da TV e o calor rejeitado no condensador. Os resultados obtidos para este cenário (Figura 6-3) mostram que a planta tem capacidade de geração de 25,4 MW_e na turbina a vapor, somadas a 5,7 MW_e gerada pela turbina a gás. Ao somar estas potências e descontar o consumo de bombas (0,2MW_e), a potência elétrica líquida gerada é 30,9 MW_e, resultando em uma eficiência elétrica de 32,1%.

No ciclo combinado híbrido 5 (CCH5-RSU/GN), diferentemente dos cenários anteriores, a turbina a gás é substituída por um queimador de duto. Este cenário é similar ao avaliado para as usinas sucroalcooleiras. Os gases de exaustão do queimador são utilizados para o sistema de reaquecimento e para pré-aquecer o próprio ar de combustão, necessário para a queima do gás natural no queimador. Neste caso, apesar de não gerar eletricidade, o gás natural tem seu consumo reduzido em relação aos casos acima. Conforme mostrado na Figura 6.4, a planta é capaz de produzir uma potência de 24,0 MW_e ao consumir 78,2 MW_t de energia térmica do RSU e 5,0 MW_t de GN, resultando em uma eficiência elétrica bruta de 28,9%.

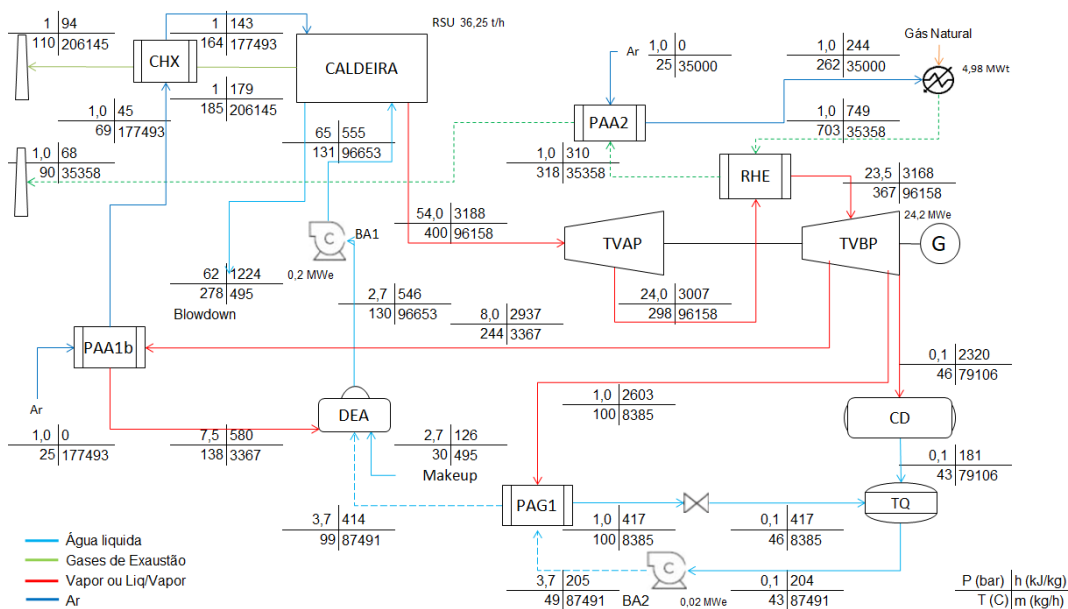


Figura 6-4. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 5 (CCH5-RSU/GN).

6.2.2. Análise técnica

Na seção anterior, o modo de operação dos ciclos combinados híbridos propostos para usinas de RSU foram apresentados. A alta eficiência elétrica obtida para cada um dos sistemas avaliados indica que estes podem ser utilizados para integrar o consumo do lixo urbano a um consumo reduzido de gás natural. A Tabela 6-2 a seguir mostra os resultados, sob o ponto de vista termodinâmico, dos ciclos combinados híbridos avaliados para usinas de RSU/GN.

Tabela 6-2. Desempenho termodinâmico dos CCH avaliados para usinas de RSU/GN.

Parâmetro	u.m	CCH3- RSU/GN	CCH4- RSU/GN	CCH5- RSU/GN
Consumo - RSU	MW _t	78,2	78,2	78,2
Consumo - GN	MW _t	18,0	18,0	5,0
Consumo - Total	MW _t	96,2	96,2	83,1
<i>Gas share</i>	%	18,7	18,7	6,0
Pot.TV	MW _m	26,2	26,7	25,5
Pot.TG	MW _m	5,7	5,7	-
Pot. BA	MW _m	0,2	0,2	0,2
Pot. Total	MW _m	31,7	32,2	25,3
Pot. elétrica	MW _e	30,4	30,9	24,0
Eff. energética	%	32,9	33,5	30,4
Eff. elétrica bruta	%	31,6	32,1	28,9
Eff. ciclo <i>bottoming</i>	%	28,7	29,3	30,4
Eff. ciclo <i>topping</i>	%	51,2	51,6	30,4
Taxa de exergia RSU	MW _t	89,3	89,3	89,3
Taxa de exergia GN	MW _t	18,7	18,7	5,2
Taxa de exergia - Total	MW _t	108,0	108,0	94,5
Eff. exérgica	%	28,1	28,6	25,4

Como esperado, as eficiências são maiores para os cenários que operam com uma maior participação de gás natural no consumo energético da planta (CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN) e, conseqüentemente, para o cenário em que há um melhor aproveitamento do consumo deste combustível (eficiência do ciclo *topping* de 51,6% para o CCH4-RSU/GN). Além disso, a Tabela 6-2 mostra que as eficiências energéticas aqui calculadas estão entre 30,4 e 33,5%. Conforme mostrado na literatura, a eficiência energética típica de uma usina de

RSU convencional está em torno de 26,4% [44], [119]. Assim, observa-se que as eficiências obtidas são aproximadamente de 15,1 a 26,9% superiores as usinas convencionais.

Em relação ao desempenho exerético, assim como ocorre para usinas sucroalcooleiras (ver seção 5.3.1.2), os ciclos combinados híbridos em usinas de RSU apresentam ganhos de eficiência. As eficiências exeréticas calculadas estão entre 25,4% e 28,6%. Ao comparar com a literatura, de forma geral, a integração de dois ou mais combustíveis e seus respectivos ciclos termodinâmicos contribuem para o aumento das eficiências exeréticas da planta. O aumento das irreversibilidades nos cenários híbridos, em relação a uma usina de RSU convencional, é justificado pela inclusão de outro processo de combustão na planta (consumo do gás natural na TG e QD). Da mesma forma, as irreversibilidades internas aumentam com a inclusão de trocadores de calor entre o ciclo *topping* e *bottoming*. Peiyuan Pan et al. [119], obtiveram eficiências exeréticas de 25,89% em uma usina de RSU integrada a uma planta de biomassa residual, com participação de RSU de somente 27,8% do total de input térmico. Chen et al [42], para uma usina de RSU com carvão, calcularam eficiências exeréticas em torno de 39,52%, com participação de somente 3% de RSU em relação ao total de input térmico. Em 2019, Carneiro [127] investigou o desempenho de uma usina waste-to-energy híbrida, alimentada por RSU e gás natural em turbinas de grande porte, obtendo uma eficiência exerética em torno de 39% e *gas share* acima de 40%.

Deve-se ressaltar que, alguns valores adotados em usinas convencionais, como a temperatura da água de alimentação a 130°C e dos gases da caldeira a 190°C não contribuem positivamente para uma alta eficiência da caldeira e do ciclo de vapor. Isto explica a menor eficiência da planta apresentada por Peiyuan Pan et al. [119], em torno de 24,1%. Embora haja uma pequena redução no tamanho do economizador da caldeira, uma eventual redução nos custos deste trocador de calor não deve justificar o uso de uma solução de baixa eficiência. Já na usina de Runcorn, operando com água de alimentação a 105°C e temperatura de gases na saída de 145°C, a configuração traz algumas vantagens no ganho de eficiência da caldeira, porém deixa margem para ganho de eficiência do ciclo de vapor, ao entrar com água de alimentação em temperaturas mais baixas.

Sob o ponto de vista operacional, é importante mencionar que a presença de uma TG pode facilitar o funcionamento da usina. O despacho imediato do gás natural e a geração de eletricidade na TG permite iniciar a operação da planta

sem comprar energia da rede, além de contribuir em situações transitórias (paradas para manutenção não programada, problemas na rede de transmissão etc.).

Destaca-se que a eficiência energética de 33,5% (CCH4-RSU/GN) é da mesma magnitude ou ainda superior a usinas que operam com alto parâmetros de vapor ou demais tecnologias utilizadas para aumentar a eficiência. Usinas que adotam sistemas de recirculação de gases, visando reduzir o excesso de ar, elevam ligeiramente a eficiência bruta para cerca de 28,4% [44]. Já para plantas que adotam parâmetros de vapor superiores, as tecnologias para superaquecimento externo, redução da temperatura dos gases de combustão e ciclos com reaquecimento na caldeira alcançam eficiências elétrica bruta entre 28 e 30,2% [13], [102], [122].

No entanto, tais soluções implicam em elevar os custos de investimentos na planta, como a planta de Amsterdam, que opera com um ciclo de reaquecimento de vapor e gera mais de 0,7 MWh_e/ton_{rsu} incinerada. Outras usinas existentes no exterior, nos EUA e Europa, por exemplo, produzem cerca de 0,55 MWh_e/ton_{rsu}, seguindo a eficiência energética típica de uma usina convencional [99], [171]. Portanto, pode-se afirmar que a eficiência obtida para o CCH4-RSU/GN (acima de 0,8 MWh_e/ton_{rsu}), por exemplo, é superior a usinas modernas e mais eficientes.

6.2.3. Análise econômica

Os resultados da análise econômica de cada ciclo combinado híbrido, aplicados a usinas de RSU, são apresentados a seguir. A Tabela 6-3 mostra os principais resultados financeiros. Nota-se que é possível obter uma receita líquida positiva e taxas de retorno atrativas para todos os cenários avaliados. Considerando a taxa de retorno mínima aceitável (12%) neste trabalho, a TIR calculada para os sistemas híbridos superam este valor utilizando valores e premissas compatíveis com o mercado brasileiro.

Tabela 6-3. Resultados financeiros para os cenários híbridos avaliados para usinas de RSU.

Parâmetro	u.m	CCH3- RSU/GN	CCH4- RSU/GN	CCH5- RSU/GN
Investimento total	R\$(x1000)	592.250	592.250	562.350
Eletricidade gerada liq.	MWh _e /ano	218.133	222.223	167.221
Eletricidade exportada	MWh _e /ano	211.589	215.556	162.205
Consumo - GN	m ³ /ano	14.482.904	14.482.904	4.003.936
Receita - Eletricidade	R\$(x1000)/ano	139.226	141.836	106.731
<i>Tipping-fee</i>	R\$(x1000)/ano	34.800	34.800	34.800
Despesa - GN	R\$(x1000)/ano	43.449	43.449	12.012
O&M - Planta	R\$(x1000)/ano	29.000	29.000	29.000
O&M - TG	R\$(x1000)/ano	1.588	1.588	-
<i>Payback</i>	Anos	4	4	3
TIR	%	27,4	29,2	32,7

A receita com eletricidade anual, superior a R\$106,0 milhões por ano para todos os sistemas avaliados, contribuiu para taxas interna de retorno acima de 27,4%, e *payback* entre 3 e 4 anos, valor bastante inferior ao tempo de vida da planta (20 anos). Ao observar o cenário mais favorável economicamente, CCH5-RSU/GN, observa-se a relevância de se buscar soluções de baixo *gas share* para usinas híbridas alimentada com RSU-GN. Embora tenha uma receita com eletricidade inferior aos demais, este cenário alcançou uma TIR acima de 32%, influenciada por uma despesa com o consumo de gás natural inferior.

Embora não tenha sido possível acessar os valores relativos a investimentos e O&M, os parâmetros de vapor convencionais aqui utilizados permitem afirmar que os custos do ciclo de vapor sejam inferiores àqueles realizados em usinas modernas na Europa. Isto se deve ao aumento dos custos esperados ao adquirir equipamentos de maior porte (turbinas e caldeiras, por exemplo), operando com pressões e temperaturas superiores a aquelas utilizadas nos estudos até aqui. Entre os cenários avaliados, os custos de investimentos da planta híbrida mostram uma pequena variação, em virtude da inclusão dos trocadores de calor, turbinas a gás ou queimadores de dutos incluídos.

Especificamente para usinas de RSU, o preço médio do trocador de calor CHX, incluído em todos os sistemas, foi obtido com fornecedores representa um custo de R\$1,5 milhões (0,25% do investimento para o CCH3-RSU/GN, R\$592,3 milhões). Nota-se também que usinas de RSU tem custos de investimentos e

operação muito acima de usinas de biomassa [163], além do custo do gás natural, o que leva o retorno destes investimentos a valores inferiores aos obtidos nas análises de usinas híbridas no setor sucroalcooleiro.

É possível observar que a maior TIR, entre os dois cenários com turbina a gás, foi obtida para o cenário CCH4-RSU/GN, impactado pelo uso de uma configuração com maior eficiência termodinâmica, com um sistema de reaquecimento externo e uso dos gases de exaustão da turbina a gás para pré-aquecer o ar de combustão da caldeira. Assim como ocorreu na análise de usinas sucroalcooleiras híbridas, as melhores taxas de retorno não são obtidas para os cenários de maior eficiência energética, ratificando a importância de se aliar a termodinâmica as questões operacionais no projeto de uma usina termelétrica.

Em uma análise paramétrica, similar àquela apresentada para usinas de cana-de-açúcar híbridas (ver seção 5.3.2), verifica-se que as taxas de retorno aumentam, na medida em que maiores preços de venda de eletricidade sejam adotados. A Figura 6-5 mostra o impacto do preço da eletricidade na taxa de retorno de cada cenário.

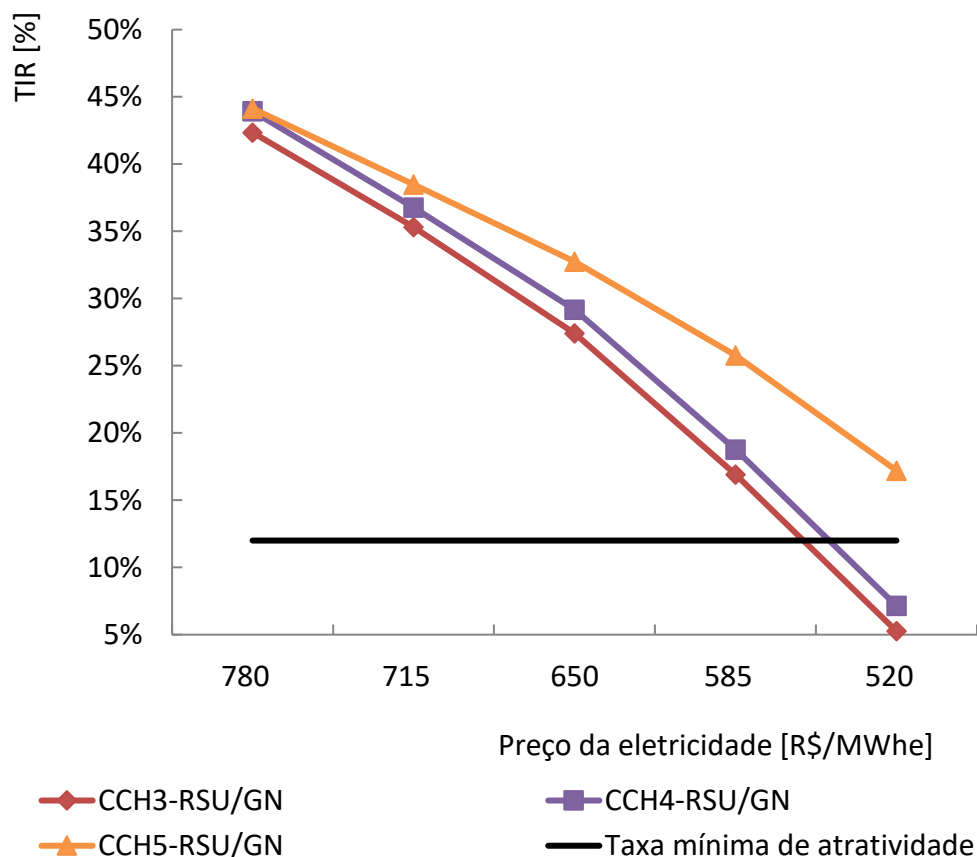


Figura 6-5. Variação da TIR em função do preço da eletricidade.

Para preços acima de 658,00 R\$/MWh_e, todos os cenários são considerados viáveis. De uma maneira não tão óbvia quanto a afirmação anterior, ao manter as demais receitas e despesas, o estudo mostra que os sistemas híbridos podem ser viáveis mesmo com valores abaixo deste patamar. Note que a TIR calculada para o cenário CCH5-RSU/GN apresenta menor variação com o preço da eletricidade. Apesar da energia exportada ser inferior aos demais, este cenário se manteve viável economicamente (TIR acima de 12%) para preços de eletricidade inferiores a 20%, considerando o valor de referência. Para valores até 10% inferior ao preço de referência, todos os cenários podem ser considerados viáveis.

A análise paramétrica também indica a sensibilidade da TIR aos custos de investimento, mantidos o preço de venda de eletricidade e custo do gás natural constantes. A Figura 6-6 mostra que o ganho com a exportação de eletricidade, decorrente do aumento de eficiência da planta, traduziu em ganhos financeiros, ainda com custos até 30% superiores.

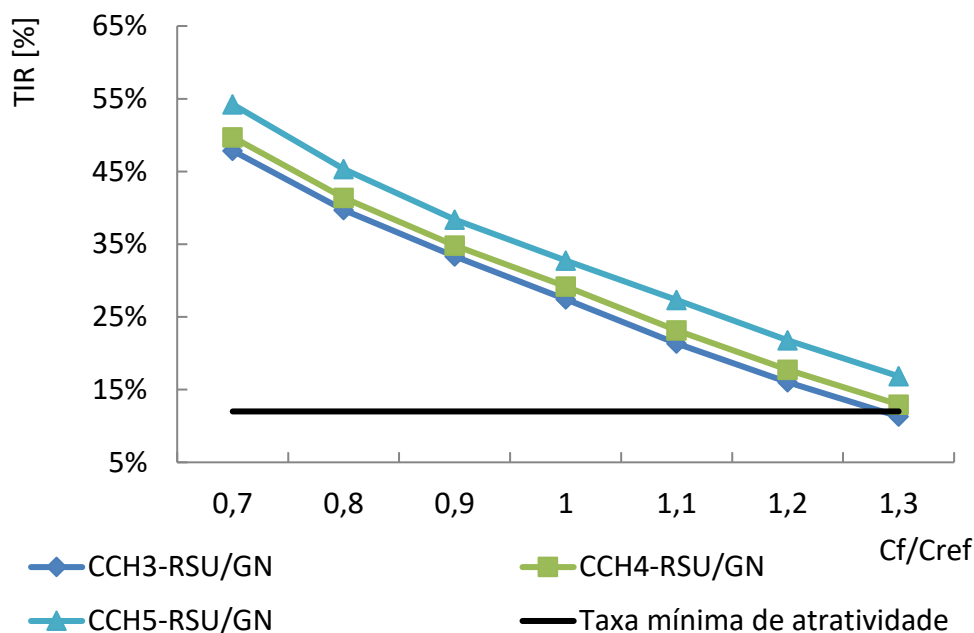


Figura 6-6. Variação da TIR em função dos custos de investimento.

Da mesma forma, a TIR pode variar de acordo com o valor da receita obtida com a *tipping-fee*. Na Figura 6-7 é possível observar que a TIR também se mantém acima da TMA, ainda com valores inferiores ao utilizado como referência para a *tipping-fee* (120R\$/ton_{RSU}).

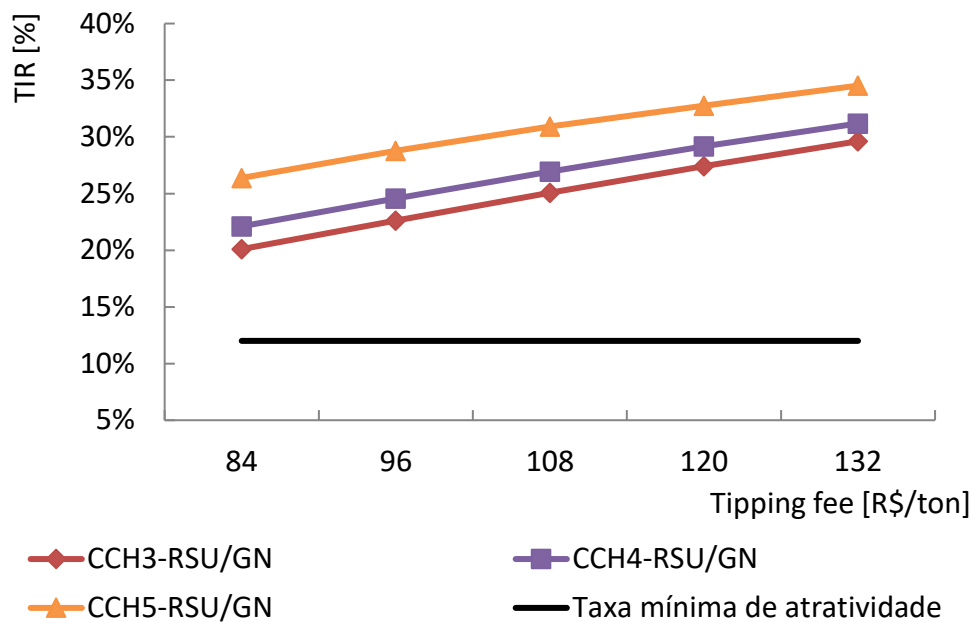


Figura 6-7. Variação da TIR em função da *tipping-fee*.

Assim, conclui-se que a TIR obtida com a implementação dos ciclos combinado híbridos investigados são superiores a taxa mínima aceitável, ainda que tenham custos de investimentos e preços de eletricidade diferentes dos assumidos neste trabalho. Esta boa margem mostra a importância de se investigar sistemas de alta eficiência e baixos custos de investimento. Caso os valores tenham sido superestimados, a tendência naturalmente é de taxas de retorno ainda maiores. Portanto, sob o ponto de vista técnico e econômico, é possível confirmar o potencial de aplicação de ciclos combinados híbridos de baixo *gas share* em usinas de RSU no Brasil.

6.2.4. Análise das emissões de CO₂

Nesta seção, os resultados das análises das emissões de GEE serão apresentados para os três cenários híbridos avaliados. As configurações híbridas, alimentadas por RSU e GN apresentaram uma eletricidade total exportada pela planta entre 162 e 215 GWh_e, valores superiores aos 136 GWh_e que pode ser exportado pela usina de referência, representando cerca de 19 até 58% de eletricidade gerada a mais, conforme mostrado anteriormente (ver seção 6.2.2).

Para calcular as emissões associadas a incineração de RSU, o fator de emissões calculado de 0,36 tonCO_{2eq} por tonelada de RSU processada

(conforme descrito na seção 4.1.3) foi utilizado. Os resultados apontam para uma emissão de cerca de 105 tonCO_{2eq} por ano, considerando a o tratamento de 36,25 ton/h de RSU durante 8000 horas anuais.

Em relação ao consumo de gás natural, considerando o consumo de 18,0MW_t (cenários CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN) e 5,0 MW_t (CCH5-RSU/GN), as emissões anuais associadas a queima deste combustível fóssil são de 28,94 e 8,0 tonCO_{2eq} por ano, respectivamente. Portanto, ao somar as emissões específicas associadas à incineração de RSU e consumo de GN, por unidade de energia gerada, obtém-se entre 622 e 697,5 kgCO_{2eq}/MWh_e, conforme mostrado na Tabela 6-4.

Tabela 6-4. Emissões evitadas de cada cenário híbrido.

Parâmetros	u.m	RSU	CCH3-RSU/GN	CCH4-RSU/GN	CCH5-RSU/GN
RSU - incineração	tonCO _{2eq} /ano	105.134	105.134	105.134	105.134
Emissões de CO _{2eq} - RSU no aterro sanitário	tonCO _{2eq} /ano	406.000	406.000	406.000	406.000
Consumo de GN	tonCO _{2eq} /ano	-	28.940	28.940	8.001
Eletricidade exportada	GWh _e /ano	136.088	211.589	215.556	162.205
Emissões - Usina RSU/GN	tonCO _{2eq} /ano	105.134	134.074	134.074	113.135
Emissões específicas	kgCO _{2eq} /MWh _e	772,5	633,7	622,0	697,5
Emissões evitadas	ktonCO _{2eq} /ano	300,9	271,9	271,9	292,9

Nota-se que as emissões específicas, em kgCO_{2eq}/MWh_e, são menores para as usinas híbridas, quando comparadas as usinas convencionais (772,5 kgCO_{2eq}/MWh_e). O melhor cenário é aquele que obteve o melhor desempenho termodinâmico (CCH4-RSU/GN), com emissões específicas de 622,0 kgCO_{2eq}/MWh_e, ainda que tenha um consumo de gás natural superior ao cenário CCH5-RSU/GN, por exemplo.

Conforme mencionado na seção 4.1.3, esta análise considerou a soma das emissões associadas ao consumo de gás natural e aquelas devido a fração fóssil presente nos RSU. Considerando valores médios obtidos para as emissões metano em aterros em torno de 0,05 ton_{CH4}/ton_{rsu}[170], [189] estima-se que 14.500ton_{CH4} seriam emitidas anualmente, caso a mesma quantidade de RSU (cerca de 290 mil toneladas por ano) tratada na usina híbrida fosse destinada a um aterro sanitário.

Ao converter o CH_4 gerado em $\text{CO}_{2\text{eq}}$ (considerando fator de aquecimento global $28,0 \text{ ton}_{\text{CO}_2}/\text{ton}_{\text{CH}_4}$), cerca de 406 mil toneladas por ano de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ são emitidas com a disposição inadequada destes resíduos. Em outras palavras, quando uma tonelada de resíduo é disposta em aterros sanitários, a quantidade de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ emitida na atmosfera é cerca de 3 vezes maior que aquela obtida por meio da incineração de RSU. Desta forma, pode-se concluir preliminarmente que usinas de RSU, híbridas ou não, contribuem positivamente para a redução de gases de efeito estufa associados ao tratamento de grande parte do RSU produzido atualmente no Brasil.

6.3. Discussão

6.3.1. Pressão de vapor da caldeira

Na análise dos cenários híbridos anteriores, a pressão do vapor foi definida em 54 bar, associada à temperatura de superaquecimento de 400°C , utilizada na maioria das usinas de RSU para evitar corrosão nos trocadores de calor na caldeira. Nesta seção, uma nova simulação foi realizada, com o objetivo de avaliar o desempenho técnico, econômico e ambiental da planta híbrida operando com uma pressão de vapor superior ($67\text{bar}/400^\circ\text{C}$). A Figura 6-8 mostra o diagrama de processos desta simulação.

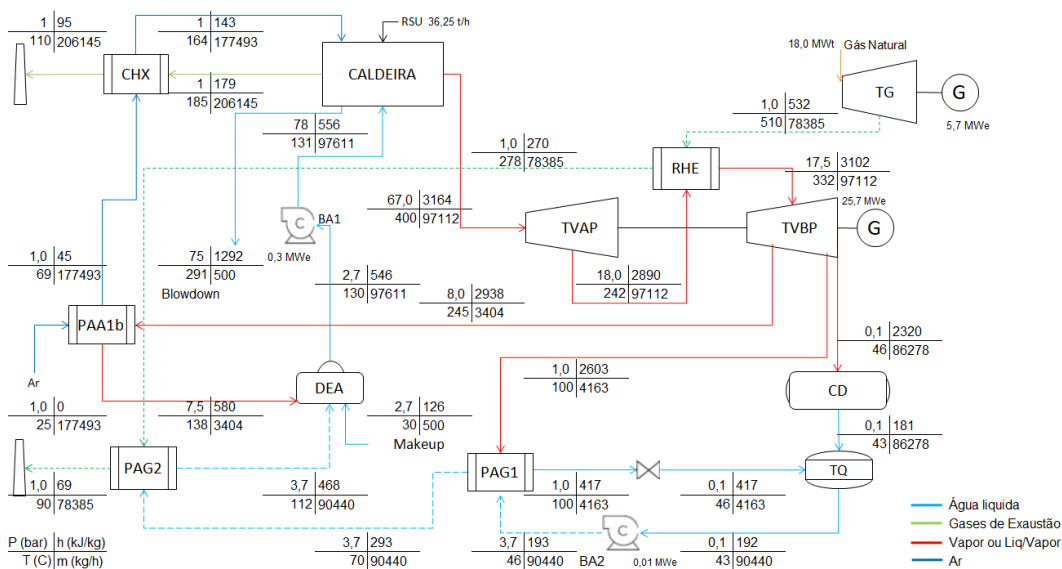


Figura 6-8. Modo de operação do ciclo combinado híbrido 3 operando a 67 bar/400°C (CCH3-RSU/GN).

Conforme mostrado acima (ver Figura 6-8), na operação com o CCH3-RSU/GN, o sistema de reaquecimento externo recupera energia térmica dos gases de exaustão da TG e a troca térmica no reaquecedor de vapor é ajustada somente alterando a temperatura e pressão de reaquecimento do vapor.

Com o aumento da transferência de calor no RHE para o cenário com pressão da caldeira a 67bar, a energia térmica dos gases de exaustão do ciclo *topping* disponível para o pré-aquecimento do ar de combustão é menor. Ao manter a temperatura e vazão de ar de combustão similar em ambos os cenários (67 bar x 54 bar), é necessário extrair uma determinada quantidade de vapor de vapor saturado do tubulão da caldeira (cerca de 1,6 ton/h), reduzindo a vazão de vapor nas turbinas a vapor. Como consequência, a vazão de vapor no último estágio da TV e o calor rejeitado no condensador é menor, contribuindo para o aumento de eficiência do ciclo Rankine e, conseqüentemente, do CCH.

A Tabela 6-5 apresenta os resultados termodinâmico dos cenários avaliados, onde é possível comparar as eficiências obtidas para os CCHs operando com caldeiras nas pressões de 54 e 67bar.

Tabela 6-5. Eficiências do CCH3-RSU/GN para diferentes pressões de vapor

Parâmetro	u.m	vivo	
		CCH3-RSU/GN (54 bar/400°C)	CCH3-RSU/GN (67 bar bar/400°C)
Consumo - Total	MW _t	96,2	96,2
Gas share	%	18,7	18,7
Pot. TV	MW _m	26,2	27,0
Pot. TG	MW _m	5,7	5,7
Pot. BA	MW _m	0,2	0,3
Pot. Total	MW _m	31,7	32,4
Pot. elétrica	MW _e	30,4	31,1
Eff. energética	%	32,9	33,7
Eff. elétrica bruta	%	31,6	32,3
Eff. ciclo bottoming	%	28,7	29,6
Eff. ciclo topping	%	51,2	51,7
Eff. exergética	%	28,1	28,8

Para um ciclo Rankine convencional, elevar a pressão de vapor de 54bar para 67 bar, mantendo a temperatura do vapor superaquecido em 400°C, reduziria a sua entalpia e a entropia, levando ao aumento da vazão de vapor na saída da caldeira. Como consequência, o vapor superaquecido, após passar

pelo estágio de alta pressão da TV, sairá com temperatura inferior (considerando a mesma eficiência isentrópica e pressão de exaustão da TV).

Ao operar um ciclo Rankine sem sistema de reaquecimento, o vapor sairá com alto teor de umidade na saída turbina a vapor, com título inferior ao limite praticado pelo presente trabalho (89%). Assim, a eficiência isentrópica reduziria-se, além do maior risco de erosão e danos nas palhetas, trazendo um efeito oposto a que se deseja [190], [191]. Uma alternativa para evitar umidade excessiva na TV seria aumentar a pressão do condensador. No entanto, isto poderia implicar um aumento de custos, visto que o investimento no condensador pode aumentar em cerca de 10% a cada 10,0mbar reduzido [99]. Além disso outras despesas podem surgir, visto que a pressão do condensador é definida em função do projeto da turbina a vapor e das condições atmosféricas locais.

Os resultados acima corroboram os conceitos já demonstrados na literatura onde a eficiência do ciclo aumenta ao elevar a temperatura média de inserção de calor. Ao comparar o modo de operação dos cenários CCH3-RSU/GN com pressões de vapor vivo entre 54bar e 67bar, os resultados mostram que há um aumento de eficiência energética de 32,9 a 33,7%. Sob o ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, a eficiência exergética também se eleva com o aumento da pressão do vapor da caldeira, de 28,1 para 28,8%. No entanto, nota-se que o ganho relativo dessas eficiências é de cerca de 2,0% para um aumento em torno de 24% na pressão de vapor da caldeira.

Neste caso, a geração de eletricidade, portanto, crescerá somente de 243 para 248,8GWh_e/ano (30,4 para 31,1 MW_e). Em termos financeiros, ao manter o consumo de RSU e sua receita com a *tipping-fee*, aumento de receita seria decorrente da exportação de eletricidade. Em termos quantitativos, o ganho adicional, com a potência elétrica gerada, representaria um aumento de apenas 0,6% (R\$162.513.366 para R\$163.509.470 por ano). Por outro lado, espera-se um aumento nos custos de investimento da planta híbrida, já que o custo de investimento da caldeira e demais componentes tendem a aumentar com o aumento de pressão de vapor. Relativamente aos aspectos ambientais, nota-se que as emissões evitadas se mantêm similares, visto que o consumo de RSU e GN permanecem os mesmos mostrados na seção anterior.

Assim, pode-se concluir que o aumento da pressão da caldeira não é recomendado para os sistemas híbridos propostos, pois o pequeno aumento na geração de eletricidade não resultaria em melhorias na TIR e nas emissões específicas (em kgCO_{2eq}/MWh_e) da planta híbrida.

6.3.2. Pressão de reaquecimento do vapor

Conforme mencionado na seção 3.3.4, análise paramétrica da pressão de reaquecimento do vapor é realizada para as usinas híbridas alimentadas com RSU e GN e para as usinas de bagaço e biogás (BG/BIO). Primeiramente, o desempenho da planta híbrida alimentada com RSU e gás natural, operando com diferentes pares de pressão e temperatura de reaquecimento, são apresentados. A Figura 6-9 a seguir mostra as eficiências obtidas para o cenário CCH3-RSU/GN.

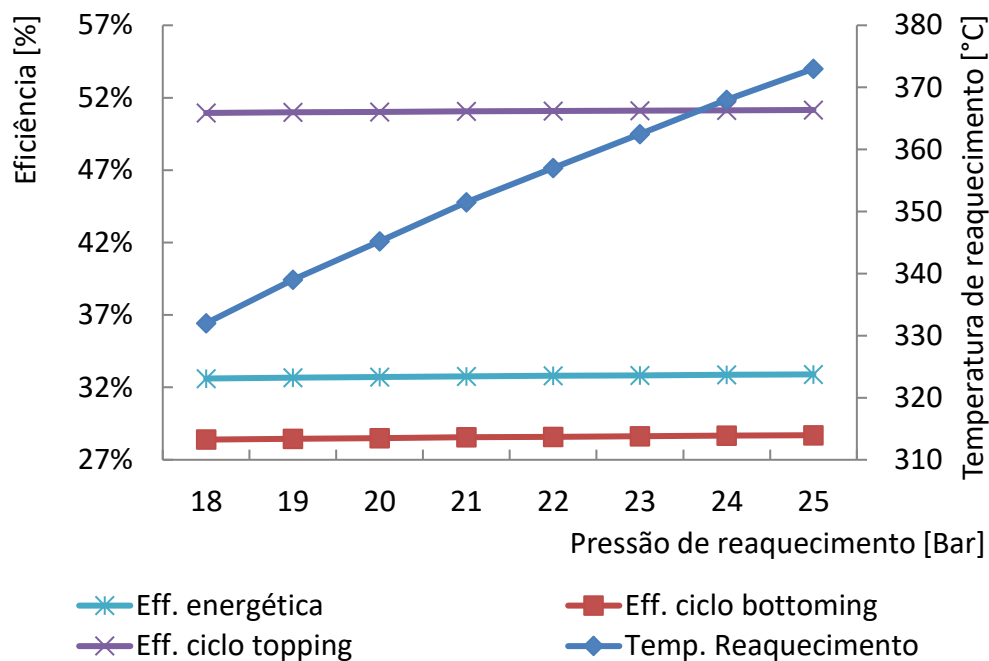


Figura 6-9. Influência da pressão de reaquecimento na eficiência elétrica do CCH3-RSU/GN.

Os resultados acima (ver Figura 6-9) mostram que, ao manter a pressão da caldeira fixa, as eficiências não variam significativamente com a pressão de reaquecimento (entre 32,6 e 32,9%). Ao reduzir esta pressão, mantida a pressão da caldeira, o consumo de energia térmica para o reaquecimento diminui, o que poderia indicar um menor consumo de gás natural e redução dos custos associados a compra deste combustível.

Rigorosamente, embora possa haver um pequeno aumento de eficiência, o efeito prático estará no dimensionamento e custos dos componentes do ciclo combinado híbrido. Com o aumento da pressão e temperatura de reaquecimento, a diferença de temperatura média dos fluidos nos trocadores de

calor entre os ciclos *bottoming* e *topping* se alteram, resultando em um possível aumento no tamanho e custos destes equipamentos.

Além disso, para uma determinada turbina a gás, haverá uma pressão e temperatura de reaquecimento do vapor máxima para atender às especificações do reaquecedor externo. A eficiência máxima, portanto, estará limitada a temperatura de reaquecimento que mantenha uma diferença de temperatura média adequada neste trocador de calor. Em outras palavras, o ganho de receita decorrente do aumento da potência elétrica deve compensar o aumento nos custos de investimento do projeto dos componentes da planta híbrida.

Além dos aspectos termodinâmicos e econômicos discutidos acima, vislumbra-se no presente trabalho elevar a flexibilidade operacional das usinas existentes, ao escolher pressões e temperaturas do ciclo de vapor similares àquelas que as usinas geralmente demandam em seus processos industriais. Neste contexto, a influência da pressão de reaquecimento do vapor na eficiência das plantas híbridas, alimentadas com bagaço e biogás, é avaliada. O desempenho termodinâmico, calculado para diferentes pares de temperatura e pressão de reaquecimento do vapor do sistema híbrido CCH3-BG/BIO, é mostrada na Figura 6-10.

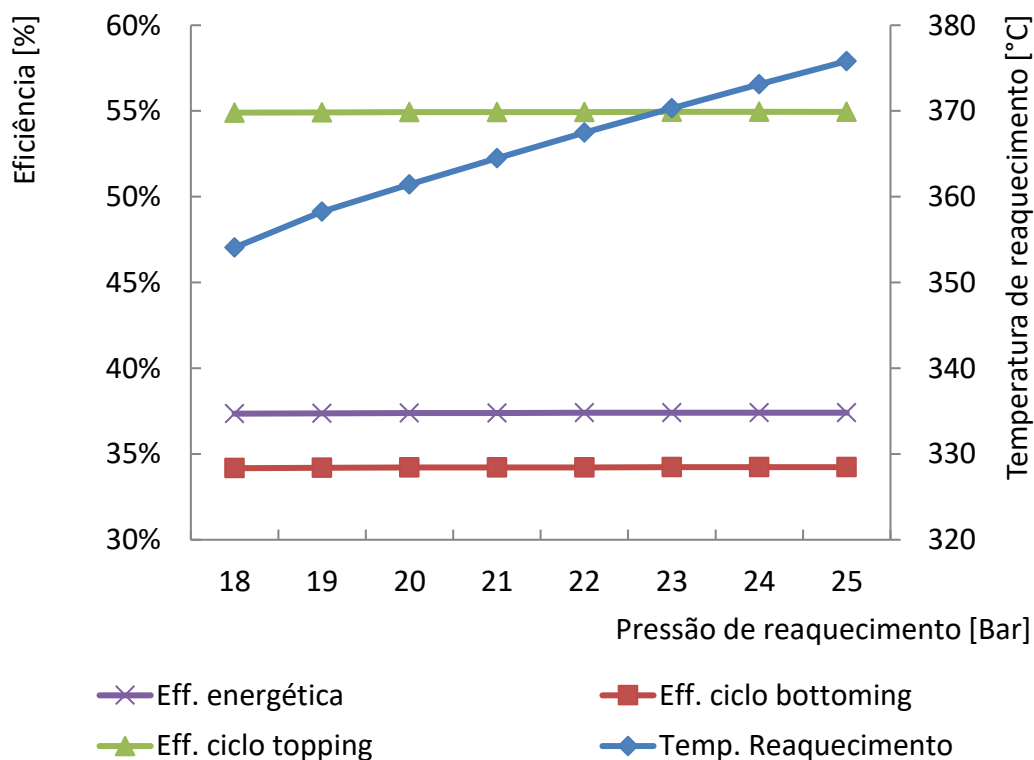


Figura 6-10. Influência da pressão de reaquecimento na eficiência elétrica do CCH3-BG/BIO

Na Figura 6-10, observa-se que as eficiências das usinas híbridas BG/BIO variam pouco com a pressão de reaquecimento (37,40 e 37,48%). Trata-se de uma tendência similar àquela obtida na análise da pressão de reaquecimento das usinas híbridas de RSU/GN (Figura 6-9). Nas faixas de pressões avaliadas, a maior eficiência energética é obtida para a pressão de reaquecimento em torno de 25 bar e uma temperatura de reaquecimento de 376°C. Ao relacionar este valor a pressão do vapor produzido na caldeira, calcula-se que a razão entre tais pressões é de 0,21 (P_{rhe}/P_{cald}). Este valor está dentro das faixas indicadas para ciclos convencionais de reaquecimento de apenas um estágio, onde esta relação entre essas pressões estão na faixa entre 0,2 e 0,25 para plantas modernas [9], [192].

Destaca-se que, especificamente para as usinas sucroalcooleiras, a pressão de reaquecimento de 22 bar é escolhida para todos os cenários investigados, por tratar-se de uma pressão de vapor comumente utilizada nas usinas deste setor [50], [68], [75]. Em virtude do baixo ganho relativo de eficiência, inferior a 0,1% (entre 22 e 25 bar), o uso de outras pressões de reaquecimento de vapor não é justificável. Assim, sugere-se o uso da pressão de reaquecimento de 22 bar para o dimensionamento dos ciclos combinados híbridos no setor sucroalcooleiro, de modo que os sistemas de cogeração da planta possam utilizar este vapor eventualmente durante a safra da cana-de-açúcar.

Deve-se ratificar também que não é usual operar com caldeiras a pressões superiores a 68 bar, visto que os ganhos de eficiência não são justificados pelo aumento dos custos com a caldeira, além da redução da capacidade da usina em produzir vapor de processo para a produção de açúcar e etanol.

Nota-se que as eficiências calculadas apresentam tendências similares para os estudos de ambos os setores (RSU e cana-de-açúcar). A variação das eficiências dos ciclos topping e bottoming é insignificante dentro das faixas de pressões investigadas (menos de 0,8% de ganho relativo entre 18 e 25 bar). Assim, como ocorre nas usinas RSU/GN, o aumento da temperatura e pressão de reaquecimento resulta em uma redução na diferença de temperatura média entre os fluidos que passam pelo reaquecedor externo, e conseqüentemente, nas irreversibilidades geradas neste trocador de calor. Desta forma, há um pequeno aumento relativo da eficiência exérgica da planta, em torno de 0,8% para a pressão de reaquecimento do vapor entre 18 e 25bar. Isto ajuda a mostrar a importância em se trabalhar com diferenças de temperatura menores entre os

fluidos de trabalho, embora, obviamente, deva-se levar em conta que o aumento da área de troca de calor pode elevar os custos do trocador de calor.

A razão entre as pressões adotadas no estudo do sistema híbrido CCH3 para RSU/GN ($P_{\text{cald}}=54$ bar e $P_{\text{rhe}}=21$ bar) é de 0,38, um valor superior ao utilizado no estudo para usinas sucroalcooleiras de ($P_{\text{rhe}}/P_{\text{cald}} = 0,21$). Observa-se ainda que diversas usinas existentes, operando com sistemas de reaquecimento, atuam com diferentes razões entre tais pressões, tais como na usina de Zabalgarbi na Espanha ($P_{\text{rhe}}/P_{\text{cald}}=0,30$) [102], Amsterdam nos Países Baixos ($P_{\text{rhe}}/P_{\text{cald}}=0,10$) [101] e Ruedersdorf na Alemanha ($P_{\text{rhe}}/P_{\text{cald}} =0,26$) [44]. Outros estudos mostram a influência da razão entre tais pressões no desempenho termodinâmico de outras plantas termelétricas [9], [192], [193]. Neste contexto, é possível concluir não há uma solução ideal e que a razão entre as pressões da caldeira e de reaquecimento do vapor deve ser definida de acordo com as especificidades do projeto da planta.

Importantes aspectos práticos, associados ao projeto do ciclo de vapor de usinas termelétricas, também devem ser levados em conta. Nos estudos até aqui, o reaquecimento é realizado em apenas um estágio. Embora seja possível obter ganhos de eficiência a partir de dois ou mais estágios, já foi demonstrado que, para um ciclo de reaquecimento convencional, a melhoria na eficiência decresce com o número de estágios. Em outras palavras, o ganho de eficiência entre o 2^a e 3^o estágio é menor que o ganho entre o 1^a e 2^o, não justificando o aumento da complexidade e custos da turbina a vapor [192].

Uma das principais vantagens de se operar com ciclo com reaquecimento e regenerativo é evitar a umidade excessiva na saída da turbina e reduzir a quantidade de vapor para o condensador. A consequência, conforme mostrado na literatura, é a diminuição de perdas e do tamanho do sistema de resfriamento (em virtude da menor quantidade de calor a ser rejeitada pelo sistema). Assim, além de aumentar a vida útil nas turbinas (ao minimizar a erosão causada pelo vapor que passa nas palhetas [84]), é possível elevar a eficiência do ciclo de vapor ao implementar estes ciclos.

Na medida que a pressão de reaquecimento diminui, para uma vazão mássica de vapor produzida na caldeira constante, o volume específico e, portanto, a vazão volumétrica do vapor na entrada da turbina de baixa pressão se eleva (acima de 3.5 m³/s a 17 bar, por exemplo). Consequentemente o tamanho da turbina a vapor aumenta, visto que o estágio de baixa a pressão tende a ser projetado com carcaças maiores, elevando o custo final deste equipamento.

Como conclusão, a pressão de reaquecimento a ser escolhida é limitada pela vazão volumétrica do vapor e pelas diferenças de temperatura dos fluidos no reaquecedor externo. Um outro recurso, obviamente, seria alterar a turbina a gás, que conduziria a mudança do consumo de gás natural na planta. Portanto, além de não haver grandes variações na eficiência para pressões de reaquecimento menores que 25 bar, para usinas de RSU ou sucroalcooleiras, a tendência é de aumento dos custos de investimento e O&M da planta com a turbina a vapor ou gás, trocadores de calor ou consumo de combustível no ciclo topping. Assim, se espera que a TIR reduza na medida em que haja aumento dos investimentos sem o respectivo ganho de receita com a exportação de eletricidade para ambos os setores (sucroalcooleiro e de RSU). Sob a ótica ambiental, as emissões específicas, para as faixas de pressões avaliadas, também não variam diante da manutenção da geração de energia elétrica.

6.3.3. Consumo de gás natural

Nas análises anteriores, importantes parâmetros termodinâmicos e operacionais, que afetam o ciclo combinado híbrido, foram avaliados. Além das questões técnicas, o custo, a disponibilidade de combustível e os planos para redução das emissões de gases de efeito estufa são fatores que direcionam o tipo de ciclo híbrido a ser escolhido para usinas híbridas a biomassa e gás natural. Em outras palavras, os resultados ambientais e financeiros da análise são impactados tanto pelo uso de turbinas a gás, mas principalmente pelo custo associado a consumo deste combustível fóssil.

Nesta seção, portanto, uma questão de grande importância para o dimensionamento do ciclo combinado híbrido deve ser avaliada: o *gas share* da planta. A Figura 6-11 resume os resultados obtidos na seção 6-2, referentes ao desempenho termodinâmico, econômico e ambiental de cada cenário híbrido investigado. O cenário CCH5-RSU/GN, caracterizado por ser o caso com menor consumo de gás natural, é comparado com o cenário CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN, tidos como os cenários híbridos de maiores eficiências energéticas calculadas para as usinas de RSU com gás natural.

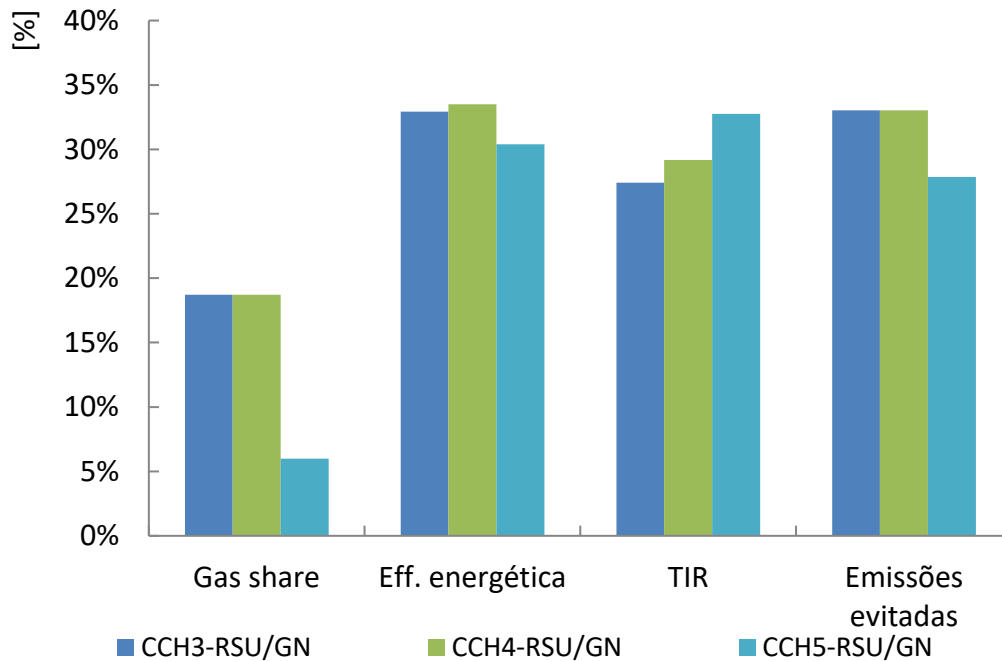


Figura 6-11. Efeito do *gas share* na TIR emissões e eficiência do ciclo combinado híbrido.

Os cenários CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN apresentam o mesmo *gas share*, de 18,7%, em virtude de utilizarem a mesma turbina a gás (Taurus 60). Nota-se que, embora tenham o mesmo consumo de combustível e gases de exaustão do ciclo *topping* liberados a mesma temperatura (90°C), a eficiência do cenário CCH4-RSU/GN é superior. Isto é fruto do aumento de eficiência do ciclo *bottoming*, que utilizou de forma mais eficiente a energia térmica do ciclo *topping* para reduzir o calor rejeitado no condensador (conforme discutido na seção 6.2.2).

Quando comparados ao cenário CCH5-RSU/GN (com queimador de duto), os resultados indicam que o cenário de maior *gas share* e eficiência energética não apresenta as maiores taxas de retorno. A maior taxa de retorno é aquela obtida para o sistema híbrido de menor *gas share* (6,0%), mantidos o preço da energia elétrica e do gás natural de referência (658,00 R\$/MWh_e e 3,0 R\$/m³, respectivamente). Nota-se que o aumento da eficiência com o consumo de combustível no ciclo *topping* ocorreu tanto para as usinas sucroalcooleiras quanto para as usinas de RSU.

Em se tratando de usinas de RSU híbridas, o potencial de aplicação dos sistemas aqui propostos está associado a um fator adicional: o custo do gás

natural. Os resultados apresentados na Figura 6-12 mostram a influência do preço do gás natural na taxa de retorno dos sistemas.

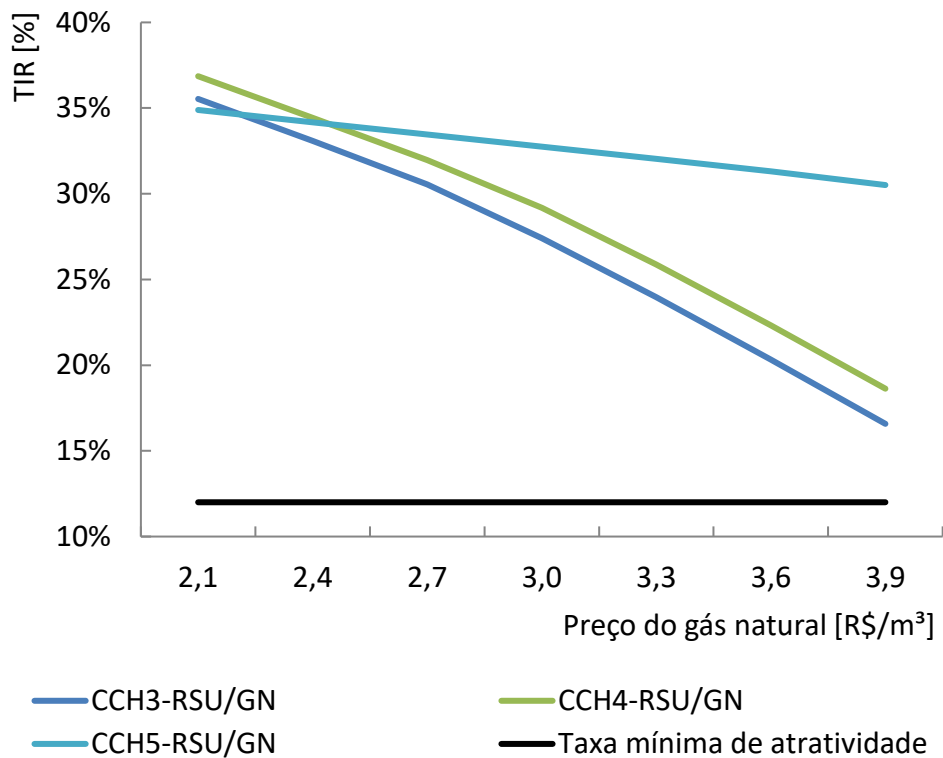


Figura 6-12. Influência do *gas share* e preço do gás natural na TIR.

Obviamente, as taxas de retorno reduzem, para todos os cenários, com o aumento do preço do gás natural. No entanto, o presente trabalho mostra que, a depender do cenário híbrido escolhido, o impacto na TIR com as flutuações no preço do gás natural pode ser mitigado. Considerando o preço de referência do GN (3,0 R\$/m³), a baixa participação do gás permite que todos os cenários obtenham TIR acima da taxa mínima de atratividade (12%). Além disso, os seguintes resultados devem ser destacados:

- A flutuação dos preços do gás tem maior impacto no cenário CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN, onde a TIR passa a ter maior dependência deste custo. Assim, o sistema CCH4-RSU/GN, de maior eficiência, tem a maior TIR para o menor preço do gás.
- Da mesma forma, o cenário menos sensível ao preço do GN é o CCH5-RSU/GN (menor *gas share*), porém apresenta menores ganhos em relação aos demais, na medida em que haja maiores reduções no preço do gás, em relação ao valor de referência;

- Para um aumento de 30% no custo de GN, a TIR ainda é atrativa para todos os cenários. Destaca-se que o cenário CCH5-RSU/GN, aquele com pior eficiência, apresenta uma TIR altamente atrativa, de quase 60% superior aos demais cenários. Isto se deve ao não uso da turbina a gás (menor custo de operação e manutenção) e pelo baixo consumo de GN em um cenário de preço altamente desfavorável;
- Para um preço do GN a partir de 10% inferior ao de referência, o cenário de maior *gas share* (maior eficiência elétrica) passará a obter a maior TIR, independente do preço do GN. Para uma redução de 20% do preço, os dois cenários de maiores eficiências passam a obter as maiores TIR;
- Destaca-se que a TIR para o CCH5-RSU/GN se mantém viável para preços do gás três vezes maior que o preço de referência. Isto se deve, como destacado nesta tese, a baixa dependência do consumo de gás natural em relação ao total de energia térmica inserida na usina (*gas share*). Trata-se de um resultado de grande importância obtido neste estudo, corroborando a originalidade do presente trabalho.

Outro fator primordial para obter as taxas de retorno acima se deve ao ganho de eficiência da planta associado ao baixo custo de investimento dos sistemas híbridos propostos. Isto permitiu reduzir a influência dos custos associados ao gás natural (consumo, investimento e O&M da TG) no balanço financeiro da usina. Em outras palavras, a escolha adequada do CCH pode garantir a viabilidade econômica mesmo em períodos que o preço do gás aumente acima das expectativas (principalmente quando este aumento não é seguido pelo aumento do preço da eletricidade, por exemplo).

Pelo ponto de vista ambiental, as emissões evitadas, em tonCO_{2eq}/ano, são menores para o cenário de menor *gas share*, como esperado. As emissões específicas, em kgCO_{2eq}/MWh_e, reduzem de 10,7 a 24,2% em relação a uma usina de referência, sendo que o abatimento das emissões aumenta na medida em que a planta opera de forma mais eficiente, ainda que consumindo uma quantidade de gás natural superior. Estes resultados ratificam novamente a relevância de sistemas eficientes como mecanismo de redução das emissões para a geração de eletricidade.

Outro fator importante ao se analisar os resultados, deve-se ratificar que o gás é uma fonte de energia estável, visto que sofre pouca variação em seu fornecimento diante das condições climáticas, tornando-se uma fonte segura em usinas híbridas operando com biomassa. Esta combinação pode ser vantajosa,

por exemplo, em períodos de seca no Brasil, onde as usinas térmicas são ativadas elevando a média das emissões por energia gerada.

Apesar do gás natural não ser tratado como fonte renovável, o país, por meio de política pública, estimula sua utilização devido à grande oferta deste insumo, com diversas termelétricas em fase de construção ou em operação. Barros et al. [194] mostram que a capacidade de geração deste setor aumentará para os próximos anos. Portanto, é importante que novas tecnologias e sistemas eficientes sejam implementados, como forma de mitigar as emissões associadas a este combustível. Quando comparada as demais fontes de geração de eletricidade, as usinas híbridas propostas neste trabalho se mostram competitivas a aqueles que também consomem combustíveis fósseis. Os valores das emissões específicas das usinas híbridas, por exemplo, são bem inferiores as termelétricas a alimentadas por carvão ($926,4\text{kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$) e óleo combustível (acima de $1000\text{kgCO}_{2\text{eq}}/\text{MWh}_e$) no Brasil [194], [195].

Por último, é importante destacar que o consumo gás natural no sistema proposto pode ser substituído pelo biogás, quando capturados nos aterros sanitários e esteja disponível próximo a planta, melhorando ainda os aspectos econômicos e ambientais do projeto de uma usina de RSU híbrida. Assim como ocorre com o biogás da vinhaça produzido nas usinas sucroalcooleiras, a produção de biogás de aterro também apresenta oscilações e desafios operacionais. Portanto, além de surgir como uma solução eficiente, a baixa dependência quanto ao consumo de biogás reduz os riscos operacionais associados a indisponibilidade ou intermitência deste biocombustível. Por último, observa-se que as eficiências do ciclo *topping*, independente do modo de operação, apresentou magnitudes semelhantes (acima de 50%) àquelas obtidas em grandes termelétrica a gás natural [167] ou a plantas que utilizam a queima direta de biogás em motores de combustão interna [60].

6.4. Conclusão parcial

No estudo proposto, as melhores práticas utilizadas em usinas de RSU com alta eficiência foram adotadas. Todos os parâmetros adotados neste modelo estão respaldados em usinas existentes nos EUA, Europa e na China. Para demonstrar a aplicabilidade de cada configuração híbrida proposta, diversos parâmetros, tais como consumo, pressões e temperaturas dos fluidos de trabalho em partes fundamentais do ciclo termodinâmico, foram avaliados e discutidos, sob os aspectos técnico, econômico e ambiental.

Os resultados obtidos no presente trabalho mostram que as eficiências das plantas híbridas, de baixo *gas share*, alcançam faixas acima de 32%, valores na mesma ordem de magnitude de usinas de RSU existentes de alta eficiência (acima de 30%) e superior a usinas convencionais (26%, com ciclo de vapor a 40bar/400°C).

Nota-se que cada cenário híbrido apresentou sua particularidade, sendo a aplicabilidade da metodologia comprovada para todas as configurações avaliadas. Como mostrado na análise econômica, o ganho de eficiência de 6%, em relação a uma usina de RSU convencional é obtida com um aumento inferior a 10% dos custos de investimento, resultando em taxas de retorno atrativas (na faixa de 30%). Portanto, a aplicação de ciclos combinados híbridos, com baixo *gas share*, permite ampliar a eletricidade gerada na planta, com alto retorno financeiro e ambiental, com a vantagem de ter um consumo de GN e custos de investimentos relativamente inferior a plantas de RSU convencionais.

Entre os cenários avaliados, o CCH4-RSU/GN apresentou os melhores resultados termodinâmicos. Este cenário tem como particularidade o uso dos gases de exaustão do ciclo *topping*, com turbina a gás, para o sistema de reaquecimento externo e pré-aquecimento do ar de combustão do ciclo *bottoming*.

Ao compará-lo com o cenário CCH5-RSU/GN, cenário de menor desempenho termodinâmico entre os avaliados, o ganho relativo de eficiência não se traduziu em melhores resultados financeiros, para o preço do gás natural de referência (3,00 R\$/m³). Considerando o gás natural a este preço, o cenário CCH5-RSU/GN, com menor *gas share*, apresentou maior viabilidade econômica e ambiental. Em contrapartida, ao reduzir o preço do gás natural, os cenários CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN passam a obter melhores taxas de retorno (acima de 30%).

Da mesma forma, os resultados indicam a redução de emissão de GEE entre 67% (cenários CCH3-RSU/GN e CCH4-RSU/GN) e 72% (cenário CCH5-RSU/GN), em relação as emissões geradas para a mesma quantidade de RSU dispostas em aterros sanitários. As emissões específicas (kgCO_{2eq}/MWh_e), podem ser até 20% inferior em relação as emissões de uma usina de RSU convencional no cenário de maior eficiência (33,5%, CCH4-RSU/GN), corroborando o potencial de mitigação de gases de efeitos estufa dos sistemas avaliados, ainda que consumindo gás natural.

As conclusões do estudo acima são análogas as obtidas nas análises de CCHs no setor sucroalcooleiro. Assim como o biogás da vinhaça, as soluções

com baixo *gas share* aumentam a possibilidade de implementar soluções que utilizem o biogás de aterro, visto que este, quando disponível, é produzido em baixa escala. Isto poderia contribuir ainda mais sob os aspectos ambientais, ao reduzir as emissões de resíduos nos aterros.

Além da viabilidade demonstrada, análise de diferentes modos de operação dos ciclos combinados híbridos permitiu obter importantes insights sobre a influência dos principais parâmetros termodinâmicos nas questões técnicas, econômica e ambiental de usinas termelétricas de biomassa híbridas. Por fim, a modelagem de diferentes configurações permitiu o desenvolvimento e validação de uma ferramenta robusta, apta a simular plantas híbridas alimentadas por diferentes resíduos, biogás e gás natural.

7. Conclusão

O gerenciamento inadequado de resíduos tem levado diversos países a enfrentar problemas de saúde, poluição ambiental, além do desperdício de recursos. O presente trabalho concentrou-se na recuperação energética de biomassa residual em usinas termelétricas operando com ciclos combinados híbridos. Entretanto, as melhores práticas para incrementar a eficiência termodinâmica destas plantas não resultam, necessariamente, em soluções econômica e ambientalmente viáveis. Neste contexto, um dos objetivos deste trabalho foi o de investigar soluções de alto rendimento global, isto é, que concomitantemente atendam a tais aspectos para o tratamento térmico de resíduos.

A presente tese procedeu a uma, ainda inédita, análise 4-E (energética, exergética, econômica e ambiental) de ciclos combinados híbridos, aplicados a usinas de cana-de-açúcar. Nesta análise, concluiu-se que os sistemas investigados são viáveis sob os aspectos termodinâmicos, econômicos e ambientais para o setor sucroalcooleiro. A eficiência elétrica da usina proposta apresenta um aumento relativo médio de 10,3% em relação a uma usina convencional, com taxas de retorno calculadas acima de 27%. Sob o ponto de vista ambiental, o aumento da geração de eletricidade, por TC, permite elevar em 23,7% as emissões evitadas de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ do setor sucroalcooleiro, ainda que haja um consumo de gás natural na planta híbrida.

Embora a aplicação destes ciclos combinados híbridos empregue uma tecnologia madura, a viabilidade destes sistemas é altamente dependente dos parâmetros termodinâmicos e tipos de resíduos utilizados. A análise paramétrica mostra que, a depender das características do sistema de cogeração existente, os ciclos combinados híbridos podem operar com eficiências energéticas superiores a 37%. Além disso, importantes resultados do presente trabalho podem ser destacados:

- A possibilidade de operar o CCH, apenas com resíduos excedentes produzidos durante a safra, foi comprovada. Isto permite que a produção de

açúcar e etanol e o sistema de cogeração existente não sejam afetados, preservando as principais fontes de receita do setor sucroalcooleiro;

- Projetos para a produção de biogás é estimulado, por meio de sistemas capazes de operar em períodos de instabilidade no processo de biodigestão anaeróbia, reduzindo os riscos financeiros e regulatórios do projeto;
- A operação do sistema híbrido proposto durante a entressafra é tecnicamente possível, permitindo a geração de receitas com a venda de eletricidade durante o ano inteiro com taxas de retorno atrativas;
- A geração de eletricidade e uso dos gases de exaustão das turbinas a gás contribuem para a operação da usina em situações transitórias (acionamento de caldeiras, chuvas prolongadas, cortes de rede etc.).

Após a realização de um estudo abrangente sobre o potencial de aplicação de ciclos combinados híbridos em usinas sucroalcooleiras, a aplicabilidade dos sistemas propostos em usinas alimentadas por RSU e gás natural foi investigada. Uma nova planta híbrida de baixo *gas share* foi proposta, com alta eficiência elétrica (acima de 32%) e TIR acima de 25%, já considerando os custos de investimento e operação associados ao gás natural.

Conforme mostrado, o diferencial deste estudo se deve ao baixo consumo de gás natural (*gas share* inferior a 20%) quando comparado ao consumido em grandes usinas termelétricas híbridas. Desta forma, a sensibilidade ao preço do gás natural foi mitigada, permitindo que a TIR se mantivesse atrativa (acima de 12%), mesmo com aumentos de preços deste combustível superiores a 30%.

Nota-se, ao operar com alta eficiência termodinâmica, o consumo deste combustível fóssil na planta híbrida não impactou negativamente sob os aspectos ambientais. Isto também se deve ao benefício ambiental obtido com a recuperação energética por meio da incineração de RSU, resultando em um potencial de abatimento das emissões em torno de 272,0 ktonCO_{2eq}/ano ao evitar a disposição inadequada em aterros sanitários e lixões.

Uma característica interessante revelada no presente trabalho é a flexibilidade operacional de ciclos combinados híbridos com reaquecimento externo. Conclui-se que estes ciclos podem ser utilizados tanto em projetos de usinas novas, quanto em plantas existentes, utilizando somente resíduos excedentes, i.e., sem modificar o funcionamento original da usina. Assim, o estudo de ciclos combinados híbridos, que utilizam turbinas a gás de pequeno porte, é considerado uma das contribuições desta tese.

A integração de tecnologias maduras para a produção adicional de eletricidade, a partir de resíduos gerados no setor sucroalcooleiro, pode contribuir para a redução do consumo de recursos fósseis na matriz elétrica brasileira e promover a valorização energética de biomassa residual. Em relação aos períodos de estiagem, por exemplo, quando as usinas hidrelétricas têm sua potência reduzida, os sistemas propostos podem complementar vantajosamente a geração de energia elétrica no país.

Adicionalmente, sabendo que o consumo de etanol no Brasil tende a aumentar ao longo dos anos, espera-se que o volume de vinhaça nas usinas de cana-de-açúcar siga a mesma tendência. Em paralelo, o desenvolvimento de novas tecnologias no setor sucroalcooleiro tem permitido a redução do consumo de vapor de processo, levando a um maior excedente de bagaço.

Nesse contexto, a geração de bioeletricidade, a partir da recuperação energética do bagaço e biogás da vinhaça, move o setor sucroenergético para a transição energética global. Por fim, a alta viabilidade dos sistemas investigados nesta tese não se restringe apenas para o cenário brasileiro. Regiões com grandes reservas de gás natural e disponibilidade de biomassa residual, podem vislumbrar a utilização dos sistemas de baixo *gas share* avaliados, estimulando o consumo eficiente de gás natural e biogás, além de viabilizar a implementação de novas usinas de RSU.

7.1. Trabalhos futuros

Sugere-se para trabalhos futuros:

- Integração de outros resíduos da cana para a produção de eletricidade ou fornecimento de energia térmica para a produção de etanol 2G. O consumo da palha da cana, por exemplo, apesar do alto teor de cloro, pode ser estudado em soluções híbridas com alta pressão e baixo superaquecimento;
- Análise exergo-econômica dos sistemas híbridos, de modo a diagnosticar pontos de melhorias de eficiência termodinâmica dos ciclos propostos;
- Análise dos riscos financeiros do projeto, utilizando, por exemplo, a abordagem por opções reais e do impacto de um mercado de crédito de carbono;
- Avaliação do ciclo de vida de uma usina sucroalcooleira híbrida, contabilizando as emissões de CO₂eq evitadas pela integração da vinhaça para a produção de biogás, evitando sua disposição nos canaviais;

- Análise do uso de biogás de aterro, em substituição do gás natural, e da integração de sistemas de controle de poluição nas usinas de RSU híbridas, permitindo avaliar e quantificar os ganhos, sob o ponto de vista econômico e ambiental
- Utilização dos resultados obtidos no presente trabalho para mapear o seu potencial de geração de eletricidade e redução de emissões em relação a todo o setor sucroalcooleiro e de resíduos sólidos urbanos no Brasil.

8. Referências

- [1] Q. Wang *et al.*, “Sugar Product Diversification and Its Opportunities in China”, *Sugar Tech*, vol. 24, n° 4, p. 1093–1106, ago. 2022.
- [2] I. L. Wiesberg, J. L. de Medeiros, R. V. Paes de Mello, J. G. S. Santos Maia, J. B. V. Bastos, e O. de Q. F. Araújo, “Bioenergy production from sugarcane bagasse with carbon capture and storage: Surrogate models for techno-economic decisions”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 150, p. 111486, out. 2021.
- [3] UNICA, 2023. UNICA - União da Indústria de Cana-de-Açúcar. <https://observatoriodacana.com.br>. (Acesso em 14 de junho de 2023)”.
- [4] CONAB - Companhia Nacional de Abastecimento. Acompanhamento da safra brasileira de cana-de-açúcar, Brasília, DF, v. 11, n. 2, agosto 2023.
- [5] G. A. Dantas, L. F. L. Legey, e A. Mazzone, “Energy from sugarcane bagasse in Brazil: An assessment of the productivity and cost of different technological routes”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 21, p. 356–364, 2013.
- [6] Ministério de Minas e Energia – Resenha Energética brasileira 2022. Disponível em <<https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/secretarias/spe/publicacoes/resenha-energetica-brasileira/resenhas> > Acesso em 14 de junho de 2023.
- [7] Ministério de Minas e Energia, Plano Decenal de Expansão de Energia 2032. Acesso em 14 de junho de 2023: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-689/topico-640/Caderno%20de%20Efici%C3%Aancia%20e%20Demanda%20-%20PDE%202032%20final_20230313.pdf.
- [8] NovaCana Database (2023). NovaCana Data. <https://www.novacana.com/data/dados/>. Acesso em 14 de junho de 2023.
- [9] Á. A. Díaz Pérez *et al.*, “Thermodynamic and economic evaluation of reheat and regeneration alternatives in cogeneration systems of the Brazilian sugarcane and alcohol sector”, *Energy*, vol. 152, p. 247–262, jun. 2018.
- [10] L. F. Pellegrini e S. de Oliveira Junior, “Combined production of sugar, ethanol and electricity: Thermo-economic and environmental analysis and optimization”, *Energy*, vol. 36, n° 6, p. 3704–3715, jun. 2011.
- [11] E. Birru, C. Erlich, e A. Martin, “Energy performance comparisons and enhancements in the sugar cane industry”, *Biomass Conv. Bioref.*, vol. 9, n° 2, p. 267–282, jun. 2019.
- [12] Petrov MP. Biomass and natural gas hybrid combined cycles. Licentiate Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:7598/FULLTEXT01.pdf> (accessed 30 January 2020), pp.10, 2003.
- [13] Branchini L. Advanced Waste-To-Energy Cycles. Doctoral thesis. Università di Bologna, 2012.
- [14] UE. 2008. Waste Framework Directive. Disponível em <https://environment.ec.europa.eu/topics/waste-and-recycling/waste-framework-directive_en >. Acesso em 07 de dezembro de 2022.

- [15] BRASIL - Política Nacional de Resíduos Sólidos.. Lei n o 12.305, de 2 de agosto de 2010 Presidência da República, Departamento da Casa Civil. Brasília, 2010.
- [16] Associação Brasileira de Empresas de Limpeza pública e Resíduos especiais (ABRELPE). Panorama dos resíduos sólidos no Brasil 2022. São Paulo: ABRELPE, 2022. Disponível em: <<https://abrelpe.org.br/>>. Acesso em julho de 2023.
- [17] Associação Brasileira de Empresas de Limpeza pública e Resíduos especiais (ABRELPE). Panorama dos resíduos sólidos no Brasil 2020. São Paulo: ABRELPE, 2020. Disponível em: <<https://abrelpe.org.br/>>. Acesso em julho de 2023.
- [18] Orhan, Ebru. The Effects of the Russia - Ukraine War on Global Trade. *Journal of International Trade, Logistics and Law*, [S.l.], v. 8, n. 1, p. 141-146, jun. 2022. ISSN 2149-9748. Available at: <<http://jital.org/index.php/jital/article/view/277>>. Acesso em 07 de julho de 2023.
- [19] M. L. N. M. Carneiro e M. S. P. Gomes, “Energy, exergy, environmental and economic analysis of hybrid waste-to-energy plants”, *Energy Conversion and Management*, vol. 179, p. 397–417, jan. 2019.
- [20] P. Morrone, M. Amelio, A. Algieri, e D. Perrone, “Hybrid biomass and natural gas combined cycles: Energy analysis and comparison between different plant configurations”, *Energy Conversion and Management*, vol. 267, p. 115874, set. 2022.
- [21] Petrov, M.P., Martin, A.R., Hunyadi, L.,”Hybrid dual-fuel combined cycles: General Performance Analysis”. Proceedings of International Joint Power Generation Conference, Phoenix AZ, USA, 2002.
- [22] M. A. Korobitsyn, P. Jellema, e G. G. Hirs, “Possibilities for gas turbine and waste incinerator integration”, *Energy*, vol. 24, n° 9, p. 783–793, set. 1999.
- [23] Petrov, P. M.; Stenhedeb, T.; Andrew R.; Martina; Hunyadia, L. ‘Hybrid dual-fuel combined cycles for small-scale applications with internal combustion engines’. In proceedings of International Joint Power Generation Conference Atlanta GA, USA. Paper no. 4”.
- [24] S. Consonni e P. Silva, “Off-design performance of integrated waste-to-energy, combined cycle plants”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 4, p. 712–721, mar. 2007.
- [25] E. Pihl, S. Heyne, H. Thunman, e F. Johnsson, “Highly efficient electricity generation from biomass by integration and hybridization with combined cycle gas turbine (CCGT) plants for natural gas”, *Energy*, vol. 35, n° 10, p. 4042–4052, out. 2010.
- [26] C. Poma, V. Verda, e S. Consonni, “Design and performance evaluation of a waste-to-energy plant integrated with a combined cycle”, *Energy*, vol. 35, n° 2, p. 786–793, fev. 2010.
- [27] S. Guerreiro Ribeiro e T. Kimberlin, “High Efficiency Waste to Energy Power Plants Combining Municipal Solid Waste and Natural Gas or Ethanol”, em *18th Annual North American Waste-to-Energy Conference*, Orlando, Florida, USA: ASMEDC, p. 69–75, jan. 2010.
- [28] Ribeiro SG, Sioen H. "Design of a high efficiency waste to energy plant in Brazil consuming a limited amount of natural gas". 5th International Conference on Engineering for Waste and Biomass Valorisation, 2014.
- [29] M. Wołowicz, K. Badyda. "Gas turbine selection for feedwater repowering". *J. Power. Technol.*, 95 (4) (2015), pp. 302-308
- [30] J. Król e P. Oćłoń, “Economic analysis of heat and electricity production in combined heat and power plant equipped with steam and water boilers and natural gas engines”, *Energy Conversion and Management*, vol. 176, p. 11–29, nov. 2018.

- [31] E. T. de F. Ferreira e J. A. P. Balestieri, “Comparative analysis of waste-to-energy alternatives for a low-capacity power plant in Brazil”, *Waste Manag Res*, vol. 36, n° 3, p. 247–258, mar. 2018.
- [32] M. Bianchi, L. Branchini, S. Cesari, A. De Pascale, e F. Melino, “Repowering existing under-utilized WTE power plant with gas turbines”, *Applied Energy*, vol. 160, p. 902–911, dez. 2015.
- [33] N. Bonyadi, E. Johnson, e D. Baker, “Technoeconomic and exergy analysis of a solar geothermal hybrid electric power plant using a novel combined cycle”, *Energy Conversion and Management*, vol. 156, p. 542–554, jan. 2018.
- [34] D. M. Cakici, A. Erdogan, e C. O. Colpan, “Thermodynamic performance assessment of an integrated geothermal powered supercritical regenerative organic Rankine cycle and parabolic trough solar collectors”, *Energy*, vol. 120, p. 306–319, fev. 2017.
- [35] E. Middelhoff, L. A. Furtado, J. A. R. Parise, F. Ximenes, e N. Florin, “Hybrid concentrated solar biomass (HCSB) systems for cogeneration: Techno-economic analysis for beef abattoirs in New South Wales, Australia”, *Energy Conversion and Management*, vol. 262, p. 115620, jun. 2022.
- [36] E. Middelhoff, L. Andrade Furtado, J. H. Peterseim, B. Madden, F. Ximenes, e N. Florin, “Hybrid concentrated solar biomass (HCSB) plant for electricity generation in Australia: Design and evaluation of techno-economic and environmental performance”, *Energy Conversion and Management*, vol. 240, p. 114244, jul. 2021.
- [37] A. Behzadi, A. Arabkoohsar, e V. S. Perić, “Innovative hybrid solar-waste designs for cogeneration of heat and power, an effort for achieving maximum efficiency and renewable integration”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 190, p. 116824, maio 2021.
- [38] E. P. dos Reis, F. R. P. Arrieta, e O. J. Venturini, “General methodology and optimization for the analysis of bottoming cycle cogeneration”, *Energy Conversion and Management*, vol. 276, p. 116536, jan. 2023.
- [39] K. Yang, N. Zhu, Y. Ding, C. Chang, D. Wang, e T. Yuan, “Exergy and exergoeconomic analyses of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system based on dual-fuel of biomass and natural gas”, *Journal of Cleaner Production*, vol. 206, p. 893–906, jan. 2019.
- [40] M. L. N. M. Carneiro e M. S. P. Gomes, “Energy-ecologic efficiency of waste-to-energy plants”, *Energy Conversion and Management*, vol. 195, p. 1359–1370, set. 2019.
- [41] A. Harutyunyan, K. Badyda, M. Wołowicz, e J. Milewski, “Gas turbine selection for hot windbox repowering on 200 MW fossil fuel power plant”, 2019.
- [42] H. Chen *et al.*, “An innovative waste-to-energy system integrated with a coal-fired power plant”, *Energy*, vol. 194, p. 116893, mar. 2020.
- [43] CNIM. Biskaia waste to energy plant project contract n° BM 80 / 96 ES-PO. Technical report, Constructions Industrielles de la Méditerranée (CNIM), Bilbao, 2005.
- [44] A. Main e T. Maghon, “Concepts and Experiences for Higher Plant Efficiency With Modern Advanced Boiler and Incineration Technology”, em *18th Annual North American Waste-to-Energy Conference*, Orlando, Florida, USA: ASMEDC, jan. 2010, p. 33–40.
- [45] Udomsri, Seksan. Combined Electricity Production and Thermally Driven Cooling from Municipal Solid Waste. Doctoral Thesis. Division of Heat and Power Technology, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden. 2011.

- [46] Petrov MP. "Hybrid Combined Cycles with Biomass and Waste Fired Bottoming Cycle", Internal report Nr. 08/2002, Royal Institute of Technology, Dept. of Energy Technology, Div. of Heat and Power, Stockholm, Sweden, 2002.
- [47] S. G. Ribeiro, J. W. Ferrari, A. F. Schoubek, e C. R. Bertinotti, "IBP1276_17 "Natural gas as a power booster fuel in sugarcane bagasse thermoelectric power plants", 2017.
- [48] J. P. M. Guerra, J. R. Coleta, L. C. M. Arruda, G. A. Silva, e L. Kulay, "Comparative analysis of electricity cogeneration scenarios in sugarcane production by LCA", *Int J Life Cycle Assess*, vol. 19, nº 4, p. 814–825, abr. 2014.
- [49] R. Deshmukh, A. Jacobson, C. Chamberlin, e D. Kammen, "Thermal gasification or direct combustion? Comparison of advanced cogeneration systems in the sugarcane industry", *Biomass and Bioenergy*, vol. 55, p. 163–174, ago. 2013.
- [50] M. Alves, G. H. S. F. Ponce, M. A. Silva, e A. V. Ensinas, "Surplus electricity production in sugarcane mills using residual bagasse and straw as fuel", *Energy*, vol. 91, p. 751–757, nov. 2015.
- [51] I. L. M. Sampaio *et al.*, "Electricity Production from Sugarcane Straw Recovered Through Bale System: Assessment of Retrofit Projects", *Bioenerg. Res.*, vol. 12, nº 4, p. 865–877, dez. 2019.
- [52] M. R. L. V. Leal, M. V. Galdos, F. V. Scarpore, J. E. A. Seabra, A. Walter, e C. O. F. Oliveira, "Sugarcane straw availability, quality, recovery and energy use: A literature review", *Biomass and Bioenergy*, vol. 53, p. 11–19, jun. 2013.
- [53] E. J. C. Cavalcanti, M. Carvalho, e D. R. S. da Silva, "Energy, exergy and exergoenvironmental analyses of a sugarcane bagasse power cogeneration system", *Energy Conversion and Management*, vol. 222, p. 113232, out. 2020.
- [54] L. A. Furtado, S. Guerreiro Ribeiro, e J. A. R. Parise, "Techno-economic analysis of a hybrid combined cycle applied to sugarcane plants", *Energy Conversion and Management*, vol. 223, p. 113288, nov. 2020.
- [55] J. R. Copa Rey *et al.*, "Evaluation of cogeneration alternative systems integrating biomass gasification applied to a Brazilian sugar industry", *Renewable Energy*, vol. 178, p. 318–333, nov. 2021.
- [56] S. Chantasiriwan e S. Charoenvai, "Bagasse saving and water recovery in cogeneration system using superheated steam dryer", *Chemical Engineering Communications*, vol. 206, nº 7, p. 919–926, jul. 2019.
- [57] C. L. Joppert, M. M. dos Santos, H. K. M. Costa, E. M. dos Santos, e J. R. Simões Moreira, "Energetic shift of sugarcane bagasse using biogas produced from sugarcane vinasse in Brazilian ethanol plants", *Biomass and Bioenergy*, vol. 107, p. 63–73, dez. 2017.
- [58] M. C. Palacios-Bereche, R. Palacios-Bereche, e S. A. Nebra, "Techno-Economic Evaluation and GHG Emission Assessment of Different Options for Vinasse Treatment and Disposal Aiming at Reducing Transport Expenses and Its Energy Use", *Bioenerg. Res.*, vol. 14, nº 4, p. 1223–1252, dez. 2021.
- [59] A. P. Bernal, I. F. S. dos Santos, A. P. Moni Silva, R. M. Barros, e E. M. Ribeiro, "Vinasse biogas for energy generation in Brazil: An assessment of economic feasibility, energy potential and avoided CO₂ emissions", *Journal of Cleaner Production*, vol. 151, p. 260–271, maio 2017.
- [60] J. V. da Silva Neto, W. L. R. Gallo, e E. A. A. Nour, "Production and use of biogas from vinasse: Implications for the energy balance and GHG emissions of sugar cane ethanol in the brazilian context", *Environ Prog Sustainable Energy*, vol. 39, nº 1, p. 13226, jan. 2020.

- [61] L. E. Rincón, L. A. Becerra, J. Moncada, e C. A. Cardona, “Techno-Economic Analysis of the Use of Fired Cogeneration Systems Based on Sugar Cane Bagasse in South Eastern and Mid-Western Regions of Mexico”, *Waste Biomass Valor*, vol. 5, n° 2, p. 189–198, abr. 2014.
- [62] E. K. Burin *et al.*, “Thermodynamic and economic evaluation of a solar aided sugarcane bagasse cogeneration power plant”, *Energy*, vol. 117, p. 416–428, dez. 2016.
- [63] E. A. O. Batlle *et al.*, “Brazilian integrated oilpalm-sugarcane biorefinery: An energetic, exergetic, economic, and environmental (4E) assessment”, *Energy Conversion and Management*, vol. 268, p. 116066, set. 2022.
- [64] M. A. Amezcua-Allieri *et al.*, “Techno-economic analysis and life cycle assessment for energy generation from sugarcane bagasse: Case study for a sugar mill in Mexico”, *Food and Bioproducts Processing*, vol. 118, p. 281–292, nov. 2019.
- [65] F. M. Mendes, M. O. S. Dias, A. Ferraz, A. M. F. Milagres, J. C. Santos, e A. Bonomi, “Techno-economic impacts of varied compositional profiles of sugarcane experimental hybrids on a biorefinery producing sugar, ethanol and electricity”, *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 125, p. 72–78, set. 2017.
- [66] T. F. Cardoso *et al.*, “Economic, environmental, and social impacts of different sugarcane production systems”, *Biofuels, Bioprod. Bioref.*, vol. 12, n° 1, p. 68–82, jan. 2018.
- [67] I. Z. Pereira, I. F. S. dos Santos, R. M. Barros, H. L. de Castro e Silva, G. L. Tiago Filho, e A. P. Moni e Silva, “Vinasse biogas energy and economic analysis in the state of São Paulo, Brazil”, *Journal of Cleaner Production*, vol. 260, p. 121018, jul. 2020.
- [68] M. C. Palacios-Bereche, R. Palacios-Bereche, A. V. Ensinas, A. G. Gallego, M. Modesto, e S. A. Nebra, “Brazilian sugar cane industry – A survey on future improvements in the process energy management”, *Energy*, vol. 259, p. 124903, nov. 2022.
- [69] Marcelo Modesto, Adriana Aoki, Andressa Lodi, e Eduardo Pina, “Assessment of the potential to increase electricity generation from sugarcane straw in brazilian sugarcane cogeneration plants”, *Chemical Engineering Transactions*, vol. 50, p. 193–198, jun. 2016.
- [70] E. K. Burin, L. Buranello, P. L. Giudice, T. Vogel, K. Görner, e E. Bazzo, “Boosting power output of a sugarcane bagasse cogeneration plant using parabolic trough collectors in a feedwater heating scheme”, *Applied Energy*, vol. 154, p. 232–241, set. 2015.
- [71] E. S. Dogbe, M. Mandegari, e J. F. Görgens, “Assessment of the thermodynamic performance improvement of a typical sugar mill through the integration of waste-heat recovery technologies”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 158, p. 113768, jul. 2019.
- [72] M. P. C. Volpi, L. T. Fuess, e B. S. Moraes, “Economic performance of biogas production and use from residues co-digestion in integrated 1G2G sugarcane biorefineries: Better electricity or biomethane?”, *Energy Conversion and Management*, vol. 277, p. 116673, fev. 2023.
- [73] O. K. Singh, “Application of Kalina cycle for augmenting performance of bagasse-fired cogeneration plant of sugar industry”, *Fuel*, vol. 267, p. 117176, maio 2020.
- [74] F. A. Pazuch, C. E. C. Nogueira, S. N. M. Souza, V. C. Micuanski, L. Friedrich, e A. M. Lenz, “Economic evaluation of the replacement of sugar cane bagasse by vinasse, as a source of energy in a power plant in the state of Paraná, Brazil”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 76, p. 34–42, set. 2017.

- [75] K. Hofsetz e M. A. Silva, “Brazilian sugarcane bagasse: Energy and non-energy consumption”, *Biomass and Bioenergy*, vol. 46, p. 564–573, nov. 2012.
- [76] L. Peng, P. A. Jackson, Q. Li, e H. Deng, “Potential for Bioenergy Production from Sugarcane in China”, *Bioenerg. Res.*, vol. 7, n° 3, p. 1045–1059, set. 2014.
- [77] D. Arcentales-Bastidas, C. Silva, e A. D. Ramirez, “The Environmental Profile of Ethanol Derived from Sugarcane in Ecuador: A Life Cycle Assessment Including the Effect of Cogeneration of Electricity in a Sugar Industrial Complex”, *Energies*, vol. 15, n° 15, p. 5421, jul. 2022.
- [78] E. A. Pina, R. Palacios-Bereche, M. F. Chavez-Rodriguez, A. V. Ensinas, M. Modesto, e S. A. Nebra, “Reduction of process steam demand and water-usage through heat integration in sugar and ethanol production from sugarcane – Evaluation of different plant configurations”, *Energy*, vol. 138, p. 1263–1280, nov. 2017.
- [79] L. G. T. Carpio e F. Simone de Souza, “Optimal allocation of sugarcane bagasse for producing bioelectricity and second generation ethanol in Brazil: Scenarios of cost reductions”, *Renewable Energy*, vol. 111, p. 771–780, out. 2017.
- [80] S. L. P. Castiñeiras Filho e F. Pradelle, “Modelling of a Brazilian ethanol plant: impact of the bagasse use and the ethanol dehydration on energy efficiency and sustainability”, *J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 42, n° 11, p. 568, nov. 2020.
- [81] A. Saeed, “Prospects of Bagasse as a feasible bio-fuel for electricity generation in Pakistan 2014; A realistic approach”, em *2015 Power Generation System and Renewable Energy Technologies (PGSRET)*, Islamabad: IEEE, jun. 2015, p. 1–4.
- [82] R. A. de Oliveira, R. da R. O. de Barros, V. S. Ferreira-Leitão, S. P. Freitas, e E. P. da Silva Bon, “Energy supply design for the integrated production of 1G + 2G ethanol from sugarcane”, *Renewable Energy Focus*, vol. 35, p. 171–177, dez. 2020.
- [83] Zafar, Cogeneration of bagasse, 2018, <https://www.bioenergyconsult.com/cogenerationof-bagasse>, accessed in 01 September, 2021.
- [84] Lahoda J., Arndt O., Hanstein W. Biomass Looking for Efficient Utilization – the Reheat Concept Siemens Power Generation (PG), Brno (2006)
- [85] B. S. Moraes *et al.*, “Anaerobic digestion of vinasse from sugarcane biorefineries in Brazil from energy, environmental, and economic perspectives: Profit or expense?”, *Applied Energy*, vol. 113, p. 825–835, jan. 2014.
- [86] B. S. Moraes, M. Zaiat, e A. Bonomi, “Anaerobic digestion of vinasse from sugarcane ethanol production in Brazil: Challenges and perspectives”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 44, p. 888–903, abr. 2015.
- [87] C. A. Christofolletti, J. P. Escher, J. E. Correia, J. F. U. Marinho, e C. S. Fontanetti, “Sugarcane vinasse: Environmental implications of its use”, *Waste Management*, vol. 33, n° 12, p. 2752–2761, dez. 2013.
- [88] N. A. Fukushima, M. C. Palacios-Bereche, R. Palacios-Bereche, e S. A. Nebra, “Energy analysis of the ethanol industry considering vinasse concentration and incineration”, *Renewable Energy*, vol. 142, p. 96–109, nov. 2019.
- [89] M. C. Palacios-Bereche, R. Palacios-Bereche, e S. A. Nebra, “Comparison through energy, exergy and economic analyses of two alternatives for the energy exploitation of vinasse”, *Energy*, vol. 197, p. 117231, abr. 2020.

- [90] A. D. Nunes Ferraz Junior, C. Etchebehere, D. Perecin, S. Teixeira, e J. Woods, “Advancing anaerobic digestion of sugarcane vinasse: Current development, struggles and future trends on production and end-uses of biogas in Brazil”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 157, p. 112045, abr. 2022.
- [91] H. M. Mahmudul, M. G. Rasul, D. Akbar, R. Narayanan, e M. Mofijur, “A comprehensive review of the recent development and challenges of a solar-assisted biodigester system”, *Science of The Total Environment*, vol. 753, p. 141920, jan. 2021.
- [92] N. K. Agarwal *et al.*, “Anaerobic digestion of sugarcane bagasse for biogas production and digestate valorization”, *Chemosphere*, vol. 295, p. 133893, maio 2022.
- [93] N. Kalaiselvan *et al.*, “A waste to energy technology for Enrichment of biomethane generation: A review on operating parameters, types of biodigesters, solar assisted heating systems, socio economic benefits and challenges”, *Chemosphere*, vol. 293, p. 133486, abr. 2022.
- [94] B. C. Klein *et al.*, “Techno-economic and environmental assessment of renewable jet fuel production in integrated Brazilian sugarcane biorefineries”, *Applied Energy*, vol. 209, p. 290–305, jan. 2018.
- [95] Câmara de comercialização de energia elétrica (CCCE). Acesso em abril de 2023 - https://www.ccee.org.br/documents/80415/919432/resultado_site_35len_a5.xlsx/c4ccec37-b451-4771-bba7-9dafc4931806.
- [96] I. de C. Macedo, M.R.L.V. Leal, J.E.A.R. Silva. Balanço das emissões de gases do efeito estufa na produção e no uso do ethanol no Brasil. (2004)
- [97] I. C. Macedo, J. E. A. Seabra, e J. E. A. R. Silva, “Greenhouse gases emissions in the production and use of ethanol from sugarcane in Brazil: The 2005/2006 averages and a prediction for 2020”, *Biomass and Bioenergy*, vol. 32, n° 7, p. 582–595, jul. 2008.
- [98] Ecoprog GmbH. Market Study Waste to Energy 2022/2023. << <https://ecoprog.com/products/market-reports> >> acesso em 30 de julho de 2023.
- [99] European Commission. Joint Research Centre., *Best Available Techniques (BAT) reference document for waste incineration: Industrial Emissions Directive 2010/75/EU (Integrated Pollution Prevention and Control)*. LU: Publications Office, 2019. Acesso em: 24 de março de 2023. [Online]. Disponível em: <https://data.europa.eu/doi/10.2760/761437>
- [100] “Shenzhen WTE Plant 2020 <https://www.babcock.com/assets/Case-Studies/PCH-201-127-Shenzhen-Plant-1-Babcock-Wilcox.pdf>”.
- [101] H. A. A. M. de Waart e M. van Berlo, “A Fourth Generation WTE Facility Designed for Energy and Materials Recovery: The Amsterdam AEB Waste-Fired Power Plant”, em *16th Annual North American Waste-to-Energy Conference*, Philadelphia, Pennsylvania, USA: ASMEDC, jan. 2008, p. 235–244.
- [102] CNIM. Biskaia waste to energy plant project contract no BM 80 / 96 ES-PO. Technical report, Constructions Industrielles de la Méditerranée (CNIM), Bilbao, 2005.
- [103] N.J. Themelis, Y.H. Kim, M.H. Brady Energy recovery from New York City municipal solid wastes Waste Manag Res, 20 (2002), pp. 223-233
- [104] A. C. Bourtsalas, Q. Huang, H. Zhang, e N. J. Themelis, “Energy recovery in China from solid wastes by the moving grate and circulating fluidized bed technologies”, *Waste Dispos. Sustain. Energy*, vol. 2, n° 1, p. 27–36, mar. 2020.

- [105] M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, M. Falchetti, e P. Fiore, “Advanced Waste-to-energy Steam Cycles”, *Energy Procedia*, vol. 45, p. 1205–1214, 2014.
- [106] M. Bianchi, L. Branchini, e A. De Pascale, “Combining waste-to-energy steam cycle with gas turbine units”, *Applied Energy*, vol. 130, p. 764–773, 2014.
- [107] S. Udomsri, A. R. Martin, e T. H. Fransson, “Economic assessment and energy model scenarios of municipal solid waste incineration and gas turbine hybrid dual-fueled cycles in Thailand”, *Waste Management*, vol. 30, n° 7, p. 1414–1422, jul. 2010.
- [108] S. Udomsri, M. P. Petrov, A. R. Martin, e T. H. Fransson, “Clean energy conversion from municipal solid waste and climate change mitigation in Thailand: Waste management and thermodynamic evaluation”, *Energy for Sustainable Development*, vol. 15, n° 4, p. 355–364, dez. 2011.
- [109] C. Bidart, M. Fröhling, e F. Schultmann, “Municipal solid waste and production of substitute natural gas and electricity as energy alternatives”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, n° 1–2, p. 1107–1115, mar. 2013.
- [110] S. Consonni e F. Viganò, “Waste gasification vs. conventional Waste-To-Energy: A comparative evaluation of two commercial technologies”, *Waste Management*, vol. 32, n° 4, p. 653–666, abr. 2012.
- [111] S. Consonni e F. Viganò, “Material and energy recovery in integrated waste management systems: The potential for energy recovery”, *Waste Management*, vol. 31, n° 9–10, p. 2074–2084, set. 2011.
- [112] F. C. Eboh, B.-Å. Andersson, e T. Richards, “Economic evaluation of improvements in a waste-to-energy combined heat and power plant”, *Waste Management*, vol. 100, p. 75–83, dez. 2019.
- [113] W. Bogale e F. Viganò, “A Preliminary Comparative Performance Evaluation of Highly Efficient Waste-to-Energy Plants”, *Energy Procedia*, vol. 45, p. 1315–1324, 2014.
- [114] S. T. Tan, W. S. Ho, H. Hashim, C. T. Lee, M. R. Taib, e C. S. Ho, “Energy, economic and environmental (3E) analysis of waste-to-energy (WTE) strategies for municipal solid waste (MSW) management in Malaysia”, *Energy Conversion and Management*, vol. 102, p. 111–120, set. 2015.
- [115] K. Qiu e A. C. S. Hayden, “Performance analysis and modeling of energy from waste combined cycles”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 14–15, p. 3049–3055, out. 2009.
- [116] F. Esmailion, A. Ahmadi, e R. Dashti, “Exergy-Economic-Environment Optimization of the Waste-to-Energy Power Plant Using Multi-Objective Particle-Swarm Optimization (MOPSO)”, *Scientia Iranica*, vol. 0, n° 0, p. 0–0, fev. 2021.
- [117] M. Asim, R. Kumar, A. Kanwal, A. Shahzad, A. Ahmad, e M. Farooq, “Techno-economic assessment of energy and environmental impact of waste-to-energy electricity generation”, *Energy Reports*, vol. 9, p. 1087–1097, mar. 2023.
- [118] M. Sadi e A. Arabkoohsar, “Modelling and analysis of a hybrid solar concentrating-waste incineration power plant”, *Journal of Cleaner Production*, vol. 216, p. 570–584, abr. 2019.
- [119] P. Pan, M. Zhang, G. Xu, H. Chen, X. Song, e T. Liu, “Thermodynamic and Economic Analyses of a New Waste-to-Energy System Incorporated with a Biomass-Fired Power Plant”, *Energies*, vol. 13, n° 17, p. 4345, ago. 2020.
- [120] A. Gallego, H. Kubo, A. C. Gutierrez-Gomez, R. P. Bereche, A. P. Neto, e A. D. Rocha, “Thermodynamic analysis of behaviour in a combined cycles operating with biogas and municipal solid waste”, *International Journal of Thermodynamics*, vol. 22, n° 2, p. 74–82, maio 2019.

- [121] Gohlke and Martin, 2007. O. Gohlke, J. Martin Drivers for innovation in waste-to-energy technology *Waste Manage. Res.*, 25 (3) (2007), pp. 214-219
- [122] L. Lombardi, E. Carnevale, e A. Corti, “A review of technologies and performances of thermal treatment systems for energy recovery from waste”, *Waste Management*, vol. 37, p. 26–44, mar. 2015.
- [123] K. Villani, J.D. Greef Exploiting the low-temperature end of WTE-boilers Proceedings of the Third Intl Symposium on Energy from Biomass and Waste, Venice, Italy (2010)
- [124] A. Kumar e S. R. Samadder, “A review on technological options of waste to energy for effective management of municipal solid waste”, *Waste Management*, vol. 69, p. 407–422, nov. 2017.
- [125] Eboh F.C. "Efficiency improvements in waste-to-energy combustion processes: Method development and evaluation". Swedish Centre for Resource Recovery. Faculty of Textiles, Engineering and Business University of Borås. PhD Thesis, 2019.
- [126] J. De Greef, B. Verbinnen, e J. Van Caneghem, “Waste-to-energy: Coupling Waste Treatment to Highly Efficient CHP”, *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, vol. 16, nº 10, out. 2018.
- [127] M. Luisa Nerys De M Carneiro, “Energy, exergy, economic, environmental (4e) analysis of hybrid systems for electricity generation from municipal solid waste and natural gas”. Doutorado em engenharia mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brazil, 2019.
- [128] Aneel - acesso em abril de 2023 - <https://www.gov.br/economia/pt-br/orgaos/seppi/noticias-1/leilao-de-energia-nova-a-5-contrata-pela-primeira-vez-energia-produzida-de-residuos-solidos-urbanos>”.
- [129] P. Quicker, S. Consonni, e M. Grosso, “The Zero Waste utopia and the role of waste-to-energy”, *Waste Manag Res*, vol. 38, nº 5, p. 481–484, maio 2020.
- [130] J. E. A. Seabra e I. C. Macedo. “Comparative analysis for power generation and ethanol production from sugarcane residual biomass in Brazil”, *Energy Policy*, vol. 39, nº 1, p. 421–428, jan. 2011.
- [131] M. J. B. Kabeyi and O. A. Olanrewaju, "Performance analysis OF a sugarcane bagasse cogeneration power plant IN grid electricity generation," Presented at the 11th Annual International Conference on Industrial Engineering and Operations Management Singapore, March 7-11, 2021, 2021. [Online]. Available: <http://www.ieomsociety.org/singapore2021/papers/201.pdf>
- [132] ISGEC HEAVY ENGINEERING LTD. (2016). Bagasse and Biomass Fired Boilers. <<https://www.isgec.com/boilers/ba-boilers-product-bagasse.php>> Acesso em 14 de April 202.
- [133] C. Lariot-Sánchez, A. Rivas-Gutierrez, L. Rodríguez-Machín, A. Rubio-González, e P. J. Iturria-Quintero, “Impact of Alkalis and Chlorides from Sugarcane Agriculture Residues on High Temperature Corrosion: A Review”, *Oxid Met*, vol. 97, nº 5–6, p. 451–475, jun. 2022.
- [134] B. R. Stanmore, “Generation of Energy from Sugarcane Bagasse by Thermal Treatment”, *Waste Biomass Valor*, vol. 1, nº 1, p. 77–89, mar. 2010.
- [135] M. Luisa Nerys De Moraes Carneiro, “Análise termoeconômica e ambiental de uma usina de aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos: estudo de caso da planta de Zabalgardi/Bilbao adaptada para a realidade brasileira”, Mestrado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brazil, 2015.

- [136] B. Kamuk, "Technical, economical, operating consequences by operating at extreme steam parameters", Waste-to-Energy Research and Technology Council, 2010 Annual Meeting, Brno, Czech Republic. Also available at http://www.admas.vutbr.cz/files/wtert-prezentace/Kamuk_-_Technical_economical_operating_consequences_by_operating_at_extreme_steam_parameters.pdf
- [137] Saveyn, H., Eder, P., Ramsay, M., Thonier, G., Warren, K., Hestin, M. "Towards a better exploitation of the technical potential of waste-to-energy". EUR 28230 EN, 2016.
- [138] A. González-Díaz, A. M. Alcaráz-Calderón, M. O. González-Díaz, Á. Méndez-Aranda, M. Lucquiaud, e J. M. González-Santaló, "Effect of the ambient conditions on gas turbine combined cycle power plants with post-combustion CO₂ capture", *Energy*, vol. 134, p. 221–233, set. 2017.
- [139] 7HA Gas Turbine | GE Gas Power <https://www.ge.com/gas-power/products/gas-turbines/7ha> . Acesso em 20 de junho de 2023.
- [140] O. Cavalett *et al.*, "Environmental and economic assessment of sugarcane first generation biorefineries in Brazil", *Clean Techn Environ Policy*, vol. 14, nº 3, p. 399–410, jun. 2012.
- [141] Furtado LA. Thermodynamic, economic and environmental study of a cogeneration sugarcane plant operating with a hybrid cycle that burns sugarcane bagasse and natural gas (in Portuguese) [dissertation on the internet]. Rio de Janeiro (Brazil): Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro. Available from: <https://www.maxwell.vrac.pucrio.br/35597/35597.PDF> [cited 2019 Jan 02], 2018.
- [142] L. C. Moreira, P. O. Borges, R. M. Cavalcante, e A. F. Young, "Simulation and economic evaluation of process alternatives for biogas production and purification from sugarcane vinasse", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 163, p. 112532, jul. 2022.
- [143] D. Khatiwada, J. Seabra, S. Silveira, e A. Walter, "Power generation from sugarcane biomass – A complementary option to hydroelectricity in Nepal and Brazil", *Energy*, vol. 48, nº 1, p. 241–254, dez. 2012.
- [144] WTERT-Brasil, 2023, 'Thermodynamic and financial model for biomass boilers', <http://wtert.com.br> . Acesso em 20 de junho de 2023.
- [145] R. Palacios-Bereche *et al.*, "Exergetic analysis of the integrated first- and second-generation ethanol production from sugarcane", *Energy*, vol. 62, p. 46–61, dez. 2013.
- [146] A. V. Ensinas, S. A. Nebra, M. A. Lozano, e L. M. Serra, "Analysis of process steam demand reduction and electricity generation in sugar and ethanol production from sugarcane", *Energy Conversion and Management*, vol. 48, nº 11, p. 2978–2987, nov. 2007.
- [147] S. G. Karp *et al.*, "Bioeconomy and biofuels: the case of sugarcane ethanol in Brazil", *Biofuels, Bioprod. Bioref.*, vol. 15, nº 3, p. 899–912, maio 2021.
- [148] Purchase BS, Rosettenstein S, Bezuidenhoudt DV. Challenges and potential solutions for storage of large quantities of bagasse for power generation. Proc S AfrSug Technol Ass 2013;86:495–513.
- [149] P. Bhada. "Feasibility analysis of waste-to-energy as a key component of integrated solid waste management in Mumbai, India". Dissertation and Thesis. Columbia University (2007). < http://www.seas.columbia.edu/earth/wtert/sofos/Bhada_Thesis.pdf > , Acesso em 15 de Junho de 2019.
- [150] N.J. Themelis, Y.H. Kim, M.H. Brady. "Energy recovery from New York City municipal solid wastes". Waste Manag Res, 20 (2002), pp. 223-233
- [151] Skreiberg, Ø. 'An introduction to heating values, energy quality, efficiency, fuel and ash analysis and environmental aspects' – Lecture Faculty of Technology, Makerere University 21. July 2005.

- [152] S. Consonni, M. Giugliano, e M. Grosso, "Alternative strategies for energy recovery from municipal solid waste", *Waste Management*, vol. 25, nº 2, p. 123–135, jan. 2005.
- [153] E.L. de S.F. Soares."Estudo da caracterização gravimétrica e poder calorífico dos resíduos sólidos urbanos". Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.
- [154] G. H. Nordi, R. Palacios-Bereche, A. G. Gallego, e S. A. Nebra, "Electricity production from municipal solid waste in Brazil", *Waste Manag Res*, vol. 35, nº 7, p. 709–720, jul. 2017.
- [155] ANEEL 2023. <https://www.gov.br/aneel/pt-br/assuntos/noticias/2022/aneel-homologa-resultado-do-leilao-de-geracao-a-5-de-setembro-de-2021>".
- [156] De Greef J., Casteels T., De Proft R. and Villani K. (2010) On the alternative supply of heat and power to energy-intensive industries with waste & RDF – two exemplary cases from Sweden and the UK. Proceedings Venice 2010, Third International Symposium on Energy from Biomass and Waste.
- [157] Luiz Felipe Pellegrini. "Análise e otimização termo-econômica-ambiental Aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e Eletricidade." Tese de Doutorado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2009.
- [158] Solar Turbines 2023). acesso em março de 2023. <https://www.caterpillar.com/en/brands/solarturbines.html>."
- [159] Siemens Energy - Industrial gas turbine SGT-300. < <https://assets.siemens-energy.com/siemens/assets/api/uuid:bac5953e-e7d1-47f8-b771-d225ea3ba7e2/poster-sgt-300.pdf> >. Acesso em 30 de outubro de 2023.
- [160] CONAMA. Legislação Básica. Brasília: Conselho Nacional do Meio Ambiente, 1997.. http://conama.mma.gov.br/index.php?option=com_sisconama&task=documento.download&id=19099 Acesso em 20 de junho de 2023".
- [161] J. Soares, A. C. Oliveira, S. Dieckmann, D. Krüger, e F. Orioli, "Evaluation of the performance of hybrid CSP/biomass power plants", *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 13, nº 4, p. 380–387, dez. 2018.
- [162] Câmara de comercialização de energia elétrica 2023. <<https://www.ccee.org.br/mercado/leilao-mercado> > Acesso em 25 de junho de 2023.
- [163] International Renewable Energy Agency (IRENA), 2021. Renewable Power Generation Costs in 2020. Abu Dhabi. ISBN 978-92-9260-348-9."
- [164] BANCO CENTRAL DO BRASIL. Calculadora do cidadão. 2023. Disponível em : <https://www3.bcb.gov.br/CALCIDADA0/publico/exibirFormCorrecaoValores.do?method=exibirFormCorrecaoValores> . Acesso em 22 de agosto de 2023.
- [165] BEN 2022 | Relatório Síntese | Ano base 2021. Empresa de Pesquisa Energética EPE - Ministério de Minas e Energia MME. <https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/secretarias/spe/publicacoes/balanco-energetico-nacional/ben-2022/ben_sintese_2022_pt.pdf >> Acesso em 01 de junho de 2023.
- [166] IPCC, Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Core Writing Team, R.K. Pachauri, and L.A. Meyer, Editors. 2014, IPCC: Geneva, Switzerland.
- [167] K. Storm, "Combined cycle power plant (1×1) labor estimate", em *Industrial Construction Estimating Manual*, Elsevier, 2020, p. 95–159.

- [168] R. Turconi, A. Boldrin, e T. Astrup, "Life cycle assessment (LCA) of electricity generation technologies: Overview, comparability and limitations", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 28, p. 555–565, dez. 2013.
- [169] F. C. Dalmo *et al.*, "Energy recovery overview of municipal solid waste in São Paulo State, Brazil", *Journal of Cleaner Production*, vol. 212, p. 461–474, mar. 2019.
- [170] N. J. Themelis e P. A. Ulloa, "Methane generation in landfills", *Renewable Energy*, vol. 32, nº 7, p. 1243–1257, jun. 2007.
- [171] N.J. Themelis. 'The role of waste-to-energy in urban infrastructure.' Editor(s): Frank Zeman, In Woodhead Publishing Series in Energy. Metropolitan Sustainability, Woodhead Publishing, 2012."
- [172] SA Channiwala, PP. Parikh. "A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels". *Fuel*, 81 (2002), pp. 1051-1063
- [173] Munir, S., Daood, S.S., Nimmo, W., Cunliffe, A.M., Gibbs, B.M., 'Thermal analysis and devolatilization kinetics of cotton stalk, sugar cane bagasse and shea meal under nitrogen and air atmospheres'. *Bioresource Technology*, Vol.100, pp. 1413–1418, 2009.
- [174] Kitto, J.B., Stultz, S.C., 'Steam/ its generation and use'. The Babcock & Wilcox Company 41st edition. Barbeton, Ohio U.S.A, 2005.
- [175] Szargut J., Morris D.R. & Steward, F.R., 1988, 'Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process', Hemisphere Publishing Corporation, New York, 332p.
- [176] Kotas T.J. The exergy method of thermal plant analysis. 1st ed. Butterworth-Heinemann; 1985.
- [177] A.M. Eltamaly, M.A. Mohamed, Optimal sizing and designing of hybrid renewable energy systems in smart grid applications, in: *Advances in Renewable Energies and Power Technologies*, Elsevier, ISBN: 978-0-12-813185-5, pp. 231–313, 2018.
- [178] Wright *et al.*, 2017 Wright S., Scammell W., Brun K., Friedman P., Dennis R. *Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (SCO₂) based power cycles* Fundam. Appl. Supercrit. Carbon Dioxide Based Power Cycles (2017), pp. 127-145.
- [179] Carta Patente PI-0804980-7; 'Usinas Termelétricas a Bagaço de Cana e Biogás de Alta Eficiência'; Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro, INPI - 25/03/2014.
- [180] Carta Patente PI-102016029305-7; Usinas termelétricas híbridas a bagaço de cana e gás natural de alta eficiência'; Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro, INPI - 01/12/2020.
- [181] Simmons, T. 'CO₂ emissions from stationary combustion of fossil fuels'. Intergovernmental panel on climate change (IPCC) Background Papers – Expert Meetings on Good Practice Guidance and Uncertainty Management in National Greenhouse Gas Inventories. Hayama: Institute for Global Environmental Strategies, pp 15-40, 2002.
- [182] Bell, Ian H. and Wronski, Jorrit and Quoilin, Sylvain and Lemort, Vincent. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, volume 53,2498–2508, 2014.
- [183] E. J. C. Cavalcanti, M. Carvalho, e J. L. B. Azevedo, "ExergoenvIRONMENTAL results of a eucalyptus biomass-fired power plant", *Energy*, vol. 189, p. 116188, dez. 2019.
- [184] G. J. F. D. Araujo e S. V. W. B. D. Oliveira, "Analysis of financial and economic feasibility of the use of vinasse for electricity generation in Brazil", *Cad. EBAPE.BR*, vol. 18, nº 4, p. 936–955, out. 2020.

- [185] Lois-Correa J, Flores-Vela A, Ortega-Grimaldo D, Berman-Delgado J. Experimental evaluation of sugar cane bagasse storage in bales system. *J Appl Res Technol* 2010.
- [186] Erik Anerud, Sally Krigstin, Johanna Routa, Hanna Brannstrom, Mehrdad Arshadi, Christopher Helmeste, Dan Bergström, Gustaf Egnell. 'Dry matter losses during biomass storage Measures to minimize feedstock degradation'. Technology Collaboration Programme - IEA Bioenergy: Task 43, 2019.
- [187] P. A. Ochoa George, J. J. C. Eras, A. S. Gutierrez, L. Hens, e C. Vandecasteele, "Residue from Sugarcane Juice Filtration (Filter Cake): Energy Use at the Sugar Factory", *Waste Biomass Valor*, vol. 1, nº 4, p. 407–413, dez. 2010.
- [188] Paredes, Débora da Silva. 'Gases de efeito estufa da vinhaça derivada da produção de álcool de cana-de-açúcar: emissões por armazenamento, distribuição e fertirrigação', Tese de Doutorado. Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2015.
- [189] Nickolas J. Themelis e A.C. (Thanos) Bourtsalas, "Methane Generation and Capture of U.S. Landfills", *JESE-A*, vol. 10, nº 6, dez. 2021.
- [190] Kumana J."Thermodynamic analysis of steam turbines for industrial applications". Industrial Energy Technology Conference (2017). URL <https://www.researchgate.net/publication/318402919>
- [191] J. A. Hesketh e P. J. Walker, "Effects of Wetness in Steam Turbines", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 219, nº 12, p. 1301–1314, dez. 2005.
- [192] O. Badr, S. D. Probert, e P. O'Callaghan, "Rankine cycles for steam power-plants", *Applied Energy*, vol. 36, nº 3, p. 191–231, jan. 1990.
- [193] Panosso GC. Simulation methods for Rankine cycles. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Dissertação de Mestrado, 2003.
- [194] M. Barros, C. Piekarski, e A. de Francisco, "Carbon Footprint of Electricity Generation in Brazil: An Analysis of the 2016–2026 Period", *Energies*, vol. 11, nº 6, p. 1412, jun. 2018.
- [195] M. Carvalho e D. Delgado, "Potential of photovoltaic solar energy to reduce the carbon footprint of the Brazilian electricity matrix", *LALCA*, vol. 1, nº 1, p. 64–85, jul. 2017.

9. Apêndice A. Equações complementares

Os coeficientes associados aos elementos presentes nos gases e a sua respectiva faixa de temperatura, utilizados na Eq. (15), são mostrados na Tabela 9-1.

Tabela 9-1. Coeficientes associados aos elementos presentes nos gases e a sua respectiva faixa de temperatura.

O ₂	a	b	c
0 to 500	1,76467E-05	0,2162331	-16,78533
500 to 1500	1,40308E-05	0,2232213	-19,37546
CO ₂			
0 to 500	5,54451E-05	0,1943114	-15,2317
500 to 1500	2,56022E-05	0,227006	-24,11829
H ₂ O			
0 to 500	2,99826E-05	0,4400434	-34,11883
500 to 1500	4,57598E-05	0,4246434	-30,36311
SO ₂			
0 to 500	3,42028E-05	0,1439724	-11,25959
500 to 1500	1,36624E-05	0,1672132	-17,74491
N _{2a}			
0 to 500	5,48494E-06	0,2450592	-18,9332
500 to 1500	1,49617E-05	0,2362762	-16,91089

As equações para o cálculo dos fluxos exergeticos de entrada e saída de cada volume de controle são mostrados na Tabela 9-2.

Tabela 9-2. Equações para o balanço de exergia dos sistemas propostos

V.C	Entrada	Saida
CALDEIRA	$\dot{E}_{31} + \dot{E}_{24a} - \dot{E}_{49a}$ (50)	$\dot{E}_2 + \dot{E}_{2f} + \dot{E}_{2b} - \dot{E}_{2b}$ (51)
PAG1	$\dot{E}_{6c} - \dot{E}_{6g}$ (52)	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}$ (53)
PAG2	$\dot{E}_{46} - \dot{E}_{47}$ (54)	$\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$ (55)
PAG3	$\dot{E}_{45} - \dot{E}_{46}$ (56)	$\dot{E}_1 - \dot{E}_{14a}$ (57)
PAA1a	$\dot{E}_{6a} - \dot{E}_{6i}$ (58)	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$ (59)
PAA1b	$\dot{E}_{2f} - \dot{E}_{2g}$ (60)	$\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}$ (61)
CHX	$\dot{E}_{49a} - \dot{E}_{49c}$ (62)	$\dot{E}_{24b} - \dot{E}_{24a}$ (63)
PAA2	$\dot{E}_{44} - \dot{E}_{45}$ (64)	$\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}$ (65)
TG	$\dot{E}_{32} - \dot{E}_{41a}$ (66)	\dot{E}_{52} (67)
QD	\dot{E}_{22} (68)	$\dot{E}_{42} - \dot{E}_{26}$ (69)
RHE	$\dot{E}_{43} - \dot{E}_{44}$ (70)	$\dot{E}_{5b} - \dot{E}_{4a}$ (71)
VALV-OFF-DES	$\dot{m}_{4a} \cdot e_{4a} - \dot{m}_{4a} \cdot e_{5c}$ (72)	$\dot{m}_{5b} \cdot e_{5c} - \dot{m}_{5b} \cdot e_{5b}$ (73)
SHE	$\dot{E}_{42} - \dot{E}_{43}$ (74)	$\dot{E}_{3c} - \dot{E}_{3b}$ (75)
DEA	$\dot{m}_{6a} \cdot e_{6a} + \dot{m}_{6b} \cdot e_{6b} - \dot{m}_{6a} \cdot e_{14} - \dot{m}_{6b} \cdot e_{14}$ (76)	$\dot{m}_{12} \cdot (e_{14} - e_{12}) + \dot{m}_{13} \cdot (e_{14} - e_{13}) + \dot{m}_{6e} \cdot (e_{14} - e_{6e}) + \dot{m}_{2g} \cdot (e_{14} - e_{2g}) + \dot{m}_{2d} \cdot (e_{14} - e_{2d}) + \dot{m}_{6i} \cdot (e_{14} - e_{6i})$ (77)
CD	$\dot{E}_7 - \dot{E}_8$ (78)	$\dot{E}_{7b} - \dot{E}_{7a}$ (79)
BA1	\dot{E}_{53a} (80)	$\dot{E}_{14a} - \dot{E}_{14}$ (81)
BA2	\dot{E}_{53b} (82)	$\dot{E}_{10} - \dot{E}_9$ (83)
VALV-TQ	$\dot{E}_{6g} - \dot{E}_{6h}$ (84)	-
TQ	$\dot{m}_{6h} \cdot e_{6h} - \dot{m}_{6h} \cdot e_9$ (85)	$\dot{m}_8 \cdot e_9 - \dot{m}_8 \cdot e_8$ (86)
PAA-MIX	$\dot{m}_{48} \cdot e_{48} - \dot{m}_{48} \cdot e_{24}$ (87)	$\dot{m}_{23} \cdot e_{24} - \dot{m}_{23} \cdot e_{23}$ (88)
TVAP	$\dot{E}_{3d} - \dot{E}_4$ (89)	\dot{E}_{50a} (90)
TVBP	$\dot{E}_{5c} + \dot{E}_{4b} - \dot{E}_{6a} - \dot{E}_{6b} - \dot{E}_{6c} - \dot{E}_{6d} - \dot{E}_7$ (91)	\dot{E}_{50b} (92)
GER1	\dot{E}_{50a} (93)	\dot{E}_{51a} (94)
GER2	\dot{E}_{50b} (95)	\dot{E}_{51b} (96)
PLANTA	$\dot{E}_{31} + \dot{E}_{32} + \dot{E}_{33}$ (97)	$\dot{E}_{51a} + \dot{E}_{52b} + \dot{E}_{52} + \dot{E}_{6d} - \dot{E}_{53a} - \dot{E}_{53b}$ (98)

10. Apêndice B. Resultados para composição de gases de exaustão

Tabela 10-1. Composição de gases de exaustão das turbinas a gas (% base volumétrica)

Sistema	N ₂	O ₂	CO ₂	Ar	SO ₂	H ₂ O
AR PURO	76,3%	20,3%	0,0%	0,9%	0,0%	2,5%
TG1	74,0%	13,9%	2,9%	0,9%	0,0%	8,3%
TG2	74,0%	13,9%	2,9%	0,9%	0,0%	8,3%
TG3	74,0%	13,7%	3,0%	0,9%	0,0%	8,4%
TG4	73,9%	13,4%	3,2%	0,9%	0,0%	8,7%
TG-7H.01GE	73,6%	11,7%	4,0%	0,9%	0,0%	9,9%

Tabela 10-2. Composição de gases de exaustão usinas sucroalcooleiras (% base volumétrica)

Sistema	N ₂	O ₂	CO ₂	Ar	SO ₂	H ₂ O
CALD - CP	56,8%	3,5%	11,0%	0,7%	0,0%	28,0%
CCH1-BG/BIO-CAL	56,8%	3,5%	11,0%	0,7%	0,0%	28,0%
CCH1-BG/BIO-TG+QD	74,1%	14,0%	2,9%	0,9%	0,0%	8,2%
CCH2-BG/BIO-CAL	59,4%	2,8%	10,6%	0,7%	0,0%	26,5%
CCH2-BG/BIO-TG+QD	74,1%	14,0%	2,9%	0,9%	0,0%	8,2%
CCH3-BG/BIO-CAL	56,8%	3,5%	11,0%	0,7%	0,0%	28,0%
CCH4-BG/BIO-CAL	56,8%	3,5%	11,0%	0,7%	0,0%	28,0%
CCH5-BG/BIO-CAL	56,8%	3,5%	11,0%	0,7%	0,0%	28,0%
CCH5-BG/BIO-QD	74,8%	16,1%	2,0%	0,9%	0,0%	6,3%
OFF-DES-CAL	56,8%	3,5%	11,0%	0,7%	0,0%	28,0%

Tabela 10-3. Composição de gases de exaustão – usinas de RSU (% base volumétrica)

Sistema	N ₂	O ₂	CO ₂	Ar	SO ₂	H ₂ O
CCH3-RSU/GN-CAL	63,9%	7,0%	9,0%	0,7%	0,0%	19,3%
CCH3-RSU/GN-TG2	74,0%	13,9%	2,9%	0,9%	0,0%	8,3%
CCH4-RSU/GN-TG2	74,0%	13,9%	2,9%	0,9%	0,0%	8,3%
CCH5-RSU/GN-QD	74,4%	15,0%	2,4%	0,9%	0,0%	7,3%