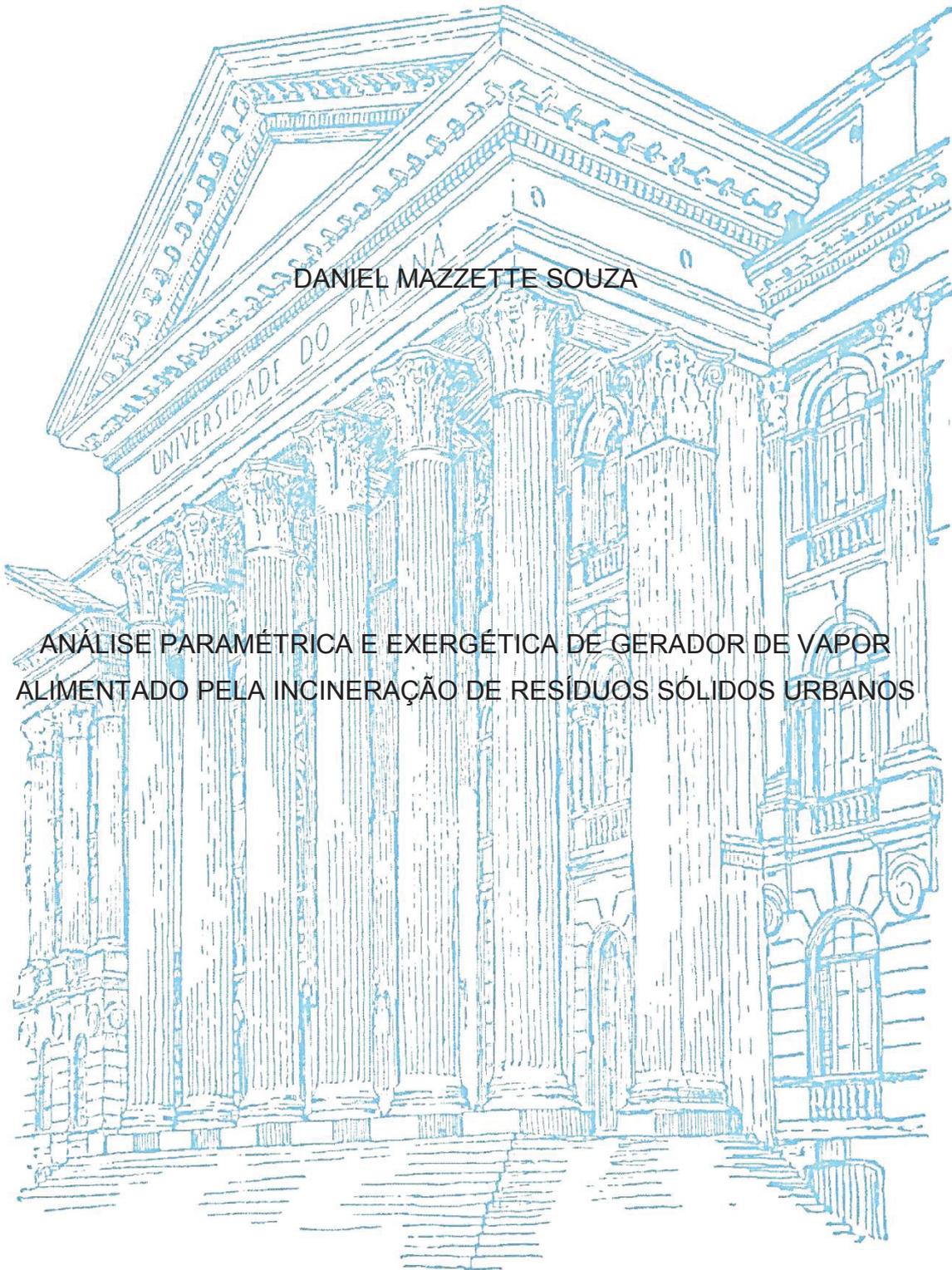


UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

DANIEL MAZZETTE SOUZA

ANÁLISE PARAMÉTRICA E EXERGÉTICA DE GERADOR DE VAPOR
ALIMENTADO PELA INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS



CURITIBA

2020

DANIEL MAZZETTE SOUZA

ANÁLISE PARAMÉTRICA E EXERGÉTICA DE GERADOR DE VAPOR
ALIMENTADO PELA INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Curso de mestrado em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Engenharia Térmica.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas.
Coorientador: Dr. Wellington Balmant.

CURITIBA

2020

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

S729a Souza, Daniel Mazzette
Análise paramétrica e exérgica de gerador de vapor alimentado pela
incineração de resíduos sólidos urbanos [recurso eletrônico] / Daniel
Mazzette Souza – Curitiba, 2020.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia,
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. PhD. José Viriato Coelho Vargas.
Coorientador: Dr. Wellington Balmant.

1. Incineração. 2. Resíduos Sólidos Urbanos. 3. Energia. I.
Universidade Federal do Paraná. II. Vargas, José Viriato Coelho. III.
Balmant, Wellington IV. Título.

CDD: 628.445

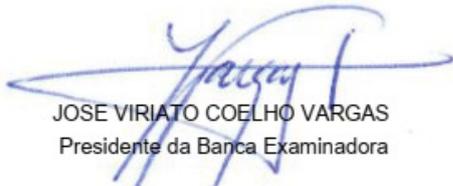
Bibliotecária: Roseny Rivelini Morciani CRB-9/1585

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **DANIEL MAZZETTE SOUZA** intitulada: **ANÁLISE PARAMÉTRICA E EXERGÉTICA DE GERADOR DE VAPOR ALIMENTADO PELA INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS**, sob orientação do Prof. Dr. JOSE VIRIATO COELHO VARGAS, que após terem inquirido o aluno e realizada a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 10 de Julho de 2020.



JOSE VIRIATO COELHO VARGAS
Presidente da Banca Examinadora



LUCIANO KIYOSHI ARAKI
Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)



CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRAO
Avaliador Externo (UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO
PARANÁ)

À Deus,
quem sempre me encheu de fé e prosperidade; e
aos meus pais, irmã, esposa e família,
simplesmente por serem minha base e meu suporte.

AGRADECIMENTOS

Ao meu mentor e orientador na Pós-Graduação professor Ph.D. José Viriato Coelho Vargas, pela compreensão, discernimento, humanismo, paciência e incentivos, e a quem merece minha enorme gratidão.

Ao Dr. Wellington Balmant, coorientador, pelo apoio, dedicação, carisma, companheirismo, contribuições e consultoria, sendo sua participação de inestimável valor para esta pesquisa, e a quem devo meu enorme apreço e respeito.

Ao meu “mestre” e orientador na Graduação professor Dr. Fernando Tadeu Bóçon, que ao final do trabalho de conclusão de curso fez ascender a luz do caminho que me trouxe até aqui.

Aos professores Dr. Luciano Kiyoshi Araki e Dr. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão pelos comentários e contribuições.

Ao NÚCLEO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM ENERGIA AUTOSUSTENTAVEL – NPDEAS/UFPR e sua equipe técnica pela competência e suporte dado para a realização deste trabalho.

Aos meus pais Norma e Carlos que sempre me motivaram a alcançar meus objetivos, à minha irmã Carla e meus familiares que sempre me apoiaram e torceram por mim, e a minha querida esposa Karine a quem devo minha sincera e eterna gratidão.

Agradeço também à UFPR a oportunidade de mais uma vez realizar um sonho tão esperado.

Por fim, também merece meu apreço, a Força Aérea Brasileira, em especial o CINDACTA II, o qual proporcionou condições de poder dedicar-me o suficiente para obtenção deste título com o devido mérito.

“Tudo posso naquele que me fortalece.”

Filipenses 4:13

RESUMO

No cenário atual, o descarte do lixo é um dos maiores problemas enfrentados. A crescente ocupação territorial tem aumentado a geração desses resíduos além de limitar o espaço físico para sua destinação final. O impacto ambiental, resultado do mau gerenciamento do lixo, traduz-se na contaminação de solos, subsolos e cursos d'água, enchentes e erosões, grandes desgastes para a flora e fauna, além da poluição. A Recuperação Energética é hoje uma alternativa para a destinação dos resíduos sólidos urbanos (RSU). Dentre as tecnologias disponíveis, que aproveitam a energia calorífica contida nesses resíduos para uso como fonte de energia ou combustível, destaca-se a incineração. Diante do exposto, a presente dissertação traz como objetivo realizar a análise paramétrica e exergética do gerador de vapor alimentado pela incineração de resíduos sólidos urbanos (RSU) instalado nas dependências do NPDEAS. O modelo matemático combina os princípios da termodinâmica e da transferência de calor aplicados aos volumes de controle para cada componente do gerador de vapor (GV) e para uma turbina hipoteticamente instalada, bem como as reações de combustão, dada a composição química de uma amostra de RSU. Como resultado, foi obtido a área de troca térmica em cada trocador de calor, o comportamento paramétrico do sistema avaliado nos parâmetros de operação de maior impacto com vistas às eficiências de 1° e 2° Lei e à potência gerada na turbina, a configuração adequada em função dos parâmetros analisados a fim de se obter um sistema otimizado, bem como um extrato completo do sistema e um balancete da taxa de exergia. Os melhores resultados, extraídos de dois cenários, mostraram que um ajuste otimizado dos parâmetros de operação é capaz de aumentar a potência na turbina em cerca de 100%, o rendimento energético e exergético do GV em 16% e 51,88%, e o rendimento energético e exergético do sistema de potência em cerca de 84%. A folha de balancete de exergia mostra que somente 10% do aporte de energia é convertida em potência nessa instalação e que a exergia destruída pela combustão supera os 40%. A principal conclusão dessa dissertação é a capacidade do modelo matemático em simular e descrever fisicamente o sistema de incineração de RSU e geração de vapor assim como de cada um de seus componentes, podendo, portanto, prever seu comportamento frente a diversas condições de funcionamento, bem como identificar seus parâmetros de operação de maior impacto visando ao melhor uso de energias renováveis e maiores eficiências energéticas e exergéticas.

Palavras-chave: Incineração de Resíduos Sólidos Urbanos. Combustão. Energia térmica. Exergia.

ABSTRACT

In the current scenario, waste disposal is one of the biggest problems faced. The growing territorial occupation has increased the generation of this waste, besides limiting the physical space for its final destination. The environmental impact, as a result of poor waste management, translates into soil, subsoil and waterway contamination, floods and erosion, great wear and tear for flora and fauna, in addition to pollution. The Energy Recovery is today an alternative for the destination of municipal solid waste (MSW). Among the available technologies, which take advantage of the calorific energy contained in these wastes for use as a source of energy or fuel, incineration stands out. In view of the above, this dissertation aims to perform parametric and exergetic analysis of the steam generator fed by the incineration of solid urban waste installed in the NPDEAS premises. The mathematical model combines the principles of thermodynamics and heat transfer applied to the control volumes for each component of the steam generator (GV) and for a hypothetically installed turbine, as well as the combustion reactions, given the chemical composition of a MSW sample. As a result, the heat exchange area in each heat exchanger was obtained, the parametric behaviour of the system evaluated in the highest impact operating parameters with a view to 1st and 2nd Law efficiencies and the power generated in the turbine, the appropriate configuration as a function of the analyzed parameters in order to obtain an optimized system, as well as a complete system extract and an energy rate balance. The best results, extracted from two scenarios, showed that an optimized adjustment of the operation parameters is able to increase the power in the turbine by about 100%, the energetic and exergetic efficiency of the GV by 16% and 51.88% and the energetic and exergetic efficiency of the power system by about 84%. The energy balance sheet shows that only 10% of the energy input is converted into power in this plant and that the energy destroyed by combustion exceeds 40%. The main conclusion of this dissertation is the ability of the mathematical model to physically simulate and describe the MSW incineration and steam generation system as well as each of its components, thus being able to predict its behavior under various operating conditions, as well as to identify its operating parameters of greater impact aiming at the best use of renewable energies and greater energy and exergetic efficiencies.

Keywords: Incineration of Urban Solid Waste. Combustion. Thermal energy. Exergy

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 - USINA DE RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA DE RSU (MODELO NPDEAS)	16
FIGURA 2 - CENÁRIO MUNDIAL DAS TECNOLOGIAS DE TRATAMENTO DE RSU.....	23
FIGURA 3 - INCINERADOR DE RESÍDUOS DO NPDEAS, VISTA FRONTAL.....	35
FIGURA 4 - INCINERADOR DE RESÍDUOS DO NPDEAS, VISTA POSTERIOR .	35
FIGURA 5 - RESERVATÓRIO DE ÁGUA DO INCINERADOR	36
FIGURA 6 - FLUXO DO AR, DOS GASES DE COMBUSTÃO, DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO E DO VAPOR PRODUZIDO	38
FIGURA 7 - GEOMETRIA DOS TROCADORES DE CALOR DO GV	51
FIGURA 8 - MODELO DE PROJETO DO INCINERADOR DO NPDEAS E PARÂMETROS DE OPERAÇÃO QUANDO ALIMENTADO POR BIOMASSA.....	59
FIGURA 9 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO DA BOMBA	71
FIGURA 10 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU...	73
FIGURA 11 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA BOMBEADA	74
FIGURA 12 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA BOMBEADA DADA UMA VAZÃO MÁSSICA DE RSU	76
FIGURA 13 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU DADA UMA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO E MANTENDO-SE FIXO O TÍTULO DO VAPOR NA SAÍDA DA TURBINA EM 90%.....	79
FIGURA 14 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO DA BOMBA	81
FIGURA 15 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU...	82
FIGURA 16 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA BOMBEADA	83
FIGURA 17 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA BOMBEADA DADA UMA VAZÃO MÁSSICA DE RSU	84
FIGURA 18 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU DADA UMA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO E MANTENDO-SE FIXO O TÍTULO DO VAPOR NA SAÍDA DA TURBINA EM 90%.....	87

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - PANORAMA 2017 DO GERENCIAMENTO DE RSU NO BRASIL.....	19
TABELA 2 - SÍNTESE DOS TRABALHOS DE MODELAGEM TERMO- EXERGÉTICA DE INCINERADORES DE RSU	30
TABELA 3 - ANÁLISE ELEMENTAR DO RSU E GÁS DE ATERRO (GDA).....	44
TABELA 4 - DADOS DE OPERAÇÃO DO GV AO SE QUEIMAR BIOMASSA	58
TABELA 5 - AMBIENTE DE REFERÊNCIA PARA EXERGIA QUÍMICA	62
TABELA 6 - PARÂMETROS ESTRUTURAIS DO SISTEMA FÍSICO	69
TABELA 7 - ÁREAS DE TROCAS TÉRMICAS DE CADA COMPONENTE ISOLADO DO GV.....	70
TABELA 8 - EXTRATO COMPLETO DO SISTEMA NA CONDIÇÃO NOMINAL E NAS CONDIÇÕES OTIMIZADAS.	89
TABELA 9 - BALANCETE DA TAXA DE EXERGIA DO SISTEMA DE POTÊNCIA NA CONDIÇÃO NOMINAL PARAMETRIZADA E NOS CENÁRIOS A E B.....	94

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO.....	13
1.2	TRATAMENTO TÉRMICO ALTERNATIVO DO RSU	14
1.3	TRATADOR TÉRMICO DE RESÍDUOS DO NPDEAS	15
1.4	ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO.....	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	18
2.1.1	Geração de Potência a partir da Incineração de RSU	19
2.2	TRATAMENTO TÉRMICO DOS RSU	21
2.3	PROCESSO DE INCINERAÇÃO E IMPACTO AMBIENTAL ASSOCIADO À DESTINAÇÃO DOS RSU	24
2.4	EXERGIA	25
2.5	MODELAGEM TERMO-EXERGÉTICA DE INCINERADORES DE RSU	26
2.6	DESAFIOS E ANÁLISE CRÍTICA.....	31
2.7	OBJETIVOS	32
2.7.1	Objetivo Geral	32
2.7.2	Objetivos Específicos	32
3	METODOLOGIA	33
3.1	UNIDADE EXPERIMENTAL.....	33
3.2	MODELO ENERGÉTICO (1ª LEI DA TERMODINÂMICA).....	37
3.2.1	Rendimento do Gerador de Vapor e do Sistema de Potência.....	39
3.2.2	Perdas de Calor da Usina de Incineração	39
3.2.3	Composição Química dos RSU	41
3.2.4	Determinação do Poder Calorífico Inferior para o RSU	42
3.2.5	Análise da Câmara de Combustão 1 (CC1):.....	42
3.2.5.1	Determinação do Ar necessário para a combustão (Relação A/C)	44
3.2.5.2	Determinação da Composição dos Produtos de Combustão do RSU	46
3.2.6	Análise da Câmara de Pós-Combustão (CC2)	47
3.2.7	Análise dos Trocadores de Calor: Superaquecedor, Vaporizador, Economizador e Pré-Aquecedor de Ar	50
3.2.8	Análise da Turbina Acoplada.....	55
3.2.9	Coeficientes médios Convectivos nos Componentes do GV	56

3.2.10	Determinação das Áreas de Trocas Térmicas do Gerador de Vapor	57
3.3	MODELO EXERGÉTICO (1ª e 2ª leis da Termodinâmica).....	60
3.3.1	Eficiência Exergética do Gerador de Vapor e do Sistema de Potência	60
3.3.2	Análise da Câmara de Combustão 1 (CC1):	61
3.3.3	Análise da Câmara de Pós-Combustão (CC2).....	63
3.3.4	Análise dos Trocadores de Calor: Superaquecedor, Vaporizador, Economizador e Pré-Aquecedor de Ar.....	64
3.3.5	Análise da Turbina Acoplada	65
3.4	ANÁLISE PARAMÉTRICA E OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA.....	66
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	68
4.1	CARACTERIZAÇÃO DA USINA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS	69
4.2	ÁREA DE TROCA TÉRMICA DOS COMPONENTES DO GV	69
4.3	MODELO ENERGÉTICO (ANÁLISE PARAMÉTRICA).....	70
4.3.1	Efeito Isolado da Variação da Pressão de Elevação da Bomba	71
4.3.2	Efeito isolado da Variação da Vazão Mássica de RSU	72
4.3.3	Efeito Isolado da Variação da Temperatura da Água Bombeada	74
4.3.4	Efeito da Variação da Vazão Mássica de Água Bombeada Dada uma Vazão Mássica de RSU	75
4.3.5	Efeito da Variação da Vazão Mássica de RSU Dada uma Pressão de Elevação e Mantendo-se Fixo o Título do Vapor na Saída da Turbina.....	78
4.4	MODELO EXERGÉTICO	80
4.4.1	Efeito Isolado da Variação da Pressão de Elevação da Bomba	80
4.4.2	Efeito isolado da Variação da Vazão Mássica de RSU	81
4.4.3	Efeito Isolado da Variação da Temperatura da Água Bombeada	83
4.4.4	Efeito da Variação da Vazão Mássica de Água Bombeada Dada uma Vazão Mássica de RSU	84
4.4.5	Efeito da Variação da Vazão Mássica de RSU dada uma Pressão de Elevação e Mantendo-se Fixo o Título do Vapor na Saída da Turbina.....	86
4.5	OTIMIZAÇÃO EXERGÉTICA DO GV E DO SISTEMA DE POTÊNCIA	88
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	96
5.1	CONCLUSÕES.....	96
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	98
	REFERÊNCIAS.....	99

1 INTRODUÇÃO

O cenário de gestão de resíduos sólidos urbanos no Brasil tem passado por mudanças nos últimos anos, sobretudo após a aprovação da Política Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS), instituída pela Lei Federal nº 12.305, de 02 de agosto de 2010. (MANNARINO, FERREIRA e GANDOLLA, 2016).

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

Estatísticas atuais apresentam o descarte do lixo como um dos maiores problemas da sociedade e das cidades modernas. O lixo ainda não possui gerenciamento adequado e com isso aparecem inúmeras consequências ambientais, sociais e graves problemas de saúde pública. O impacto ambiental resultado do mau gerenciamento do lixo traduz-se na contaminação de solos, subsolos e cursos d'água, enchentes e erosões, grandes desgastes para a flora e fauna, além da poluição.

De acordo com o panorama anual divulgado pela Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (*Abrelpe*), cerca de 41% das 78,4 milhões de toneladas de resíduos sólidos coletados no país em 2017 tiveram como destino lixões e aterros controlados, ambos considerados ambientalmente inadequados pela PNRS. O brasileiro gera, em média, 1,035 kg/dia de lixo (ou 378 kg/ano) e os recursos aplicados pelos municípios para fazer frente a todos os serviços de limpeza urbana no Brasil foram, em média, de R\$10,37 por habitante por mês.

O aumento na geração de resíduos é um fenômeno diretamente relacionado com o crescimento populacional e impactado por outros fatores intrínsecos ao comportamento social. A destinação final de resíduos apresenta-se como o grande desafio a ser superado, por um lado em virtude do déficit até agora apresentado no país, com aproximadamente 41% de inadequação, e por outro em função do crescimento das cidades, o que torna essa tarefa ainda mais complicada. E ainda, essa situação se torna mais crítica se a ela somar a questão de que há cada vez menos áreas disponíveis nas cidades para implantação de aterros sanitários, o que acarreta uma maior distância entre os centros de geração e o destino final, com impactos econômicos e ambientais.

Nesse contexto, emerge o setor de tratamento térmico de resíduos sólidos, amplamente contemplada dentro das diretrizes da PNRS como atividade legal e

ambientalmente adequada e que permite a recuperação de algum componente contido nesses resíduos, bem como a redução de seu volume disposto diretamente no solo.

1.2 TRATAMENTO TÉRMICO ALTERNATIVO DO RSU

A Recuperação Energética é hoje uma realidade e uma alternativa concreta para a destinação dos resíduos sólidos urbanos. As tecnologias disponíveis transformam o resíduo urbano em energia térmica e elétrica por processos amplamente utilizados mundialmente, pois aproveita o atrativo poder calorífico contido nesses resíduos para uso como combustível. Os métodos mais empregados utilizam a incineração e, com o calor obtido, gera-se vapor e/ou energia elétrica que pode ser novamente aproveitada pela sociedade.

A recuperação energética de resíduos sólidos também ganha importância quando analisado o cenário de demanda de energia elétrica no Brasil. De acordo com estudo da Empresa de Pesquisa Energética - EPE, o crescimento do consumo de energia elétrica será de 4,3% ao ano entre 2005 e 2030. O consumo de energia elétrica na rede projetado para o Brasil para o ano de 2020 é de 659.092 GWh. (EPE, 2007).

Como um exemplo, na Suíça, no ano de 2013, foram incineradas 3,79 milhões de toneladas de RSU em 30 plantas de incineração. Essas plantas foram capazes de fornecer, em 2013, 1,96 GWh de vapor para calefação, 1,44 GWh de eletricidade e 703 GWh de vapor para processos industriais. (MANNARINO, FERREIRA e GANDOLLA, 2016).

Embora sejam eficientes na redução do volume e do peso dos resíduos e na produção de energia térmica e elétrica, os incineradores geram resíduos do processo que precisam ser adequadamente tratados e/ou dispostos. Entre eles: gases gerados no processo de queima, que podem ser tóxicos; escória de material inerte não combustível; resíduos sólidos e líquidos dos processos de tratamento de gases de combustão; lixiviado, que pode ser gerado no local de acumulação de resíduos para queima; além de cinzas de fundo da caldeira e cinzas da caldeira. (TCHOBANOGLIOUS, THEISEN e VIGIL, 1993; HARRISON e HESTER, 1994; CHIRICO, 1996).

Com relação às emissões gasosas na atmosfera o tratamento de gases de combustão deverá assegurar o cumprimento dos limites de emissão dos poluentes, que no Brasil estão determinados por resoluções do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Alguns estados, entretanto, no âmbito de sua competência, já determinaram limites mais restritivos do que os nacionais, seguindo na mesma linha de Diretivas da União Europeia. (MANNARINO, FERREIRA e GANDOLLA, 2016).

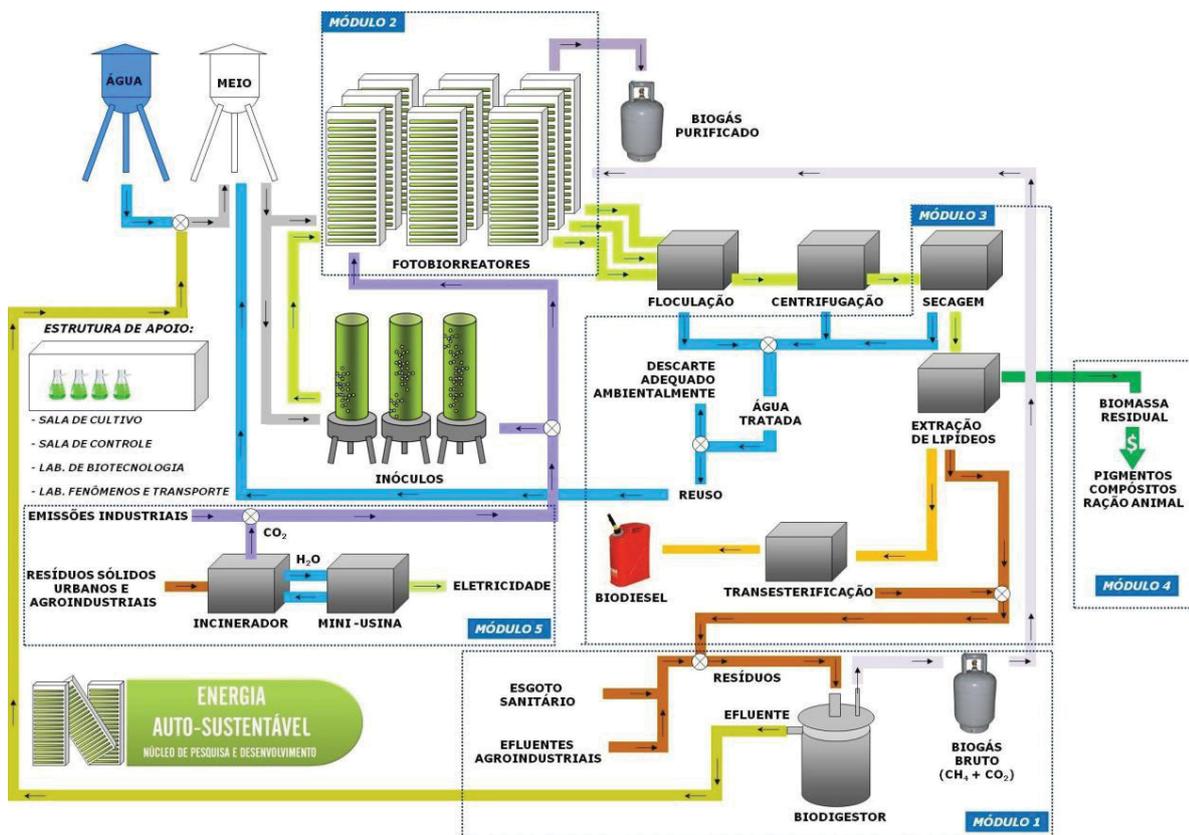
1.3 TRATADOR TÉRMICO DE RESÍDUOS DO NPDEAS

Diferentemente de Usinas Hidrelétricas e Termoelétricas, onde a principal função é essencialmente a geração de energia, uma Usina de Recuperação Energética de RSU tem como função primordial a do saneamento básico e como subproduto a geração de energia, que a torna uma interessante fonte de energia térmica e/ou elétrica.

Nesse contexto, a FIGURA 1 ilustra a Usina de Recuperação Energética do Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS), uma unidade piloto integrada de baixa produção a qual, por meio da geração de energias renováveis, possui como produtos a geração elétrica e a produção de biocombustíveis.

A usina do NPDEAS é composta por diversos módulos. O Módulo 1 é alimentado por resíduos de efluentes agroindustriais que são tratados em um biodigestor para a produção de biogás. A matéria orgânica resultante dessa biodigestão servirá de meio de cultura para microalgas nos fotobiorreatores do Módulo 2. Alimentadas de luz solar, nutrientes e gás carbônico nos tubos transparentes, as microalgas se proliferam, fornecendo matéria prima para a fabricação de biodiesel. Após o cultivo, as microalgas devem passar por processos de floculação, centrifugação, secagem para então ocorrer a extração de lipídios no Módulo 3. Após ocorrer a extração de lipídios das microalgas a biomassa residual poderá ser processada no Módulo 4 para dar origem a pigmentos, ração animal entre outros. Por fim, o Módulo 5 receberá RSU provenientes da universidade para a incineração e aproveitamento da energia térmica em um ciclo Rankine com a água como fluido de trabalho. Os gases de combustão gerados pela incineração serão direcionados ao Módulo 2 para suprir as microalgas com CO₂, reduzindo a exaustão de gases de efeito estufa do sistema e melhorando a geração de lipídios para produção de biodiesel.

FIGURA 1 - USINA DE RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA DE RSU (MODELO NPDEAS)



FONTE: Adaptado de DILAY, 2013.

Nesta dissertação caberá analisar o Módulo 5, tendo em vista a recuperação energética de RSU através da incineração direta e com isso permitindo a geração de eletricidade pelo emprego de uma turbina a vapor, focando no melhor uso desta fonte pelo emprego de um modelo termodinâmico e exergético.

A modelagem matemática, a simulação e a otimização termodinâmica são técnicas utilizadas em engenharia de sistemas visando à maximização da eficiência energética, à redução de custos e à redução do impacto ambiental. Contudo, a otimização dos parâmetros de projeto e de operação de um sistema com múltiplos elementos de volume trabalhando em sinergia para obtenção de máximo desempenho (mínima destruição de exergia, máxima eficiência energética e máxima saída de potência), necessita da análise, ou da simulação, das variadas possibilidades de configurações. Cada configuração representa um conjunto de parâmetros de projeto e de operação diferentes. (VARGAS e ARAKI, 2017).

No entanto, devido à crescente complexidade dos sistemas em engenharia, os altos custos envolvidos em otimização de projetos tornam as ferramentas de simulação, tomadas como forma de avaliar a análise e a viabilidade do

empreendimento, uma ótima alternativa precedente ao investimento. Por outro lado, a capacidade de processamento ainda limitada dos computadores restringe o tamanho da ferramenta de simulação, obrigando o analista de definir o grau de complexidade de um modelo matemático representativo de um sistema. Nesse contexto, para uma simulação em engenharia de sistemas que deva avaliar como vários conjuntos de parâmetros de operação e de projeto afetam o desempenho do sistema, pode-se empregar um tipo de modelo de ordem reduzida, mas com precisão suficiente para o uso como ferramenta de análise e otimização. (VARGAS e ARAKI, 2017).

Nesse cenário, portanto, o presente projeto enxerga, além das degradações do ambiente, a grande quantidade de “energia” sendo desperdiçada pelo descarte dos RSU e propõe o estudo da sustentabilidade e da exergia do aproveitamento do lixo urbano residencial, ou mais especificamente os Resíduos Sólidos Urbanos (RSU), como fonte combustível de incineradores com o objetivo do aproveitamento do calor gerado pela combustão para vaporização da água em geradores de vapor e posteriormente a movimentação de turbinas em ciclos *Rankine*, produzindo-se assim energia elétrica.

1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

O capítulo 1 apresenta a motivação e contextualização do problema chamando a atenção aos aspectos do cenário da recuperação energética através da incineração. O capítulo 2 aborda a revisão bibliográfica dos assuntos relacionados ao presente trabalho e explica os conceitos fundamentais do sistema em estudo, bem como situa essa dissertação numa linha de pesquisa e define os desafios a serem vencidos junto com os objetivos. O capítulo 3 traz a caracterização da unidade experimental bem como o modelo termodinâmico e exergético propostos e a técnica de otimização empregada. No capítulo 4 são mostrados os resultados obtidos ao se cumprirem os objetivos específicos. O capítulo 5 apresenta as considerações finais, incluindo as conclusões dessa dissertação, o destaque de como os resultados obtidos podem auxiliar no progresso do estado da arte no assunto e sugestões para possíveis continuações do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos e tecnologias que regem e norteiam o teor dessa dissertação, assim como formas que foram adotadas para quantificá-las. Entre as disciplinas abordadas estão a termodinâmica, em maior parte, seguida da transferência de calor e massa, e não menos importante a mecânica dos fluidos. Será apresentado também o estado da arte que envolve a pesquisa desta dissertação, tendo como finalidade situar este trabalho numa linha de pesquisa e fundamentar os conceitos para a modelagem que será realizada. Por fim, serão apresentados os desafios a serem vencidos e definido os objetivos dessa dissertação.

2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT 10.004, p.3, 2004), afirma que os resíduos podem ser classificados de maneira geral como resíduos sólidos urbanos (RSU), resíduos médico-hospitalares, resíduos perigosos, resíduos industriais e resíduos radiativos. Também podem ser classificados quanto ao grau de periculosidade como resíduos classe I: perigosos; resíduos classe II: não perigosos; IIA: não perigosos e não inertes e IIB: não perigosos e inertes.

Resíduos Sólidos Urbanos (RSU) são classificados e definidos de várias maneiras, dependendo do país e de quais práticas de gestão de resíduos são empregadas. Por exemplo, o *Eurostat* (2012) identifica os RSU como aqueles produzidos em residências ou por outras fontes, como comércio, escritórios e instituições públicas.

De acordo com a definição da PNRS, os resíduos sólidos urbanos englobam os resíduos domiciliares, isto é, aqueles originários de atividades domésticas em residências urbanas e os resíduos de limpeza urbana, quais sejam, os originários da varrição, limpeza de logradouros e vias públicas, bem como de outros serviços.

A TABELA 1 mostra um panorama geral sobre a gestão de resíduos sólidos no Brasil em 2017 divulgado pela *Abrelpe*. Segundo esse levantamento, a região que mais produz RSU é a região Sudeste e a região que menos gera RSU per capita é a região Sul, enquanto que os custos do tratamento do lixo por habitante por mês é menor na região Centro-Oeste. Juntas, as regiões do Brasil coletaram um total de

196.050 toneladas por dia (~91% do RSU produzido) em 2017 e esse valor representa um aumento de aproximados 1,25% em relação ao ano de 2016.

TABELA 1 - PANORAMA 2017 DO GERENCIAMENTO DE RSU NO BRASIL

REGIÃO	POPULAÇÃO TOTAL (hab)	GERAÇÃO DE RSU (ton/dia)	GERAÇÃO MÉDIA DE RSU PER CAPITA (kg/hab/dia)	RECURSOS APLICADOS NA COLETA DE RSU, DESTINAÇÃO FINAL E DEMAIS SERVIÇOS DE LIMPEZA URBANA (R\$/hab/mês)
Sudeste	86.930.156	105.794	1,217	R\$ 13,43
Nordeste	57.254.159	55.492	0,969	R\$ 8,66
Sul	29.644.948	22.429	0,757	R\$ 8,20
Norte	17.936.201	15.634	0,872	R\$ 8,17
Centro-Oeste	15.875.907	15.519	0,978	R\$ 6,39
TOTAL	207.641.371	214.868	4,79	R\$ 44,85
MÉDIA	41.528.274	65.332	1,035	R\$ 10,37

FONTE: Adaptada de *Abrelpe* (Panorama 2017 disponível em <http://abrelpe.org.br/panorama/> acesso em março de 2019)

No cenário mundial, de acordo com estatísticas da ISWA (*International Solid Waste Association*) em 2015, a geração de resíduos no Leste Asiático é de aproximadamente 270 milhões de toneladas por ano, onde a geração per capita em média é de 0,95 kg/pessoa/dia. No sul Asiático, cerca de 70 milhões de toneladas de desperdício são gerado por ano, onde a geração per capita em média é de 0,45 kg/pessoa/dia. Na América Latina, a quantidade total de resíduos gerada por ano é de 160 milhões de toneladas, onde a geração per capita em média é de 1,1 kg/pessoa/dia. Os 36 países integrantes da Organização de Cooperação e de Desenvolvimento Econômico (OCDE) geram 572 milhões de toneladas de resíduos sólidos por ano, onde a geração per capita em média é de 2,2 kg/pessoa/dia.

2.1.1 Geração de Potência a partir da Incineração de RSU

Com o constante desenvolvimento industrial e a preocupação com o meio ambiente, a procura por combustíveis alternativos e renováveis segue uma tendência crescente e racional. Devido também à escassez iminente dos combustíveis fósseis e do grande volume de resíduos produzidos, o emprego da incineração do lixo urbano tem ganhado destaque no cenário energético para a produção de vapor industrial, como meio alternativo aos aterros sanitários e lixões. (FERREIRA e BALESTIERI, 2018).

Estatísticas recentes demonstram que o emprego dos RSU para geração de energia através da incineração representa mais de 30% da destinação dos RSU na Alemanha. Na China, através de políticas de incentivos em vista da grande quantidade de lixo gerada, há expectativas que 30% de toda sua fonte energética fosse proveniente da incineração de RSU. No Japão, cerca de 80% dos RSU gerados são incinerados, mas apenas uma pequena parcela é destinada ao aproveitamento de energia. Na Coreia do Sul, a fração da energia gerada pela incineração de RSU representa 23% do total de energia produzida por fontes renováveis. (WANG, Y. *et al.*, 2016).

Nos EUA, foi adotada uma política de incentivo para uso de máxima tecnologia WtE (Waste to Energy) disponível na incineração do lixo, levando à redução das emissões de gases de efeito estufa (GEE). Logo, tal tecnologia foi classificada pela Agência de Proteção Ambiental dos EUA, em 2013, como uma das fontes de energia mais limpas. No cenário americano até 2009, 80 das 87 plantas de recuperação energética WtE incineram RSU da forma como é recolhido nas cidades, sem nenhum pré-tratamento. Com o emprego das modernas plantas WtE pode-se gerar marcas de 600 kWh de eletricidade por tonelada de RSU, o que representa a utilização de 250 kg de carvão de alta qualidade ou um barril de petróleo. (PSOMOPOULOS, BOURKA e THEMELIS, 2009).

Lino e Ismail (2013) levantaram um estudo na cidade de Campinas-SP, com um total de aproximados 1,08M de habitantes e com uma produção de RSU equivalente a 785,5 toneladas/dia e que sofre de um grave problema relacionado à capacidade total quase atingida do único aterro sanitário existente na cidade. Nesse trabalho, foram presumidos dois cenários para o tratamento de RSU e esgoto doméstico: reciclagem associado ao tratamento biológico com biodigestor e reciclagem associado à recuperação energética através da incineração. Os resultados apontaram que o cenário mais adequado para tratamento do RSU em Campinas é a incineração, modelo que mostrou que a quantidade de energia elétrica líquida gerada (a partir de uma eficiência de 30%) pode atingir cerca de 18% do consumo total de energia da cidade.

Ferreira e Balestieri (2018) realizaram uma análise das tecnologias atuais sobre geração de eletricidade, possíveis de serem aplicadas no Brasil, usando biogás a partir de resíduos / efluentes líquidos, bem como uma avaliação da instalação que aproveita esse biogás para produzir eletricidade. Dois conceitos de ciclo combinado

foram avaliados: ciclo híbrido de turbina a gás alimentada pelo biogás e um incinerador alimentado por RSU combinados com turbina a vapor, e um sistema de gaseificação de RSU para queima de gás de síntese em turbinas a gás combinado com turbina a vapor. A análise comparativa entre as configurações propostas mostra que o segundo provou ser tecnicamente mais atraente que o primeiro devido à alta eficiência térmica para geração elétrica, já que enquanto a segunda queima gás sintético da gaseificação de RSU, o primeiro opera com a queima de biogás de aterro sanitário concomitante com a incineração de RSU.

2.2 TRATAMENTO TÉRMICO DOS RSU

Mannarino, Ferreira e Gandolla (2016) realizaram estudo com o objetivo de apresentar dados relevantes relativos ao gerenciamento de RSU na Europa, sobretudo na Suíça, de forma a contribuir para a avaliação, no Brasil, das tecnologias e modelos lá adotados, visando a evolução do setor de resíduos no país. A metodologia adotada foi relacionar as características principais da gestão de RSU no Brasil e na Europa e mostrar aspectos da gestão nesse continente que contextualizam a sua evolução na área buscando traçar-se um paralelo com a situação brasileira. O estudo mostrou que a incineração, como tratamento de resíduos sólidos, pode vir a fazer parte da gestão de resíduos no Brasil, assim como faz na Europa, no entanto há que se integrar as suas diferentes etapas, desde a acumulação até a destinação final, ao planejamento urbano.

Avanços na tecnologia de combustão e a necessidade de encontrar um substituto para o despejo de resíduos em aterros levaram a uma situação em que mais e mais resíduos são transformados em energia útil, como calor e eletricidade. Nas últimas décadas, o impacto do lixo municipal sofreu uma transformação deixando de ser um problema vindo a ser utilizado como um recurso valioso. (SOLHEIMSLID, HARNESHAUG e LÜMMEN, 2015).

A depender de onde e como são gerados, as características dos RSU variam (composição, poder calorífico, umidade, entre outros.), o que influencia diretamente na eficiência do sistema de recuperação energética. (BALCAZAR, DIAS e BALESTIERI, 2013)

Além de estar expressamente prevista nas disposições da PNRS como uma das alternativas de destinação ambientalmente adequada de resíduos, a recuperação

energética pode trazer alguns resultados adicionais quando colocada em prática, pois é uma das soluções para a destinação final dos resíduos urbanos não recicláveis recomendada pelo IPCC/ONU (*Intergovernmental Panel on Climate Change / Organização das Nações Unidas*); reduz a emissão de gases do efeito estufa (GEE) dos aterros sanitários; possibilita a recuperação energética mais eficiente dos resíduos urbanos que estariam inutilizados ou sub-utilizados; substitui fontes fósseis de energia, com vistas à otimização de recursos naturais; e exige menor área para sua implantação, podendo ser instalada próxima aos centros urbanos, o que implica em redução dos custos de coleta e transporte dos resíduos.

Basicamente a recuperação energética pode ser dividida em dois grupos: Incineração/*Mass Burning* (com excesso de oxigênio) e Gaseificação/Pirólise (com déficit de oxigênio).

O *Mass Burning* é a rota tecnológica mais difundida e empregada mundialmente para tratar os RSU e reaproveitar o seu conteúdo energético. Segundo Jha, Singh, *et al.*, (2011), os RSU são descarregados em um fosso de armazenamento sem necessidade de qualquer pré-tratamento e através de garras são dosados no sistema de alimentação dos geradores de vapor ou fornos para serem incinerados, com excesso de oxigênio, gerando gases quentes que trocam calor, em um gerador de vapor, com as paredes dos tubos produzindo vapor em alta pressão e temperatura, para uso térmico ou em conjuntos turbinas e geradores para geração de energia elétrica. Os sistemas de queima mais empregados são o de Grelhas Móveis e de Leito Fluidizado.

Antes de serem lançados na atmosfera, os gases decorrentes do processo de combustão passam por uma série de sistemas de controle ambiental para redução mássica dos poluentes (entre eles NO_x , SO_x , HCl , dioxinas, entre outros.). As emissões exigidas para o *Mass Burning* são as mais restritivas entre todas as fontes de geração de energia (entre elas o carvão, bagaço de cana, óleo combustível e gás natural). (HARRISON e HESTER, 1994).

Nos processos de gaseificação/pirólise, os RSU sofrem um pré-tratamento, de forma a criar uma massa mais homogênea e seca, então são submetidos a uma combustão incompleta em altas temperaturas em ambiente pobre de oxigênio. Os gases decorrentes do processo de combustão também necessitam de sistemas de controle ambiental para redução mássica dos poluentes. Em termos energéticos a gaseificação possui um menor aproveitamento líquido. A necessidade de realizar pré-

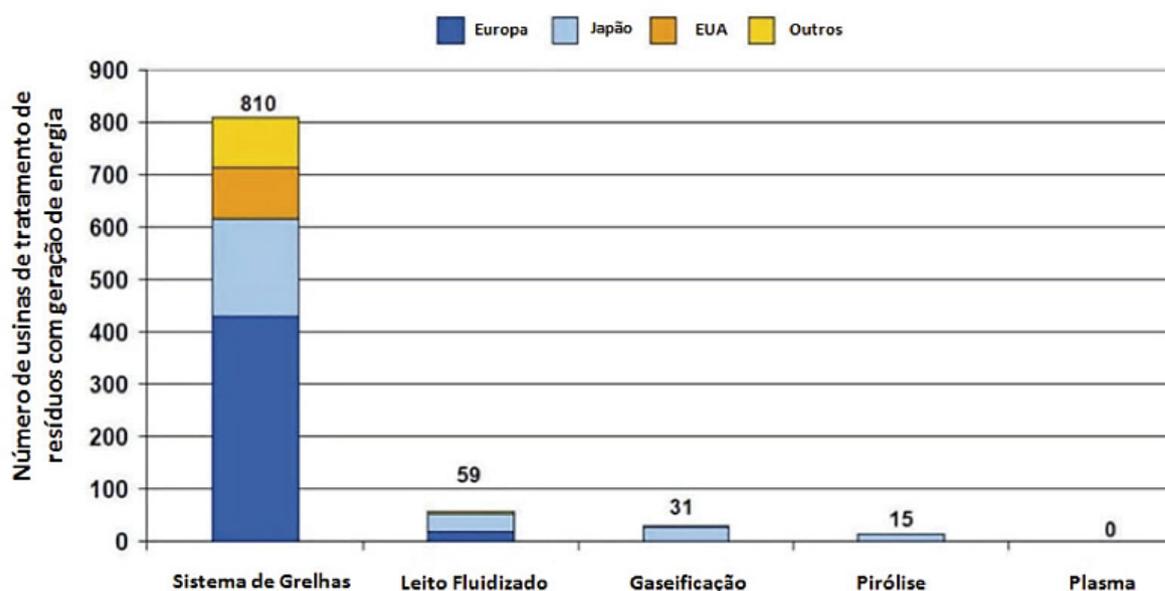
tratamento e a secagem dos RSU acarreta custos operacionais adicionais consideráveis que ainda fazem diminuir a sua competitividade. (NOGUEIRA e LORA, 2003).

Na gaseificação, o carbono e o hidrogênio presentes nos RSU reagem parcialmente com o oxigênio (combustão) gerando o gás de síntese (gás hidrogênio e monóxido de carbono conhecido como *syngas*), dióxido de carbono e cinzas. São empregados equipamentos chamados de gaseificadores que possuem diversas configurações. Os tipos comerciais mais comuns de gaseificadores são de leito fixo, leito fluidizado e plasma. O *syngas* pode ser queimado em geradores especiais para geração de energia elétrica ou utilizados como intermediários para reações que geram produtos químicos. (NOGUEIRA e LORA, 2003).

Na pirólise, o tratamento térmico é totalmente sem a presença de oxigênio, os componentes dos RSU são decompostos em hidrocarbonetos na forma gasosa e cinzas. A fração gasosa pode ser destilada para obter diferentes hidrocarbonetos ou queimados em caldeiras ou geradores para gerar energia elétrica ou ainda oxidados parcialmente para obtenção do gás de síntese como ocorre na gaseificação.

A FIGURA 2 retrata o cenário mundial das tecnologias de tratamento de RSU.

FIGURA 2 - CENÁRIO MUNDIAL DAS TECNOLOGIAS DE TRATAMENTO DE RSU



FONTE: FISIA BABCOCK ENVIRONMENT

2.3 PROCESSO DE INCINERAÇÃO E IMPACTO AMBIENTAL ASSOCIADO À DESTINAÇÃO DOS RSU

A tecnologia de incineração encontra-se amplamente difundida no mundo, sendo que na Europa em geral e na Ásia, particularmente no Japão, estão localizadas as melhores referências mundiais e também, onde ocorreu o maior avanço na legislação ambiental para uma contínua melhoria da tecnologia envolvida nessa solução, o que garante a segurança da operação desse tipo de instalação para o meio ambiente e a devida maturidade da tecnologia.

Essa tecnologia é uma alternativa eficaz no que diz respeito aos benefícios ambientais decorrentes da menor necessidade de disposição de resíduos em aterros e diminuição de gases de efeito estufa. Deste modo, contribui para o desenvolvimento sustentável, aliando os benefícios econômicos obtidos com a geração de energia através de um insumo alternativo e renovável.

Mendes, Aramaki e Hanaki (2004) realizaram a avaliação do ciclo de vida ambiental com o objetivo de comparar o impacto ambiental da incineração e o aterro de RSU, ambos na cidade de São Paulo-SP. Foi demonstrado que reduções significativas no impacto ambiental poderiam ser obtidas através de uma mudança na gestão de resíduos sólidos e que a incineração com disposição de cinzas em aterros sanitários apresentou o menor impacto ambiental.

Em estudo publicado pela *MWH B.V. and Utrecht University*, foi avaliado o potencial de redução de gases de efeito estufa na gestão de resíduos no Brasil, prevendo que se as práticas atuais de gestão de resíduos permanecerem como estão, as emissões líquidas de GEE vão crescer para 25.6Mt CO₂ eq/ano em 2030, e isto se dá principalmente pela elevada parcela de resíduos orgânicos presentes nos RSU Brasileiro, que são responsáveis por 76% das emissões de GEE, e também pela parcela de papel e papelão, responsáveis por 19% das emissões de GEE. Estes materiais geram grandes quantidades de metano quando depositados nos aterros.

O mesmo estudo concluiu que para se evitar ao máximo a emissão de GEE é necessário combinar uma reciclagem de alta qualidade e processos de recuperação energética de alta eficiência, indicando que, ante a implementação dessas soluções combinadas, seria possível reduzir as emissões em cerca de 57Mt CO₂ eq/ano.

De acordo com Tchobanoglous e Kreith (2002), Harrison e Hester (1994) e Chirico (1996), a incineração permite que o custo do processo seja coberto pela

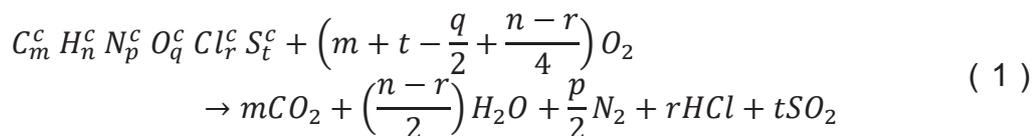
produção de vapor e energia elétrica em condição de melhor eficiência, comparativamente a outros métodos de disposição de resíduos; permite tratar os resíduos na condição que são coletados; proporciona grande redução de volume e massa dos resíduos após tratamento (90 e 75%, respectivamente); necessita de menor área de instalação quando comparado a aterros; é uma solução de saneamento básico, onde são evitados os efeitos indesejáveis característicos da disposição inadequada de resíduos em lixões e aterros controlados, tais como, transmissão de doenças, geração de gás metano, formação de efluentes líquidos, contaminação do solo e lençóis d'água, odores indesejáveis, ocupação indevida do solo e passivos ambientais significativos; é uma solução que gera empregos diretos e indiretos qualificados e pode agregar benefícios sociais locais quando integrada com plantas de triagem e reciclagem, gerando empregos adicionais; e é consistente com os objetivos e diretrizes da PNRS.

Logo, um dos principais objetivos da instalação de uma Usina de Recuperação Energética de RSU é o tratamento térmico dos resíduos reduzindo seu volume em cerca de 90% e seu peso em cerca de 75%, proporcionando a longo prazo, a redução na utilização de grandes extensões de área para disposição de resíduos, que passam a receber apenas os rejeitos daqueles resíduos incinerados, conforme preconiza a PNRS. (HARRISON e HESTER, 1994; CHIRICO, 1996).

2.4 EXERGIA

Assim como a energia, a exergia pode ser transferida através da fronteira de um sistema por três modos: exergia associada a trabalho, transferência de calor e matéria entrando e saindo do volume de controle. No entanto, a variação de exergia de um sistema durante um processo não é necessariamente igual à exergia líquida transferida, porque a exergia pode ser destruída se houver irreversibilidades no processo. (BEJAN, TSATSARONIS e MORAN, 1996).

Para determinação da vazão molar de gases e para a determinação da exergia química liberada pela combustão, Eboh, Ahlström e Richards (2016) utilizaram a seguinte reação química, que representa a combustão completa em regime estacionário de 1 kg de RSU em base combustível, expresso como $C_m H_n N_p O_q Cl_r S_t$, para produzir dióxido de carbono, água, nitrogênio, cloreto de hidrogênio e dióxido de enxofre da seguinte forma:



onde o índice superior “c” indica a massa de combustível na base combustível em porcentagem, todas as substâncias encontram-se no estado de referência padrão e os subscritos m , n , p , q , r e t são os números de átomos da cada espécie, respectivamente, em kmol/kg de RSU.

Em seguida, aplicando-se um balanço de massa, de energia e de entropia na reação de combustão, em regime permanente e admitindo ausência de irreversibilidades, mostraram que a exergia específica de combustão do RSU pode ser determinada por:

$$e_{RSU}^{ch} = PCS_{RSU} - T_0 \left[s_{RSU} + \left(m + t - \frac{q}{2} + \frac{n-r}{4}\right) s_{O_2}^0 - ms_{CO_2}^0 - \left(\frac{n-r}{2}\right) s_{H_2O}^0 - \frac{p}{2} s_{N_2}^0 - rs_{HCl}^0 - ts_{SO_2}^0 \right] \quad (2)$$

onde PCS_{RSU} é o poder calorífico superior em kJ/kg, T_0 a temperatura de referência em Kelvin, s_{RSU} a entropia específica em kJ/kg-K da amostra de RSU em análise e “ s_i^0 ” a entropia específica de cada espécie i nas condições de referência em kJ/kmol-K.

2.5 MODELAGEM TERMO-EXERGÉTICA DE INCINERADORES DE RSU

Nesta seção serão apresentados os trabalhos mais relevantes e com maior impacto científico na literatura em relação a modelagem matemática com base na 1ª Lei da termodinâmica e análise exergética de sistemas com emprego da incineração de RSU, e cujos resultados possuem influência sob o trabalho.

Balcazar, Dias e Balestieri (2013) propuseram um sistema de recuperação de energia com base na integração de turbinas a vapor ou a gás a um incinerador de RSU para produção de energia térmica e elétrica como solução alternativa para o descarte de resíduos sólidos em cidades metropolitanas, especialmente São José dos Campos, SP, cidade de 630 mil habitantes e uma produção de 670 ton/dia de resíduos sólidos. Tal estudo foi motivado após a prefeitura daquela cidade abrir uma discussão

sobre uma proposta de tratamento de resíduos sólidos que englobaria compostagem e recuperação térmica de energia. A proposta requer uma capacidade de processamento de 388 ton/dia de resíduos previamente separados, utilizando um ciclo de potência a vapor para gerar 11,6 MW de eletricidade. Mediante tal fim, e baseados nas imposições da proposta da prefeitura que limita o vapor da água em 443°C e 6,3Mpa e temperatura dos gases de combustão antes do superaquecedor inferior a 732°C, os autores estimaram o PCI do combustível em 11.640 kJ/kg e propuseram duas abordagens para o aproveitamento térmico dos RSU. A primeira consiste em um ciclo Rankine com turbina a vapor de dois estágios e reaquecimento. A segunda considera um ciclo combinado de turbina a gás e incineração de RSU. Ambas auxiliadas por gás natural. Para modelagem termodinâmica dessas plantas, vários dados e propriedades foram extraídas da literatura e outras de estatísticas populacionais e energéticas seguindo uma tendência histórica. Além disso foram realizadas duas análises; uma baseada no rendimento térmico do ciclo, a outra baseada nos resíduos (parâmetro de análise da potência gerada em relação à energia fornecida com os RSU). Os resultados mostraram que a planta híbrida com o ciclo a gás possui uma eficiência de ciclo maior quando comparada à planta que opera apenas com os resíduos urbanos, o que a torna mais atrativa devido ao tempo de retorno de investimento menor. Em relação às emissões, tem-se que a incineração é a melhor escolha em comparação aos aterros sanitários, quando observado o teor equivalente de CO_2 liberado ao longo do ano. No entanto, ao ser analisada a quantidade de CO_2 liberada por kWh de energia gerada, tem-se que as plantas híbridas apresentam os melhores resultados, melhorando conforme aumenta a injeção de gás natural. Em termos econômicos, considerando as taxas de atratividade e cenários onde haveria retorno financeiro devido a créditos de carbono ou pagamento pela incineração dos resíduos, resultariam em tempo de retorno de investimento entre 4 a 4,9 anos para a planta não-híbrida. Porém, sem esses incentivos, a planta não-híbrida não apresentaria atratividade para o cenário simulado.

Solheimslid, Harneshaug e Lømmen (2015) investigaram a eficiência da primeira lei e da segunda lei de uma usina de incineração de RSU, localizada na Noruega, com capacidade anual de 210 mil toneladas. A usina tem duas câmaras de combustão e geradores de vapor que produzem vapor para acionar duas turbinas para produzir eletricidade e aquecimento urbano. Para o estudo, foi considerada a composição química dos resíduos a partir da análise de amostras de RSU local.

Cálculos de exergia química com base no poder calorífico e mudança de entropia durante a combustão foram comparados ao cálculo direto por meio de funções de correlação. Os resultados obtidos com os diferentes métodos mostraram-se em boa concordância. O estudo mostrou que a eficiência de segunda lei é influenciada pela temperatura local e pelo teor de umidade nos resíduos. A recuperação de calor residual a partir de escória e especialmente dos gases de escape também tem o potencial de contribuir para um aumento na recuperação de exergia.

Nordi, Bereche, *et al.* (2017) realizaram um estudo exergoeconômico sobre a incineração de RSU e a produção de eletricidade tomando por base a cidade de Santo André-SP, com um total de aproximadamente 0,676M habitantes e uma geração de RSU de 494 toneladas/dia, onde através da simulação de uma planta *Rankine* alimentada por RSU foi avaliada a influência da composição do RSU ao se retirar frações componentes de resíduo em cinco cenários: (1) incineração do lixo sem nenhuma separação prévia, (2) 50% de matéria orgânica separada com outros 50% destinados a um biodigestor, (3) separação prévia de 90% de ambos metais e plásticos, (4) separação prévia de 90% de ambos metais e vidros e (5) separação prévia de 50% de ambos metais, vidros e matéria orgânica. A análise mostrou que a remoção de metal, vidro e matéria orgânica é benéfica ao processo de geração de eletricidade nos ciclos *Rankine*, enquanto a separação de plásticos piorou os principais parâmetros energéticos do ciclo.

Jack e Oko (2018) realizaram as análises exérgica e exergoeconômica de um ciclo Rankine com uma turbina a vapor de dois estágios e reaquecimento alimentada pelos resíduos municipais da cidade de Port Harcourt, na Nigéria, baseados na projeção da geração de resíduos urbanos da cidade para o ano 2020. A análise exérgica e exergoeconômica foi utilizada para estimar o custo unitário de eletricidade da usina e avaliar a destruição de exergia e as taxas de custo, com referência à temperatura ambiente. Para modelagem termodinâmica foram tomadas as seguintes considerações: eficiência de combustão do RSU de 75%, ambiente de referência em 1 bar e 27°C, eficiência da bomba e da turbina de 85%, perdas de calor e queda de pressão dos escoamentos desprezíveis, regime permanente e gases de combustão considerados ideais, resíduos metálicos e vidros separados antes da queima, e o custo do RSU por unidade de exergia tomado como 2US\$/GJ. Outros parâmetros foram obtidos de referências técnicas. Para combustão do RSU foi utilizado a relação ar/combustível de 1:8,66 e um coeficiente de excesso de ar de 80%

bem como especificada sua composição elementar. A pressão de reaquecimento foi definida em 20% da pressão de superaquecimento (14MPa) onde a temperatura de reaquecimento seria igual à do vapor saturado. A temperatura do condensador foi varrida na faixa de 35°C a 40°C. Para análise exergoeconômica, foi tomado o custo de aquisição de equipamentos em ambas as subseções da usina: a unidade de incineração de resíduos e a usina de reaquecimento de vapor. A análise econômica também cobriu o período de retorno da usina, utilizando o custo unitário estimado de energia elétrica gerada, onde foram consideradas os custos de manuseamento e incineração do RSU, o custo da geração de vapor e o custo do controle de poluição. Os resultados da análise termodinâmica da usina mostraram que 117 MW poderiam ser gerados a partir dos resíduos incinerados, com eficiências da usina de 36,91% e 31,36%, respectivamente, da primeira e segunda leis. Os autores também notaram que a taxa de destruição por exergia no incinerador e as ineficiências do processo de combustão podem ser reduzidas através do preaquecimento do ar de combustão e da redução da relação ar-combustível. O custo do equipamento da planta calculado para uma capacidade de 2500 ton/dia é de US\$326.460.000, com um custo unitário de eletricidade de 0,055721 US\$/kW/h e um período de retorno do investimento de cerca de seis anos. Considerando a população crescente e os seus resíduos proporcionais aumentando em cerca de 7% ao ano, a cidade poderá exceder a sua capacidade de aterro num futuro próximo. Portanto, a introdução desta tecnologia na cidade de Port Harcourt ajudará a satisfazer a demanda de energia da cidade em mais de 25% e, em grande parte, resolver seus problemas de gestão de resíduos.

Carneiro e Gomes (2019) acreditam ter realizado a primeira análise 4E no Brasil cuja estratégia pretendia demonstrar como integrar quatro procedimentos-chave conhecidos (energética, exergética, econômica e ambiental) a fim de avaliar a viabilidade de tais sistemas em usinas híbridas de incineração de RSU e ciclo Rankine com reaquecimento e preaquecimento de ar e de água, e turbinas a gás alimentadas por gás natural. A técnica consistiu em uma análise convencional de Energia-Exergia seguida por uma nova abordagem Ambiental-Econômica. As novidades, segundo os autores, estão na parte econômica e ambiental, nomeadamente: (i) a utilização de múltiplas equações de custo para estimar a faixa de investimento inicial da planta e (ii) a estimativa indireta do custo do sistema de redução da poluição através de um indicador de eficiência energética-ecológica, que seria um indicador do desempenho ambiental de um sistema energético baseado nas emissões atmosféricas dos

principais poluentes atmosféricos. Uma configuração de estudo de caso (semelhante à planta existente de Bilbao) foi usada para contextualizar o emprego dessa metodologia no Rio de Janeiro. A planta estudada tem uma capacidade de produção e de processamento 107MW e 56ton/h de RSU, pressão e temperatura de superaquecimento de 100 bar e 506°C, eficiência ecológica de 89% e custo nivelado de produção de eletricidade de US\$ 64-89 por MWh. Os resultados mostraram que o ciclo de potência a gás pode gerar 40 MW de eletricidade a 42% de eficiência térmica, o ciclo a vapor pode gerar 68 MW de eletricidade líquida a 26% de eficiência térmica e o ciclo combinado pode gerar cerca de 98 MW de eletricidade líquida a 36% de eficiência térmica e que 57% de todo aporte de calor provém da combustão do RSU. Ainda, 39% da exergia fornecida foi convertida em eletricidade e 57% destruída apenas por irreversibilidades nos processos de combustão no incinerador. Como resultados únicos desta pesquisa, mostra-se que o método econômico proposto permite prever os custos com bastante precisão e que os custos de investimento específicos de tal tecnologia são muito atraentes em comparação com as instalações existentes de energia a partir de uma única fonte na Europa e outras fontes de eletricidade no contexto brasileiro.

A TABELA 2 resume o teor dos trabalhos mencionados.

TABELA 2 - SÍNTESE DOS TRABALHOS DE MODELAGEM TERMO-EXERGÉTICA DE INCINERADORES DE RSU

Autor(es)	Cenário	Região	Fonte térmica	Geração de Potência	Potência (MW)	Análise exergética
Balcazar, Dias e Balestieri (2013)	Simulado	São José dos Campos, SP	Incineração de RSU+GLP	Ciclo Rankine Turbinas a gás	11,6	Sim
Solheimslid, Harneshaug e Lümme (2015)	Real	Bergen, Noruega	Incineração de RSU	Ciclo Rankine	85	Sim
Nordi, Bereche, et al. (2017)	Simulado	Santo André-SP	Incineração seletiva de RSU	Ciclo Rankine	12	Sim
Jack e Oko (2018)	Simulado	Port Harcourt, Nigéria	Incineração de RSU	Ciclo Rankine	117	Sim
Carneiro e Gomes (2019)	Simulado	Rio de Janeiro, RJ (Bilbao, Espanha)	Incineração de RSU (GLP)	Ciclo Rankine + Ciclo a gás	107	Sim

FONTE: O Autor (2020).

2.6 DESAFIOS E ANÁLISE CRÍTICA

A revisão bibliográfica apresentada possui várias frentes sinérgicas no que tange a tornar o RSU uma fonte energética sustentável e ecologicamente correta. Pôde-se perceber que de toda análise literal o foco recai no uso da incineração desses resíduos sólidos visando tornar energias renováveis mais competitivas termodinâmica e economicamente com energias tradicionais (e.g., origem fóssil). E tal fato tem sido conseguido com uma eficiência muito atrativa nos países europeus e asiáticos, onde grande parte da energia disponibilizada para uso comum é provida por este meio.

No Brasil, no entanto, essa tecnologia e cultura ainda carecem de atenção. As únicas plantas de tratamento térmico de resíduos que se conhecem para tal objetivo são de baixa capacidade (uso local/industrial) ou estão em processo licitatório ou construtivo, como por exemplo a usina de incineração de Barueri-SP, que será a primeira unidade de recuperação energética do Brasil e estima-se que terá capacidade para tratar 825 toneladas diárias de resíduos sólidos urbanos evitando a emissão de 900k toneladas de CO₂ na atmosfera gerando 20MWh de energia elétrica, quantidade essa de energia suficiente para abastecer 80 mil residências, como o próprio município de Barueri.

Cabe salientar, com base no pesquisado e na revisão bibliográfica realizada, que não foram encontrados uma modelagem termo-exérgica que pudesse representar numericamente uma usina de recuperação de calor já existente em pleno funcionamento, com a possibilidade de se empregar outras fontes combustíveis, tal como o RSU, e parametrizá-la com um nível de acuracidade realístico visando prever seu comportamento variando-se os seus parâmetros de operação.

Portanto, nesse contexto, verifica-se que o estudo do emprego do RSU como fonte combustível em incineradores, visando um processo energético e exergeticamente eficiente através dos meios operacionais de um incinerador acoplado a um gerador de vapor apresentam os desafios:

- I. A partir de dados operacionais de funcionamento de sistemas de incineração e recuperação de calor, realizar uma parametrização desse sistema para estabelecer o seu comportamento frente a possíveis oscilações e emprego de diversas fontes combustíveis;
- II. Construir modelos termodinâmicos que permitam representar fielmente o sistema físico analisado;

- III. Obter dados experimentais ou usuais da literatura técnica a fim de complementar a construção do modelo termodinâmico; e
- IV. Determinar o máximo desempenho a ser alcançado por um gerador de vapor com entrada de calor a partir da incineração de resíduos sólidos.

2.7 OBJETIVOS

De acordo com a revisão bibliográfica e desafios listados, o termo recuperação energética é utilizado para denominar os métodos e processos industriais que permitem recuperar parte da energia contida nos resíduos sólidos. Os métodos mais empregados utilizam a incineração e, com o calor obtido, gera-se vapor e/ou energia elétrica que pode ser novamente aproveitada pela sociedade. Nesse cenário, serão apresentados os objetivos desse estudo.

2.7.1 Objetivo Geral

Diante do exposto, a presente dissertação traz como objetivo realizar a análise paramétrica e exérgica de gerador de vapor alimentado pela incineração de resíduos sólidos urbanos (RSU) instalado nas dependências do NPDEAS, visando tornar mais eficiente o emprego do RSU como energia útil.

2.7.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral, foram definidos os seguintes objetivos específicos (metas):

- I. Realizar a descrição da unidade experimental de incineração de resíduos sólidos urbanos e síntese do gerador de vapor (trocador de calor recuperador) do NPDEAS;
- II. Construir um modelo matemático do sistema com base na 1ª lei da Termodinâmica em regime permanente;
- III. Construir um modelo exérgico para o sistema (1ª e 2ª leis da Termodinâmica); e
- IV. Realizar a análise paramétrica e otimização do sistema.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta além da descrição da unidade experimental, os equacionamentos do modelo termodinâmico e exergético proposto, as hipóteses simplificadoras assumidas e a metodologia empregada.

3.1 UNIDADE EXPERIMENTAL

O sistema de tratamento térmico de resíduos sólidos utilizado para análise nessa dissertação encontra-se instalada no NPDEAS (Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável), localizado no Centro Politécnico, na Universidade Federal do Paraná (UFPR), em Curitiba.

Construído pela empresa Luftech© Soluções Ambientais, o sistema de incineração de resíduos foi adquirido com a principal finalidade de ser uma solução eficiente aos resíduos gerados na UFPR. O sistema é constituído por duas câmaras: a câmara de combustão (reator) e a câmara de pós-combustão, que apresentam uma configuração do tipo leito fixo com fluxo de gases em correntes paralelas e unidirecional.

A câmara de combustão possui uma geometria aproximadamente cúbica e sua capacidade de projeto de tratamento de resíduos é de 50 kg/h. Os resíduos que podem ser incinerados são os sólidos urbanos e rejeitos hospitalares. A câmara de combustão permanece hermeticamente fechada por uma tampa externa e interna, ambas localizadas no topo da torre acima da câmara, até que se abrem via acionadores pneumáticos, sempre que o usuário deseja inserir uma certa quantidade de resíduo. Além disso, conta com um isolante térmico (tijolo refratário) em suas paredes.

Na parte interna da câmara há uma grelha fixa (com a possibilidade de acionamento externo para a deposição das cinzas no cinzeiro) onde os resíduos inseridos pela parte superior da torre caem por gravidade; nessa câmara ocorre a combustão dos materiais sólidos. Para manter a queima, abrem-se válvulas permitindo a entrada de ar. Para aquecimento e elevação da temperatura da câmara até valores de aproximados 600°C, conta-se com a ajuda de um queimador a GLP. Assim, o gás e o ar são transportados por canais no interior do incinerador até a cabeça do queimador. A ignição se dá através de uma pequena faísca que se situa

perto da cabeça do queimador. Depois do início da reação, a chama é autossustentada.

Os produtos da combustão na primeira câmara fluem até a câmara de pós-combustão, onde são incinerados. Nessa, encontra-se outro queimador a GLP, operando permanentemente, onde conta-se com outra entrada de ar secundária (regulada pela proporção de oxigênio residual presente nos gases da chaminé), que realiza a pós-combustão dos materiais eventualmente não queimados por completo na primeira câmara e mantém temperaturas adequadas para a combustão de gases voláteis e, assim, garante-se a combustão completa dos produtos, atendendo às normas ambientais tal como a CONAMA Nº 316 e ABNT – NBR 11.175.

Nessa câmara secundária, que apresenta uma configuração geométrica cilíndrica, as paredes estão isoladas termicamente (tijolo refratário). A região é hermeticamente fechada e não possui tampas de alimentação de resíduos. Sua função é a queima dos gases e demais materiais que porventura provêm do reator.

A FIGURA 3 mostra uma imagem do sistema de incineração, no qual se pode observar a torre onde encontra-se a câmara de combustão de geometria retangular em cor cinza, o queimador a GLP e a câmara de cinzas, e, em cor azul, o sistema de fornecimento de ar.

Na FIGURA 4, apresenta-se outra imagem do sistema de incineração de resíduos. Nela, observa-se a câmara de pós-combustão em cor cinza com sua geometria cilíndrica, bem como a estrutura dos trocadores de calor do gerador de vapor acoplado, todos eles dispostos sequencialmente e em cor cinza. As setas pretas indicam o sentido dos gases produto da combustão, e a seta azul indica a saída do vapor superaquecido pela tubulação de cor preta.

Os gases provenientes da câmara de pós-combustão, ao saírem deste componente, iniciam seu trajeto através dos trocadores de calor cedendo energia térmica para os fluidos (água, vapor ou ar atmosférico) sendo esses, na sequência, o superaquecedor, o vaporizador, o economizador (localizado na cota mais elevada do sistema de incineração) e, por fim, o pré-aquecedor de ar. Este último componente também exerce o papel de resfriador de gases, já que na usina instalada parte desses gases são posteriormente inseridos na corrente de água de um fotobiorreator.

Em seguida, os gases ingressam no ciclone, onde é criado um fluxo em forma de ciclone e as partículas mais pesadas são separadas. Por fim, finalizando o trajeto dos gases, estes seguem para a chaminé.

FIGURA 3 - INCINERADOR DE RESÍDUOS DO NPDEAS, VISTA FRONTAL



FONTE: MUÑOZ (2018).

Legenda: A- Câmara de combustão. B- Sistema de injeção de ar. C- Grelha móvel. D- Câmara de cinzas. E- Queimador.

FIGURA 4 - INCINERADOR DE RESÍDUOS DO NPDEAS, VISTA POSTERIOR



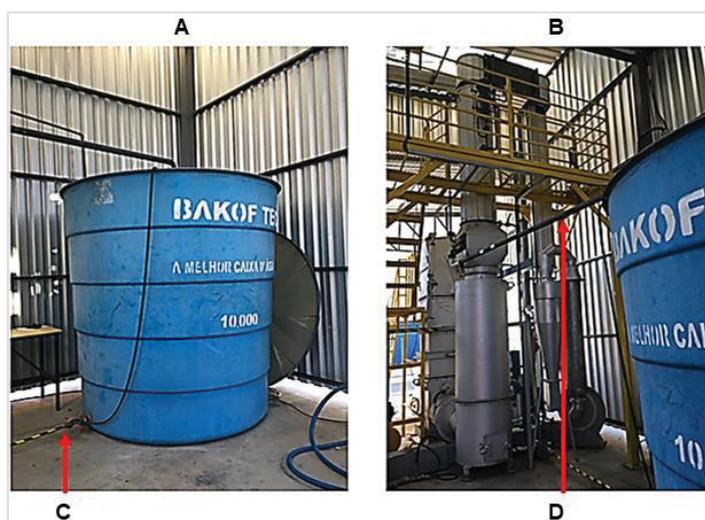
FONTE: MUÑOZ (2018).

Legenda: A- Câmara de pós-combustão. B- Superaquecedor. C- Chaminé. D- Vaporizador. E- Economizador. F- Pré-Aquecedor de Ar. G- Ciclone

Como a planta ainda não dispõe da turbina a vapor instalada, o vapor superaquecido produzido é descarregado através de um tubo de aço imerso dentro de um tanque de água aberto à atmosfera. Esse mesmo tanque é que fornece a água que é vaporizada e superaquecida no interior da usina, sendo transportada mediante uma bomba centrífuga localizada na cota mais baixa da caixa d'água, no mesmo plano de sucção. No entanto, para a análise da presente dissertação, este mesmo vapor foi considerado admitido em uma turbina hipotética.

A FIGURA 5 mostra uma imagem, com duas vistas, do sistema de descarregamento de vapor (caixa d'água) instalado no NPDEAS.

FIGURA 5 - RESERVATÓRIO DE ÁGUA DO INCINERADOR



FONTE: MUÑOZ (2018).

Legenda: A- Imagem lateral da caixa de água. B- Imagem posterior. C- Saída de água. D- Tubulação que transporta o vapor superaquecido.

A planta ainda dispõe de ventiladores que possuem a finalidade de movimentar o ar até os queimadores na câmara de combustão. Existem dois tipos funcionais de ventiladores: de tiragem forçada, que apanha o ar atmosférico e o envia, por insuflamento, através dos dutos de ar do gerador de vapor para os queimadores, e o de tiragem induzida, instalado na saída do gerador de vapor, que succiona os gases de combustão de dentro da câmara e os conduz à chaminé. (LEITE e MILITÃO, 2008).

No caso do incinerador instalado no NPDEAS, o equipamento se configura na situação de tiragem balanceada, onde há um ventilador insuflando ar no sistema (tiragem forçada) e outro antes da chaminé succionando os gases de combustão gerados (tiragem induzida).

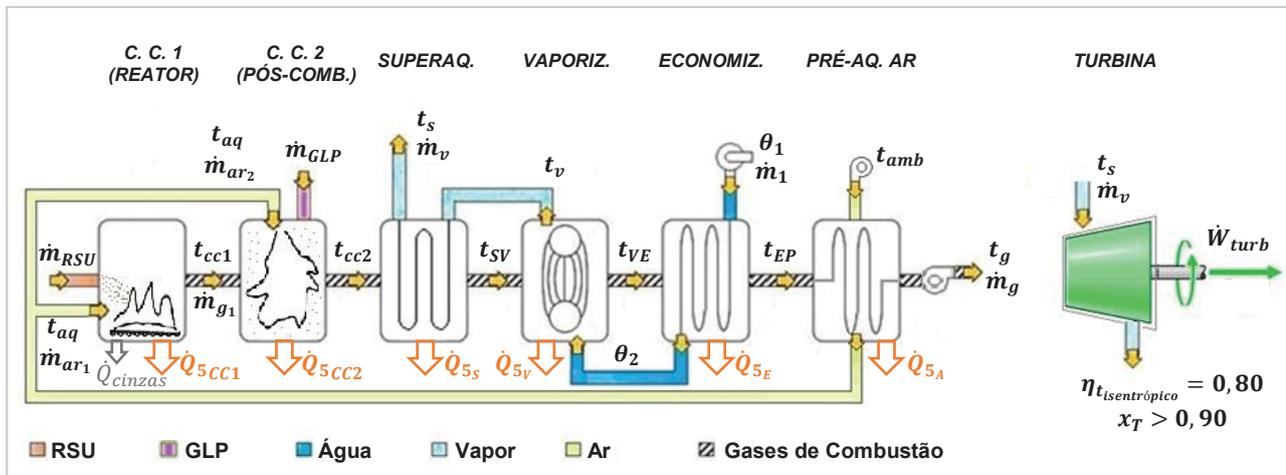
3.2 MODELO ENERGÉTICO (1ª LEI DA TERMODINÂMICA)

O modelo energético do sistema de incineração de resíduos sólidos baseia-se na aplicação dos princípios de conservação da massa, da energia e conceitos de transferência de calor pelo método da efetividade em cada componente do sistema de potência tratados como volumes de controle em regime permanente, desprezando-se as energias cinéticas e potenciais gravitacionais. As análises de transferência de calor foram abordadas conforme a conveniência. As potências consumidas pela bomba, ventiladores e demais componentes periféricos foram desconsiderados em comparação à potência gerada na turbina.

Visando uma melhor concepção térmica do projeto e modelagem termodinâmica e exergética da unidade incineradora, utilizou-se como modelo prático o fluxograma apresentado na FIGURA 6 que ilustra o trajeto do ar preaquecido, dos gases de combustão, da água de alimentação e do vapor produzido através do interior dos componentes da usina. Tal esquema servirá de embasamento teórico termodinâmico e de transferência de calor para os posteriores equacionamentos dos componentes especificados.

Em síntese, com base na FIGURA 6, pode ser definido que o princípio de funcionamento consiste dos seguintes passos: após ser a usina pré-ignizada e aquecida com auxílio de GLP, admite-se na câmara de combustão 1 (CC1) Ar e RSU; os gases de combustão então produzidos pela reação de combustão nesse componente atravessam a câmara de pós combustão (CC2) onde são novamente incinerados pela queima de gás GLP e ingressam no superaquecedor, onde há a troca de calor com o vapor proveniente do vaporizador, fazendo com que o vapor passe ao estado de superaquecido; então os gases continuam seu trajeto passando pelo vaporizador onde ocorre a troca de calor sensível com a água quente de alimentação fazendo com que seja vaporizada; em seguida, os gases ingressam no economizador, onde seu calor é em parte absorvido pela água de alimentação proveniente da bomba centrífuga, fazendo com que esta chegue ao vaporizador preaquecida; e por fim, a última parcela de calor dos gases atravessam o pré-aquecedor de ar aquecendo o ar atmosférico admitido pelo sistema antes de chegar às câmaras de combustão. Os restantes dos gases finalmente são lançados à atmosfera através da chaminé numa temperatura bem superior à ambiente.

FIGURA 6 - FLUXO DO AR, DOS GASES DE COMBUSTÃO, DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO E DO VAPOR PRODUZIDO



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: θ_1 (°C) é a temperatura da água de alimentação na saída da bomba;
 θ_2 (°C) é a temperatura da água de alimentação ao sair do economizador;
 \dot{m}_1 (kg/h) é a vazão mássica da água de alimentação;
 \dot{m}_v (kg/h) é a vazão mássica de vapor superaquecido;
 t_v (°C) é a temperatura de vapor ao sair do vaporizador;
 t_s (°C) é a temperatura do vapor superaquecido;
 t_{amb} (°C) é a temperatura ambiente do ar;
 $\dot{m}_{ar,1}$ (kg/h) é a vazão mássica de ar requerida na CC1;
 $\dot{m}_{ar,2}$ (kg/h) é a vazão mássica de ar requerida na CC2;
 t_{aq} (°C) é a temperatura do ar aquecido;
 \dot{m}_{RSU} (kg/h) é a vazão mássica de RSU;
 \dot{m}_{GLP} (kg/h) é a vazão mássica de GLP;
 t_{cc1} (°C) é a temperatura média dos gases de combustão ao sair da CC1;
 t_{cc2} (°C) é a temperatura média dos gases de combustão ao sair da CC2;
 t_{sv} (°C) é a temperatura dos gases de combustão ao sair do superaquecedor;
 t_{ve} (°C) é a temperatura dos gases de combustão ao sair do vaporizador;
 t_{ep} (°C) é a temperatura dos gases de combustão ao sair do economizador;
 t_g (°C) é a temperatura dos gases de combustão na chaminé;
 \dot{m}_{g1} (kg/h) é a vazão mássica de gases que saem da CC1;
 \dot{m}_g (kg/h) é a vazão mássica total de gases de combustão;
 \dot{Q}_{5_x} (kJ/h) é a taxa de calor perdido para o ambiente em cada componente;
 \dot{Q}_{cinzas} (kJ/h) é a taxa de calor carregada com as cinzas para o cinzeiro na CC1;
 \dot{W}_{turb} (kJ/h) é a potência extraída da turbina;
 $\eta_{isentrópico}$ é o rendimento isentrópico da turbina; e
 x_T é o título do vapor ao sair da turbina.

Com isso, definidos o fluxograma do sistema de tratamento térmico de resíduos sólidos com geração de energia, inicia-se a análise dos volumes de controle definidos na ordem subsequente.

3.2.1 Rendimento do Gerador de Vapor e do Sistema de Potência

Para avaliar o rendimento de funcionamento de um equipamento usa-se o rendimento térmico, que representa a razão entre a energia realmente aproveitada do total da energia fornecida. Para um volume de controle englobando o incinerador e gerador de vapor tal rendimento caracteriza-se pela eficiência na transferência da energia do combustível para energia térmica da água e pode ser determinada pelo método direto através da relação:

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{disponível}}} \cdot 100 = \frac{\dot{m}_v(h_S - h_1)}{\dot{Q}_{RSU} + \dot{Q}_{GLP}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3)$$

onde os termos h_S e h_1 são as entalpias do vapor superaquecido e da água de alimentação, respectivamente, e \dot{Q}_{RSU} e \dot{Q}_{GLP} os calores liberados pela combustão do RSU (CC1) e do gás GLP (CC2) em kJ/h, respectivamente.

De modo análogo, o rendimento do sistema de potência no qual é considerado a presença da turbina pode ser definido como:

$$\eta_{SIST} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{Q}_{\text{disponível}}} \cdot 100 = \frac{\dot{m}_v(h_S - h_T)}{\dot{Q}_{RSU} + \dot{Q}_{GLP}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4)$$

onde h_T é a entalpia do vapor ao sair da turbina em kJ/h. Esse parâmetro será definido posteriormente dentro da abordagem termodinâmica da turbina.

3.2.2 Perdas de Calor da Usina de Incineração

No processo de geração de vapor as perdas de calor são inevitáveis. Em se tratando de sistemas com excesso de ar para combustão, entre tais perdas podem ser citadas as perdas relacionadas ao combustível parcialmente queimado caído no cinzeiro, perdas devido ao calor sensível carregado pelas cinzas, perdas de calor por condução e convecção para o ambiente e perdas de calor devido aos gases quentes na chaminé.

A perda de calor por combustível parcialmente queimado e agregado às cinzas, também conhecidas como perda de calor devido à combustão mecânica incompleta (BAZZO, 1995; PERA, 1990; VLASSOV, 2001), aparece, normalmente,

quando se queima combustível sólido. Tal perda em geral é devida a duas contribuições, uma devido à escória que carrega partículas do combustível impedidas de serem queimadas, e outra devido à deposição por gravidade de uma parte do combustível através das barras da grelha.

De acordo com Chirico (1996) as cinzas de RSU apresentam em sua composição, além dos metais ferrosos e não ferrosos, materiais inertes como vidros, pedras, cinzas de incineração, entre outros, esta última podendo ainda apresentar até 3% de material orgânico não queimado.

A perda pelo calor sensível contido nas cinzas é devido ao arrastamento de partículas de combustível pelos gases a partir da câmara de combustão e em direção à câmara de pós-combustão. (PERA, 1990).

O tratamento térmico dos resíduos através da incineração é capaz de reduzir o volume de RSU em cerca de 90% e seu peso em cerca de 85%. (HARRISON e HESTER, 1994; CHIRICO, 1996).

Portanto, para a CC1, tais afirmações foram consideradas conforme indicado na seção posterior referente a esse volume de controle como sendo o teor de cinzas parcialmente queimado caído no cinzeiro através da grelha e o teor de cinzas arrastadas da CC1 para a CC2 devido à corrente de gases e que serão novamente incinerador na CC2, respectivamente, $z = 0,15$ e $t_{cz} = 0,03 [kg/kg_{RSU}]$. Ambas essas parcelas não contribuem para a elevação da temperatura dos gases.

Segundo Vlassov (2001), em qualquer instalação térmica as vantagens do emprego do combustível gasoso são inúmeras, tais como ausência de cinzas. Portanto, para a CC2, as perdas relacionadas com a caída de combustível parcialmente queimado no cinzeiro e arraste de cinzas para a câmara seguinte foram consideradas nulas.

A perda de calor por condução e convecção para o ambiente, ou também perda de calor devido ao arrefecimento externo, ocorre devido o corpo do gerador de vapor operar com uma temperatura maior que a ambiente. (BAZZO, 1995; PERA, 1990). Em acordo com Vlassov (2001), tal perda depende do tamanho do gerador de vapor, do isolamento e, principalmente, da área de troca térmica externa de cada componente, do coeficiente de convecção interno e da diferença de temperaturas entre a temperatura média no interior do componente e o ambiente externo. Desta forma, cada componente será responsável por uma parte da perda total para o ambiente. A parcela de perda para o ambiente em cada componente será

detalhada nas seções posteriores ao se especificar os volumes de controle de cada componente.

Em relação à perda de calor devido aos gases quentes na chaminé, é sabido que os gases ao sair da chaminé precisam estar a certa temperatura, geralmente acima da temperatura ambiente, a fim de evitar alguns riscos para o sistema, como o ponto de orvalho dos gases que ao se liquefazer pode causar a corrosão das paredes internas da chaminé. Ainda dentro desse contexto, os gases podem carregar consigo uma considerável exergia que não seria aproveitada.

3.2.3 Composição Química dos RSU

De acordo com Eboh, Ahlström e Richards (2016), os RSU consistem em uma complexa e heterogênea mistura de substâncias orgânicas e inorgânicas onde os elementos orgânicos são principalmente *C, H, O, N, S* e *Cl*, que pode ser obtido a partir da análise elementar, enquanto que os inorgânicos são normalmente *Si, Ca, K, P, Al, Mg, Fe, S, Na, Zn, Cu, Mn*, e *Cr*, dos quais os seus óxidos podem ser obtidos a partir da análise das cinzas geradas. As substâncias minerais podem ou não estar presentes na composição desses combustíveis, a saber: umidade (*W*) e cinzas (*A*). (VLASSOV, 2001).

A composição química de um combustível sólido é determinada pela porcentagem de elementos químicos presentes na amostra que se oxidam na presença de oxigênio. Define-se, então, a Massa de trabalho de um combustível como sendo a soma dada por:

$$C^t + H^t + O^t + N^t + S^t + A^t + W^t = 100\% \quad (5)$$

onde os termos da equação são relativos às porcentagens em massa de carbono (C^t), de hidrogênio (H^t), de oxigênio (O^t), de nitrogênio (N^t), de enxofre (S^t), de cinzas (A^t) e de umidade (W^t).

Além da massa de trabalho, pode-se definir a composição em massa seca e massa combustível. Se todo o combustível for aquecido até a temperatura da ordem de 100°C, toda umidade é evaporada configurando a massa seca ($W^t = 0$). Se, além disso, as cinzas não forem consideradas, será configurado a massa combustível ($A^t = 0$).

3.2.4 Determinação do Poder Calorífico Inferior para o RSU

Segundo Vlassov (2001), o poder calorífico inferior (PCI) de combustíveis sólidos, dos quais conhecem-se suas composições químicas, podem ser determinados através de fórmulas empíricas obtidas experimentalmente, como a fórmula de *D. I. Mendeleev*:

$$PCI = 339 C^t + 1030 H^t - 109(O^t - S^t) - 25W^t \quad [kJ/kg] \quad (6)$$

onde C^t , H^t , O^t , S^t e W^t são frações dos elementos e da umidade do combustível na massa de trabalho. A diferença entre o poder calorífico superior (PCS) e o PCI é a energia contida no vapor de água, que sempre resulta nos gases de combustão, devido à combustão do H_2 e também devido à presença de umidade no combustível, a qual é vaporizada durante a combustão. Logo, tal diferença pode ser representada algebricamente por:

$$PCS = PCI + Q_W \quad [kJ/kg] \quad (7)$$

onde Q_W é o calor de condensação do vapor da água nos produtos de combustão.

3.2.5 Análise da Câmara de Combustão 1 (CC1):

Realizando um balanço mássico e térmico no volume de controle englobando a CC1 em regime permanente (conforme a FIGURA 6), dados os fluxos de massa e energia, em relação à temperatura ambiente (t_{amb}) tem-se que, os calores envolvidos nesta igualdade para o balanço térmico são:

$$\dot{Q}_{RSU} + \dot{Q}_{Ar_1} = \dot{Q}_{g_1} + \dot{Q}_{cinzas} + \dot{Q}_{5CC1} \quad [kJ/h] \quad (8)$$

onde \dot{Q}_{RSU} é o calor gerado na CC1, \dot{Q}_{Ar_1} é o calor sensível do ar na entrada, \dot{Q}_{g_1} é o calor cedido à massa de gases, \dot{Q}_{cinzas} é o calor carregado com as cinzas para o cinzeiro e para a CC2 e \dot{Q}_{5CC1} é o calor perdido para o ambiente na CC1 devido ao arrefecimento.

Logo, substituindo os termos que compõem a equação (8) tem-se que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{RSU} \eta_{CC1} PCI_{RSU} + \dot{m}_{ar,1} (h_{ar_{aq}} - h_{ar_{amb}}) \\ = \dot{m}_{g_1} \Delta h_{produtos,1} + \dot{m}_{RSU} (z + t_{cz}) c_{p,cinzas} (t_{cc1} - t_{amb}) + \dot{Q}_{5_{CC1}} \end{aligned} \quad (9)$$

onde η_{CC1} é o rendimento da combustão baseada nos resíduos e massa não queimada que em acordo com a seção 3.2.2 foi tomado como $\eta_{CC1} = (1 - z - t_{cz})$, $\dot{m}_{ar,1}$ a vazão mássica de ar na CC1 dada por $\dot{m}_{ar,1} = \dot{m}_{RSU} (A/C)_{ef_{RSU}}$, em que $(A/C)_{ef_{RSU}}$ é a relação ar/combustível efetiva para o RSU, $h_{ar_{aq}}$ a entalpia do ar aquecido na temperatura de aquecimento t_{aq} em kJ/kg, $\Delta h_{produtos,1}$ é a entalpia dos gases produzidos dada por $\Delta h_{produtos,1} = h_{g_{CC1}} - h_{ar_{amb}}$ em que $h_{g_{CC1}}$ é a entalpia dos gases na CC1 sendo uma função dependente da temperatura média da CC1 (t_{cc1}) em °C e $h_{ar_{amb}}$ a entalpia do ar nas condições ambientes. O calor específico das cinzas foi tomado como $c_{p,cinzas} = 1,05 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ conforme em Chang e Huang (2001).

A taxa de transferência de calor por condução e convecção para o ambiente na CC1, é definida da seguinte maneira: (INCROPERA *et al.*, 2015).

$$\dot{Q}_{5_{CC1}} = (UA)_{5_{CC1}} (t_{cc1} - t_{amb}) \quad [kJ/h] \quad (10)$$

onde $(UA)_{5_{CC1}}$ é a condutância para parede plana na CC1 avaliado por:

$$\frac{1}{(UA)_{5_{CC1}}} = \frac{1}{\bar{h}_{gases_{CC1}} A^I} + \frac{e_{wall}}{k_{wall} A^{II}} + \frac{e_{isol_1}}{k_{isol} A^{III}} + \frac{1}{\bar{h}_{amb} A^{IV}} \quad (11)$$

sendo $\bar{h}_{gases_{CC1}}$ o coeficiente de convecção médio para a corrente de gases dentro da CC1, $e_{wall} = 0,002 \text{ m}$ a espessura da parede externa do incinerador, $k_{wall} = 43 \text{ W/mK}$ (BEJAN, 2016) a condutividade térmica da parede de aço, $e_{isol_1} = 0,04 \text{ m}$ a espessura da parede interna do isolamento térmico no incinerador, $k_{isol} = 0,1 \text{ W/mK}$ (BEJAN, 2016) é a condutividade térmica do isolante interno (tijolo refratário), $A^{(i)}$ a área de troca térmica apropriada à cada camada da parede, $\bar{h}_{amb} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ o coeficiente de transferência de calor por convecção externa à câmara, que, por conveniência computacional, foi tratado constante para todos os componentes, já que seu valor na equação da transferência de calor para o meio não exerce tanta influência.

Para análise da combustão foram adotados os dados relativos à composição do material orgânico presente no RSU brasileiro conforme a TABELA 3, por ser proveniente de um estudo de uma instalação piloto de baixa capacidade, assim como a estudada nesta dissertação, no qual decidiu-se avaliar a queima conjunta de RSU e do biogás gerado pela sua decomposição anaeróbica na análise comparativa de opções tecnológicas para o aproveitamento do biogás a partir de resíduos para geração de energia.

TABELA 3 – ANÁLISE ELEMENTAR DO RSU E GÁS DE ATERRO (GDA)

Composição do GDA		Composição do RSU				
% fração volumétrica		% fração mássica				
Componentes		Componentes	RSU 1	RSU 2	RSU 3	Média
CH ₄	0,4769	Carbono (C ^t)	26,70	20,11	35,50	27,44
CO ₂	0,3739	Hidrogênio (H ^t)	3,37	2,92	5,10	3,80
H ₂ S	0,0027	Oxigênio (O ^t)	16,14	12,58	23,90	17,54
N ₂	0,0749	Nitrogênio (N ^t)	0,52	0,55	2,40	1,16
H ₂ O	0,0639	Cloro (Cl ^t)	—	0,18	—	0,18
O ₂	0,0077	Enxofre (S ^t)	0,11	0,80	0,50	0,47
TOTAL	1,00	Umidade (W ^t)	41,30	50,65	25,00	38,98
		Cinzas (A ^t)	11,87	12,21	7,60	10,56
		TOTAL	100,00	100,00	100,00	100,12
PCI (kJ/kg)	13,804	PCI (kJ/kg)	9,743	7,275	14,112	10,38

FONTE: Adaptada de FERREIRA e BALESTIERI (2018)

As composições químicas em massa de trabalho foram obtidas a partir de amostras no município de São Bernardo do Campo, SP, e a composição dos RSU coletados em Santo André, SP (outras composições também foram consideradas para uma análise de sensibilidade); os valores caloríficos correspondentes foram calculados a partir da equação de *Mendeleev* (equação 6).

3.2.5.1 Determinação do Ar necessário para a combustão (Relação A/C)

A quantidade de ar que fornece o oxigênio teoricamente suficiente para a combustão completa do RSU, é chamada de "ar teórico" ou "ar estequiométrico" e estão designados por V_{ar}^0 , considerando essa quantidade de ar em volume.

Tomando-se a composição do RSU na base de trabalho, conforme equação 5 e dados da TABELA 3, e com base na estequiometria da reação pode-se calcular a quantidade necessária de oxigênio para a combustão dos elementos químicos combustíveis como segue:

- 1 kg de carbono (C) necessita de 2,66 kg (32/12) de oxigênio (O₂);
- 1 kg de hidrogênio (H₂) necessita de 8 kg (32/4) de oxigênio (O₂); e
- 1 kg de enxofre (S) necessita de 1 kg (32/32) de oxigênio (O₂).

Logo, a massa de oxigênio teórica necessária para a combustão completa do RSU será calculada pela seguinte expressão:

$$m_{O_2} = 2,664 \left(\frac{C^t}{100} \right) + 7,937 \left(\frac{H^t}{100} \right) + 0,998 \left(\frac{S^t}{100} \right) - \left(\frac{O^t}{100} \right) \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{RSU}} \right] \quad (12)$$

onde C^t , H^t , S^t e O^t são, respectivamente, as porcentagens de carbono, de hidrogênio, de enxofre e de oxigênio existentes na composição do RSU na base de trabalho. Nota-se que, caso exista O₂ na composição do RSU, deve-se descontar esse percentual da massa total, pois, como há oxigênio na composição do combustível, menos desse elemento será necessário para realizar a combustão completa.

O oxigênio necessário para a combustão é proveniente, geralmente, do ar atmosférico, o qual é constituído para efeitos de engenharia por cerca de 21% de O₂ e 79% de N₂ em volume.

Levando em consideração a porcentagem do oxigênio no ar, o volume do ar teoricamente necessário para a combustão de um quilograma de combustível sólido pode ser determinado segundo a equação: (VLASSOV, 2001)

$$V_{ar}^0 = \frac{100}{21} \frac{1}{\rho_{O_2}} \left[2,664 \left(\frac{C^t}{100} \right) + 7,937 \left(\frac{H^t}{100} \right) + 0,998 \left(\frac{S^t}{100} \right) - \left(\frac{O^t}{100} \right) \right] \left[\frac{m^3_{ar}}{kg_{RSU}} \right] \quad (13)$$

onde ρ_{O_2} é a massa específica do oxigênio. Logo, a relação Ar/Combustível teórica $(A/C)_t$, ou a quantidade de ar teórico em quilogramas, para o RSU, pode ser tomada como:

$$(A/C)_t = V_{ar}^0 * \rho_{ar} \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{RSU}} \right] \quad (14)$$

onde ρ_{ar} é a massa específica do ar.

É difícil que as partículas sólidas formem uma mistura ideal com o ar na câmara de incineração. Portanto, o fornecimento real de ar deve ser significativamente maior do que em teoria para atingir a combustão completa de RSU. De acordo com

Rogaume, Jabouille e Torero (2009) as melhores condições de queima para incineradores projetados para queimar resíduos sólidos urbanos operam em níveis de excesso de ar entre 50 a 100% ($1,5 < \alpha < 2$). O menor excesso de ar ajuda a manter a temperatura mais alta da câmara ao queimar resíduos de alta umidade.

O excesso de ar é caracterizado pelo seu coeficiente (α) e é calculado dividindo-se a relação ar/combustível efetiva ou real pela relação ar/combustível teórica ou dividindo-se o volume efetivo ou real do ar pelo volume teórico de ar, segundo a equação:

$$\alpha = \frac{(A/C)_{ef}}{(A/C)_t} = \frac{V_{ar}^{ef}}{V_{ar}^0} \quad (15)$$

3.2.5.2 Determinação da Composição dos Produtos de Combustão do RSU

No caso de combustão completa com excesso de ar ($\alpha > 1$), na composição dos produtos de combustão conterá frações de, apenas, dióxido de carbono (CO_2), dióxido de enxofre (SO_2), vapor d'água (H_2O), nitrogênio (N_2) e o oxigênio (O_2) do ar em excesso.

Para os gases triatômicos (CO_2 e SO_2), pode-se empregar a equação a seguir para o cálculo de sua fração nos produtos de combustão para combustíveis sólidos (VLASSOV, 2001):

$$V_{RO_2} = 0,01866(C^t + 0,375 S^t) \left[\frac{m_{RO_2}^3}{kg_{RSU}} \right] \quad (16)$$

onde C^t e S^t representam a composição fracionária de carbono e enxofre, respectivamente, presentes no RSU em massa de trabalho.

No caso do vapor d'água, para a determinação de seu teor nos produtos de combustão de combustíveis sólidos, pode-se empregar a equação (VLASSOV, 2001):

$$V_{H_2O} = 0,111H^t + 0,0124(W^t) + 0,0161\alpha V_{ar}^0 \left[\frac{m_{H_2O}^3}{kg_{RSU}} \right] \quad (17)$$

onde H^t e W^t são o teor de hidrogênio e de umidade presentes no RSU em massa de trabalho, respectivamente e o valor 0,0161 é o coeficiente que leva em conta o valor médio de umidade do próprio ar (70%).

O volume total de nitrogênio presente nos produtos de combustão é oriundo da parcela de nitrogênio contida no RSU e outra contida no ar. Logo, tal quantidade pode ser obtida pela equação (VLASSOV, 2001):

$$V_{N_2} = 0,008N^t + 0,79\alpha V_{ar}^0 \left[\frac{m_{N_2}^3}{kg_{RSU}} \right] \quad (18)$$

onde N^t é a composição volumétrica de nitrogênio presente no RSU.

Para o cálculo do volume de oxigênio presente nos produtos de combustão é empregada a equação abaixo para os combustíveis sólidos (VLASSOV, 2001):

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_{ar}^0 \left[\frac{m_{O_2}^3}{kg_{RSU}} \right] \quad (19)$$

Posto isso, pode-se encontrar o volume total dos produtos de combustão (V_g) como a soma de todos os componentes através da igualdade:

$$V_g = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} \left[\frac{m_g^3}{kg_{RSU}} \right] \quad (20)$$

3.2.6 Análise da Câmara de Pós-Combustão (CC2)

Por meio do balanço mássico e térmico no volume de controle englobando a CC2 em regime permanente (conforme a FIGURA 6), dados os fluxos de massa e energia, em relação à temperatura ambiente (t_{amb}) tem-se que, os calores envolvidos nesta igualdade para o balanço térmico são:

$$\dot{Q}_{GLP} + \dot{Q}_{g_1} + \dot{Q}_{Ar_2} = \dot{Q}_{RSUNQ} + \dot{Q}_{g_2} + \dot{Q}_{5CC2} \quad [kJ/h] \quad (21)$$

onde \dot{Q}_{GLP} é o calor gerado na CC2, \dot{Q}_{g_1} é o calor proveniente da CC1, \dot{Q}_{Ar_2} é o calor sensível do ar na entrada, \dot{Q}_{RSUNQ} é o calor consumido para queimar as partículas

carregadas pelas cinzas provenientes da CC1, \dot{Q}_{g_2} é o calor cedido à massa de gases e $\dot{Q}_{5_{CC2}}$ é o calor perdido para o ambiente na CC2 devido ao arrefecimento.

Logo, substituindo os termos que compõem a equação (21) tem-se que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{GLP} PCI_{GLP} + \dot{m}_{g_1} (h_{g_{CC1}} - h_{ar_{amb}}) + \dot{m}_{ar,2} (h_{ar_{aq}} - h_{ar_{amb}}) \\ = \dot{m}_{RSU} t_{cz} c_{p,cinzas} (t_{cc2} - t_{cc1}) + \dot{m}_g \Delta h_{produtos,2} + \dot{Q}_{5_{CC2}} \end{aligned} \quad (22)$$

onde \dot{m}_{GLP} é a vazão mássica de gás GLP na qual sua vazão volumétrica (\dot{V}_{GLP}) foi medida e tomada constante como 0,7 m³/h, PCI_{GLP} é o poder calorífico inferior deste gás tomado como 104600 kJ/Nm³ conforme Silva e Silva (2008, p.4), $\dot{m}_{ar,2}$ a vazão mássica de ar na CC2 dada por $\dot{m}_{ar,2} = \dot{m}_{GLP} (A/C)_{ef_{GLP}}$, $\dot{m}_{RSU} t_{cz}$ é a vazão mássica onde foi considerado a queima das partículas sólidas não queimadas na primeira combustão, \dot{m}_g é a vazão mássica de gases total produzidas pela combustão do RSU e do GLP em kg/h e $\Delta h_{produtos,2}$ é a entalpia dos gases dada por $\Delta h_{produtos,2} = h_{g_{CC2}} - h_{ar_{amb}}$ em que $h_{g_{CC2}}$ é uma função dependente da temperatura média na CC2 (t_{cc2}).

A taxa de transferência de calor por condução e convecção para o ambiente na CC2, é definida da seguinte maneira: (INCROPERA *et al.*, 2015).

$$\dot{Q}_{5_{CC2}} = (UA)_{5_{CC2}} (t_{CC2} - t_{amb}) \quad [kJ/h] \quad (23)$$

onde $(UA)_{5_{CC2}}$ é a condutância para parede cilíndrica na CC2 avaliado por:

$$\frac{1}{(UA)_{5_{CC2}}} = \frac{1}{\pi \cdot L_{CC2}} \left[\frac{1}{\bar{h}_{gases_{CC2}} \cdot D_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{int} + e_{isol_2}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{isol}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int} + e_{wall}}\right)}{2 \cdot k_{wall}} + \frac{1}{\bar{h}_{amb} \cdot D_{ext}} \right] \quad (24)$$

sendo L_{CC2} , D_{int} e D_{ext} o comprimento linear e os diâmetros interno e externo desta câmara, $\bar{h}_{gases_{CC2}}$ o coeficiente de convecção médio para a corrente de gases dentro da CC2, $e_{isol_2} = 0,06$ m representa a espessura da parede interna do isolamento térmico no pós-combustor, e $D_{ext} = D_{int} + e_{isol_2} + e_{wall}$.

Para a determinação dos parâmetros relacionados à combustão do GLP, de acordo com Vlassov (2001), para um combustível gasoso de composição dada pela porcentagem volumétrica, a quantidade teórica de ar em volume nas condições normais de temperatura e pressão (CNTP) é calculada pela seguinte equação:

$$V_{ar_{CNTP}}^0 = 0,0476 \left[0,5 * CO + 0,5 * H_2 + 1,5 * H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) * C_mH_n - O_2 \right] \left[\frac{m^3_{ar}}{m^3_{GLP}} \right] \quad (25)$$

onde CO , H_2 , H_2S , C_mH_n e O_2 são as porcentagens volumétricas dos elementos gasosos que constituem o combustível. Nota-se que esta expressão já reduz a necessidade de oxigênio caso este elemento já exista no combustível.

Nesta dissertação foi assumido um gás GLP na seguinte composição volumétrica em (%): $C_2H_6=0,2$; $C_3H_8=57,3$; $C_4H_{10}=41,1$ e $C_5H_{12}=1,4$, em acordo com Talupula, Rao, *et al.*, (2017), e uma reação de combustão estequiométrica, sem excesso de ar.

A relação Ar/Combustível efetiva $(A/C)_{ef}$ para o GLP, ou a quantidade de ar em quilogramas, de acordo com Vlassov (2001), pode ser calculada pela equação:

$$(A/C)_{ef_{GLP}} = V_{ar_{CNTP}}^0 * \rho_{ar} \left[\frac{kg_{ar}}{m^3_{GLP}} \right] \quad (26)$$

onde ρ_{ar} é a massa específica do ar.

O cálculo dos produtos de combustão triatômicos (CO_2 e SO_2) para combustíveis gasosos pode ser determinado pela equação (VLASSOV, 2001):

$$V_{RO_2} = \frac{1}{100} \left(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_mH_n \right) \left[\frac{m^3_{RO_2}}{m^3_{GLP}} \right] \quad (27)$$

onde CO_2 , CO , H_2S e C_mH_n representam a composição volumétrica de dióxido de carbono, monóxido de carbono, sulfeto de hidrogênio e hidrocarbonetos, respectivamente, presentes no combustível.

No caso de combustíveis gasosos, a determinação de vapor d'água presente nos produtos de combustão pode ser calculada pela equação (VLASSOV, 2001):

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \left(H_2O + H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} (C_mH_n) + 0,0161\alpha V_{ar}^0 \right) \left[\frac{m^3_{H_2O}}{m^3_{GLP}} \right] \quad (28)$$

onde H_2O , H_2 , H_2S e C_mH_n representam a composição volumétrica de umidade, hidrogênio, sulfeto de hidrogênio e hidrocarbonetos, respectivamente, presentes no combustível.

Para os combustíveis gasosos, o volume de nitrogênio presente nos produtos de combustão pode ser calculado através da equação (VLASSOV, 2001):

$$V_{N_2} = 0,01N_2 + 0,79\alpha V_{ar}^0 \left[\frac{m_{N_2}^3}{m_{GLP}^3} \right] \quad (29)$$

onde α (coeficiente de excesso de ar) foi definido como a unidade, ou seja, foi suposto uma reação estequiométrica para o GLP.

Para o cálculo do volume de oxigênio presente nos produtos de combustão foi empregada a equação (30) que se aplica tanto para os combustíveis sólidos quanto para os gasosos (VLASSOV, 2001):

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_{ar}^0 \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{GLP}^3} \right] \quad (30)$$

Posto isso, pode-se encontrar o volume total dos produtos de combustão do GLP como a soma de todos os componentes através da igualdade:

$$V_g = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} \left[\frac{m_g^3}{m_{GLP}^3} \right] \quad (31)$$

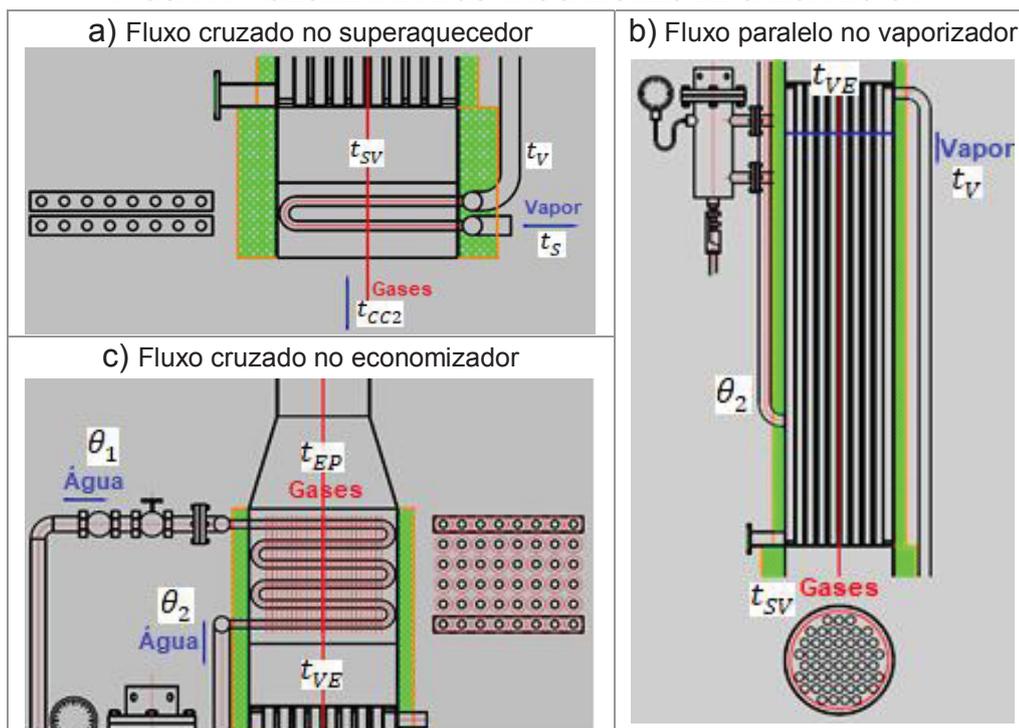
3.2.7 Análise dos Trocadores de Calor: Superaquecedor, Vaporizador, Economizador e Pré-Aquecedor de Ar

O superaquecedor é um trocador de calor de feixes tubulares, onde os gases de combustão e o vapor circulam em correntes cruzadas (fluxo cruzado) e sua função é superaquecer o vapor proveniente do vaporizador. O vaporizador é o componente do gerador de vapor onde os gases de combustão e a água circulam em correntes paralelas ascendentes e compreende a área dos tubos onde ocorre a mudança de fase (vaporização) da água. O economizador é um trocador de calor de feixes tubulares aletados externamente onde os gases de combustão e a água circulam em correntes cruzadas (fluxo cruzado) e é empregado para aquecer a água de alimentação proveniente da bomba. O pré-aquecedor de ar é um trocador de calor de feixes tubulares, onde os gases de combustão e o ar circulam em contracorrentes paralelas e sua função é aquecer o ar atmosférico que alimenta as câmaras de

combustão. Todos os componentes foram analisados como sendo as trocas de calor predominantemente convectivas.

A FIGURA 7 ilustra em detalhes a geometria de cada componente situado no gerador de vapor (GV) bem como a terminação das temperaturas dos fluxos de água e de gases.

FIGURA 7 - GEOMETRIA DOS TROCADORES DE CALOR DO GV



FONTE: O Autor (2020).

Com auxílio do diagrama da FIGURA 6 e das considerações da FIGURA 7, realizado um balanço térmico no volume de controle englobando cada componente em regime permanente, dados os fluxos de massa e energia do lado da água (e do ar, para o pré-aquecedor), temos que o calor requerido para superaquecer o vapor, o calor necessário para vaporizar a água, o calor requerido para aquecer a água, e o calor requerido para aquecimento do ar são, respectivamente:

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_v(h_S - h_V) \quad [kJ/h] \quad (32)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_v(h_V - h_2) \quad [kJ/h] \quad (33)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad [kJ/h] \quad (34)$$

$$\dot{Q}_A = (\dot{m}_{ar,1} + \dot{m}_{ar,2}) (h_{ar_{aq}} - h_{ar_{amb}}) + \dot{Q}_{5A} \quad [kJ/h] \quad (35)$$

onde h_s (kJ/kg) é a entalpia do vapor superaquecido definida à temperatura e pressão de superaquecimento (a mesma imposta pela bomba), t_s (°C) e $p_{SUPERAQ}$ (kPa), h_v (kJ/kg) é a entalpia do vapor ($x \approx 1$) que deixa o vaporizador à pressão de superaquecimento, h_2 é a entalpia da água aquecida que está entrando no vaporizador (proveniente do economizador) a uma temperatura θ_2 (°C) e pressão igual à da saída da bomba, h_1 é a entalpia da água de alimentação definida à temperatura θ_1 (°C) e pressão de superaquecimento $p_{SUPERAQ}$ (kPa) (θ_1 pode ser entendido como a temperatura da água ao deixar um condensador hipotético) e \dot{Q}_{5A} é a taxa de calor perdido para o ambiente por condução e convecção devido ao arrefecimento.

Observa-se na equação (35), que todo calor transferido pelos gases (fluido interno) está sendo cedido diretamente para o ar (fluido externo) e quem está perdendo calor para o ambiente é o ar aquecido, ao contrário do que ocorre nos outros componentes (onde os gases são o fluido externo e assim perdem calor para o ambiente). Assim, a taxa de calor perdido para o ambiente, deve ser acrescentado ao calor necessário para aquecer o ar.

Efetuando um balanço térmico nos componentes do lado dos gases, temos que o calor recebido para superaquecer o vapor, o calor recebido para vaporizar a água, o calor recebido para aquecer a água e o calor recebido para aquecimento do ar são, respectivamente:

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_g (h_{g_{CC2}} - h_{SV}) - \dot{Q}_{5S} \quad [kJ/h] \quad (36)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_g (h_{SV} - h_{VE}) - \dot{Q}_{5V} \quad [kJ/h] \quad (37)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_g (h_{VE} - h_{EP}) - \dot{Q}_{5E} \quad [kJ/h] \quad (38)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_g (h_{EP} - h_g) \quad [kJ/h] \quad (39)$$

onde $h_{g_{CC2}}$ e h_{SV} são as entalpias de entrada e saída dos gases no superaquecedor, h_{VE} é a entalpia de saída dos gases no vaporizador, h_{EP} é a entalpia de saída dos gases no economizador, h_g é a entalpia de saída dos gases no pré-ar e que ingressam na chaminé e \dot{Q}_{5S} , \dot{Q}_{5V} e \dot{Q}_{5E} as taxas de calor perdido para o ambiente por condução e convecção devido ao arrefecimento, que pode ser estimado utilizando o conceito do fluxo de calor através de resistências térmicas como (INCROPERA *et al.*, 2015):

$$\dot{Q}_{5_S} = (UA_{5_S}) \left[\left(\frac{t_{CC2} + t_{SV}}{2} \right) - t_{amb} \right] \quad [kJ/h] \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{5_V} = (UA_{5_V}) \left[\left(\frac{t_{SV} + t_{VE}}{2} \right) - t_{amb} \right] \quad [kJ/h] \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{5_E} = (UA_{5_E}) \left[\left(\frac{t_{VE} + t_{EP}}{2} \right) - t_{amb} \right] \quad [kJ/h] \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{5_A} = (UA_{5_A}) \left[\left(\frac{t_{aq} + t_{amb}}{2} \right) - t_{amb} \right] \quad [kJ/h] \quad (43)$$

onde t_{SV} , t_{VE} , t_{EP} e t_{aq} são as temperaturas dos gases que egressam e UA_{5_S} , UA_{5_V} , UA_{5_E} e UA_{5_A} as condutâncias para parede plana (superaquecedor e economizador) e parede cilíndrica (vaporizador e pré-aquecedor de ar) avaliadas por:

$$\frac{1}{(UA_{5_S})} = \frac{1}{\bar{h}_{gases,S}A_S^I} + \frac{e_{wall}}{k_{wall}A_S^{II}} + \frac{e_{isol_2}}{k_{isol}A_S^{III}} + \frac{1}{\bar{h}_{amb}A_S^{IV}} \quad (44)$$

$$\frac{1}{(UA_{5_V})} = \frac{1}{\pi \cdot L_V} \left[\frac{1}{\bar{h}_{gases,V} \cdot D_{intV}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{intV} + e_{isol_1}}{D_{intV}}\right)}{2 \cdot k_{isol}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{extV}}{D_{intV} + e_{wall}}\right)}{2 \cdot k_{wall}} + \frac{1}{\bar{h}_{amb} \cdot D_{extV}} \right] \quad (45)$$

$$\frac{1}{(UA_{5_E})} = \frac{1}{\bar{h}_{gases,E}A_E^I} + \frac{e_{wall}}{k_{wall}A_E^{II}} + \frac{e_{isol_1}}{k_{isol}A_E^{III}} + \frac{1}{\bar{h}_{amb}A_E^{IV}} \quad (46)$$

$$\frac{1}{(UA_{5_A})} = \frac{1}{\pi \cdot L_A} \left[\frac{1}{\bar{h}_{Ar,A} \cdot D_{intA}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{intA} + e_{wall}}{D_{intA}}\right)}{2 \cdot k_{wall}} + \frac{1}{\bar{h}_{amb}(D_{intA} + e_{wall})} \right] \quad (47)$$

sendo $\bar{h}_{gases,S}$, $\bar{h}_{gases,V}$, $\bar{h}_{gases,E}$ e $\bar{h}_{Ar,A}$ os coeficientes de convecção médio para a corrente de gases (e ar) dentro dos componentes, $A_S^{(i)}$ e $A_E^{(i)}$ as áreas de troca térmica apropriadas à cada camada da parede, L_V e L_A os comprimentos lineares da estrutura do vaporizador e do pré-aquecedor de ar, $D_{int(i)}$ e $D_{ext(i)}$ os diâmetros interno e externo da estrutura do componente considerado e $D_{extV} = D_{intV} + e_{isol_1} + e_{wall}$.

A taxa de transferência de calor cedida pelos gases é igual à taxa de calor trocado por convecção e, através da análise da efetividade, seu desempenho pode ser definido, para cada componente, como:

$$\varepsilon_S = \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}_V(h_S - h_V)}{\dot{C}_{MIN_S}(t_{CC2} - t_V)} \quad (48)$$

$$\varepsilon_V = \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}_V(h_V - h_2)}{\dot{C}_{MIN_V}(t_{SV} - \theta_2)} \quad (49)$$

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\dot{C}_{MIN_E}(t_{VE} - \theta_1)} \quad (50)$$

$$\varepsilon_A = \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} = \frac{(\dot{m}_{ar,1} + \dot{m}_{ar,2})(h_{ar_{aq}} - h_{ar_{amb}})}{\dot{C}_{MIN_A}(t_{EP} - t_{amb})} \quad (51)$$

onde \dot{C}_{MIN_S} , \dot{C}_{MIN_E} , \dot{C}_{MIN_A} correspondem ao menor valor entre a taxa de capacidade calorífica dos gases e do vapor (ou do ar, no aquecedor de ar) nesses componentes, e \dot{C}_{MIN_V} corresponde ao valor da taxa de capacidade calorífica dos gases visto que ele experimentalmente a maior variação de temperatura, pois, como há mudança de fase da água, sua temperatura permanece constante e sua taxa de capacidade calorífica tende ao infinito ($\dot{C}_{\acute{a}gua_{av}} \rightarrow \infty$).

Logo, o número de unidades de transferência para cada componente, pode ser calculado como:

$$NUT_i = \frac{(UA)_i}{\dot{C}_{MIN_i}} \quad (52)$$

onde o termo $(UA)_i$ representa a condutância do componente "i" que pode ser determinada como:

$$\frac{1}{(UA)_i} = \frac{1}{\bar{h}_{fluido\ ext,i} \cdot \pi \cdot D_{ext,i} \cdot L_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext,i}}{D_{int,i}}\right)}{k_{a\acute{c}o} \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_i} + \frac{1}{\bar{h}_{fluido\ int,i} \cdot \pi \cdot D_{int,i} \cdot L_i} \quad (53)$$

sendo os termos $D_{int,i}$, $D_{ext,i}$, L_i , $k_{a\acute{c}o}$ e $\bar{h}_{fluido,i}$ o diâmetro interno e externo dos tubos, o comprimento linear dos tubos, a condutividade térmica do aço tomado como 64 W/mK (INCROPERA, BERGMAN, *et al.*, 2015) e o coeficiente de convecção médio do fluido no interior e na parte externa dos tubos, respectivamente.

Finalizando a análise da efetividade, a relação ε -NUT adequada para cada trocador de calor é: (INCROPERA, BERGMAN, *et al.*, 2015)

$$\varepsilon_S = \frac{\dot{C}_{MÁXS}}{\dot{C}_{MIN_S}} \left(1 - \exp \left\{ - \frac{\dot{C}_{MIN_S}}{\dot{C}_{MÁXS}} [1 - \exp(-NUT_S)] \right\} \right) \quad (54)$$

para escoamento cruzado no qual há um fluxo misturado (gases) e outro não misturado (vapor);

$$\varepsilon_V = 1 - \exp(-NUT_V) \quad (55)$$

para trocadores de calor em que a relação entre as taxas de capacidades caloríficas tende a zero ($\dot{C}_{MIN_V}/\dot{C}_{MÁX_V} \rightarrow 0$) já que o denominador tende ao infinito;

$$\varepsilon_E = 1 - \exp \left[\left(\frac{\dot{C}_{MÁXE}}{\dot{C}_{MIN_E}} \right) (NUT_E)^{0,22} \left\{ \exp \left[- \frac{\dot{C}_{MIN_E}}{\dot{C}_{MÁXE}} (NUT_E)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (56)$$

para escoamento cruzado em que ambos os fluidos se configuram na condição de não misturados; e

$$\varepsilon_A = \frac{1 - \exp \left[-NUT_A \left(1 - \frac{\dot{C}_{MIN_A}}{\dot{C}_{MÁXA}} \right) \right]}{1 - \frac{\dot{C}_{MIN_A}}{\dot{C}_{MÁXA}} \exp \left[-NUT_A \left(1 - \frac{\dot{C}_{MIN_A}}{\dot{C}_{MÁXA}} \right) \right]} \quad (57)$$

para escoamento contracorrente.

Nas equações 54-57, $\dot{C}_{MÁXS}$, $\dot{C}_{MÁXE}$, e $\dot{C}_{MÁXA}$ correspondem ao maior valor entre a taxa de capacidade calorífica dos gases e do vapor, ou dos gases e do ar no pré-aquecedor.

3.2.8 Análise da Turbina Acoplada

A potência desenvolvida pela turbina pode ser determinada simplesmente através de um balanço da taxa de energia em regime permanente em um volume de controle adiabático englobando a turbina com uma entrada e uma saída e desprezando a energia cinética e potencial gravitacional (FIGURA 6):

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_v(h_S - h_T) \quad [kJ/h] \quad (58)$$

onde h_S é a entalpia do vapor superaquecido e h_T a entalpia do vapor na saída da turbina. Em relação a essa última propriedade intensiva (h_T), tal valor foi determinado analisando a turbina sob o aspecto isentrópico. Tomando a expansão do vapor na turbina um processo totalmente isento de irreversibilidades, tem-se que a entalpia do vapor na saída seria determinado sob um processo a entropia constante de modo a gerar a máxima potência possível quantificada como $\dot{W}_{t,máx} = \dot{m}_v(h_S - h_{TS})$.

Portanto, em um processo isentrópico, a eficiência isentrópica da turbina poderia ser calcula segundo a relação:

$$\eta_{t\text{isentrópico}} = \frac{h_S - h_T}{h_S - h_{TS}} \quad (59)$$

onde h_{TS} é a entalpia do vapor na saída da turbina definida à pressão ambiente e entropia de superaquecimento ($h_{TS} = f(P_{amb}, s_{TS} = s_S)$).

Para os cálculos envolvendo a turbina, sua eficiência isentrópica foi definida como de 80%, visto ser um valor médio estimado adotado pelas referências que norteiam essa dissertação.

3.2.9 Coeficientes médios Convectivos nos Componentes do GV

Devido à complexidade da obtenção dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção dos escoamentos interno e externo dos componentes do sistema, viu-se que seria inviável a obtenção dos mesmos através de correlações simplesmente analíticas do problema através de equações empíricas e tabelas de dados. Para isso, o *software* EES possui em sua biblioteca uma rotina pronta capaz de fornecer não só os coeficientes convectivos, mas outros parâmetros que ajudam o analista a validar o método implícito com soluções analíticas de referências técnicas.

Para determinação do coeficiente convectivo de escoamento interno, conforme relatado na seção 5.2.3 de Nellis e Klein (2009), uma vez fornecidos os parâmetros necessários, a rotina calcula os números de *Reynolds*, *Prandtl* e *Nusselt*, determina se o fluxo é laminar ou turbulento, avalia o fluxo em desenvolvimento com base no aspecto hidrodinâmico e térmico simultâneo, e, fornece o coeficiente médio de transferência de calor assumindo a condição de temperatura superficial do tubo

constante e outro assumindo a condição de fluxo de calor constante através da superfície do tubo (para fluxo turbulento esses coeficientes são idênticos).

Para determinação do coeficiente convectivo de escoamento externo, seleciona-se o trocador de calor analisado conforme sua geometria e configuração dos escoamentos. O procedimento da rotina usa correlações e fatores de correção fornecidos por *Žukauskas* (1972). Estas correlações aplicam-se a valores de números de *Reynolds* de $30 < Re < 10^8$ e números de *Prandtl* de $0,7 < Pr < 500$. Sob essas condições é usada a correlação de *Churchill e Bernstein* (1977). Uma vez fornecidos os parâmetros necessários, entre eles a quantidade de fileiras de tubos, o diâmetro externo dos tubos e o passo transversal e longitudinal da geometria, da mesma forma que o escoamento interno, a rotina avalia o escoamento através dos números de *Reynolds*, *Prandtl* e *Nusselt*, e fornece o coeficiente médio de transferência de calor no feixe tubular.

3.2.10 Determinação das Áreas de Trocas Térmicas do Gerador de Vapor

O primeiro passo para determinação das áreas de trocas térmicas do GV foi coletar os dados de operação ao se queimar biomassa como combustível, visto que a incineração direta de lixo orgânico se encontrava impossibilitada por questões de falta de tratamento dos gases gerados. As condições de operação do sistema bem como a disposição original dos componentes estão dispostos na FIGURA 8. Tal figura representa o modelo de projeto precursor da instalação incineradora do NPDEAS e, como pode-se perceber, não contemplava o pré-aquecedor de ar. No entanto, sob as mesmas condições nominais de operação foi possível medir a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão como sendo em média 70°C.

Outros parâmetros de operação que não estão destacados na FIGURA 8 são a pressão de elevação na bomba equivalente a 8 bar e a vazão total de ar do sistema aproximado por 500 kg/h.

A TABELA 4 sumariza os parâmetros de operação do gerador de vapor ao se queimar biomassa como combustível.

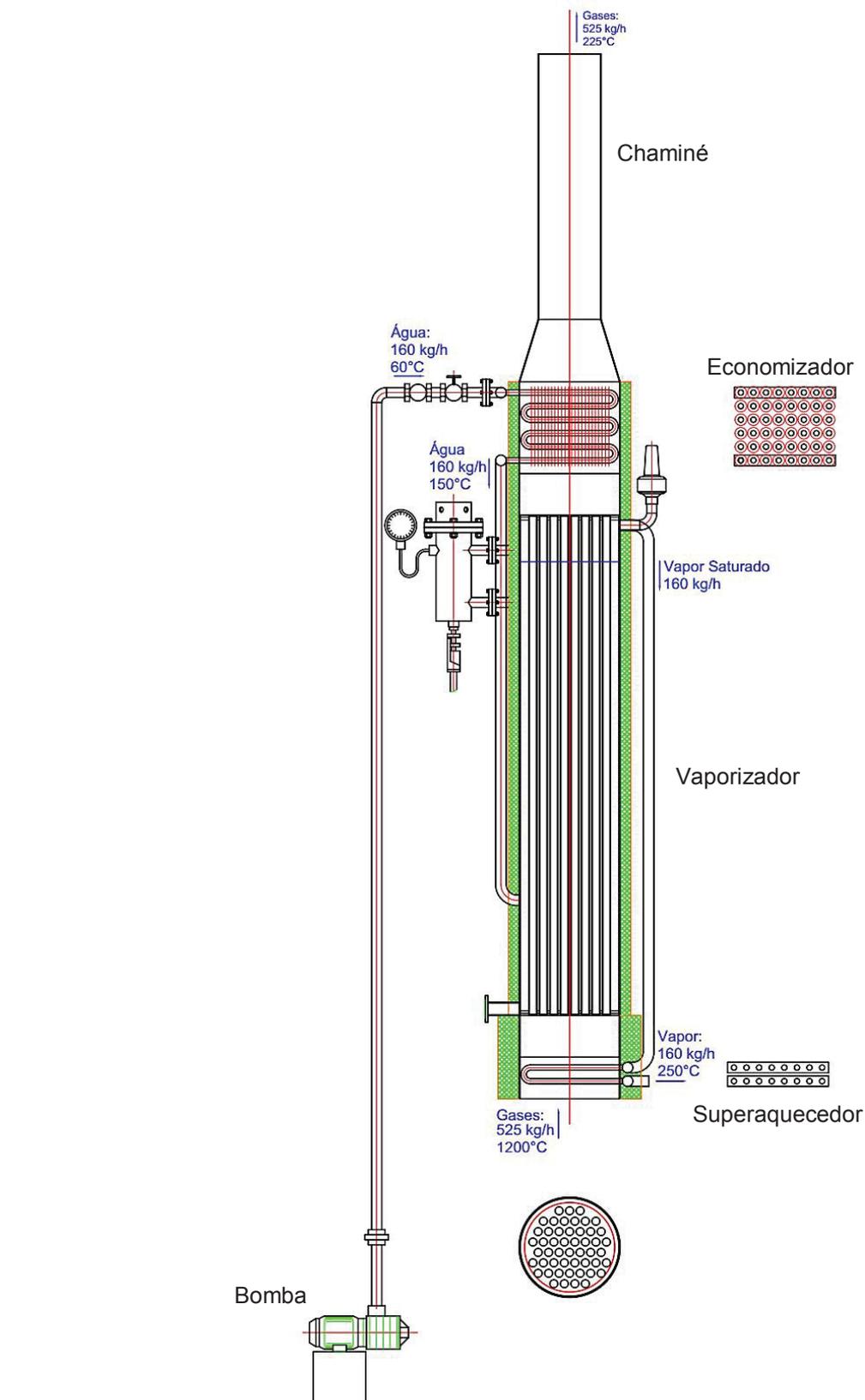
TABELA 4 - DADOS DE OPERAÇÃO DO GV AO SE QUEIMAR BIOMASSA

Água de alimentação	Água preaquecida (saída do economizador)
Temperatura: 60°C Pressão: 8 bar Vazão mássica: 160 kg/h	Temperatura: 150°C
Vapor na saída do vaporizador	Vapor superaquecido (saída do superaquecedor)
Estado: saturado (x=1)	Temperatura: 250°C
Gases de combustão (ingressando no superaquecedor)	Gases de exaustão (saindo da chaminé)
Temperatura: 1200°C Vazão mássica: 525 kg/h	Temperatura: 225°C
Ar de admissão	
Temperatura: 70°C Vazão mássica: 500 kg/h	

FONTE: O Autor (2020).

Em seguida, cada componente do GV foi separadamente analisado e os seus parâmetros geométricos e estruturais obtidos por medição através de uma trena e inspeção visual. Esses parâmetros são indispensáveis para o fechamento do equacionamento, como, por exemplo, para a determinação dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção interno e externo aos feixes tubulares dos trocadores de calor, que variam em função da geometria dos tubos e configuração dos escoamentos, e para as áreas dos componentes expostos ao ambiente, dado relevante para quantificar o calor perdido por condução e convecção por arrefecimento.

FIGURA 8 - MODELO DE PROJETO DO INCINERADOR DO NPDEAS E PARÂMETROS DE OPERAÇÃO QUANDO ALIMENTADO POR BIOMASSA



FONTE: O Autor (2020).

O próximo passo foi empregar o modelo termodinâmico do sistema (objetivo específico II), porém desprezando a análise de combustão, já que se conhece as propriedades intensivas de cada estado termodinâmico, entrando com os dados de operação observados nesta seção.

Aa áreas de trocas térmicas então foram calculadas de acordo com os parâmetros de funcionamento onde o combustível queimado era biomassa (madeira), tomando a primeira lei da termodinâmica em conjunto com o método da efetividade e, uma vez calculadas, comparadas com as áreas perimétricas reais dos tubos que compõem cada componente a fim de se detectar alguma discrepância.

3.3 MODELO EXERGÉTICO (1ª E 2ª LEIS DA TERMODINÂMICA)

O modelo exergético do sistema de incineração de resíduos sólidos baseia-se na aplicação dos princípios da contabilidade de exergia do sistema global dividido em volumes de controle em regime permanente, onde, para cada componente (volume de controle), foi realizado o balanço de exergia. Nessa modelagem foram desconsiderados os efeitos da energia cinética, potencial gravitacional e tensões viscosas dos escoamentos. Ainda, foram consideradas a combustão no incinerador completa e com excesso de ar, os produtos da combustão modelados como uma mistura de gases ideais e nos gases formados no estado morto toda água presente encontra-se vaporizada.

3.3.1 Eficiência Exergética do Gerador de Vapor e do Sistema de Potência

Para avaliar a eficiência exergética de um equipamento toma-se a ideia do quanto de energia disponível para uso foi efetivamente convertida em “produto”. A parcela restante ou foi destruída por irreversibilidades ou desperdiçada pela transmissão de calor para o ambiente. Logo, para o gerador de vapor tal eficiência pode ser determinada por:

$$\eta_{II_{GV}} = \frac{\dot{Q}_{produto}}{\dot{Q}_{disponivel_{uso}}} \cdot 100 = \frac{\dot{m}_v(e_s - e_1)}{e_{RSU}^{ch} + e_{GLP}^{ch}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (60)$$

onde os termos e_s e e_1 são as exergias específicas de fluxo do vapor superaquecido e da água de alimentação em kJ/kg, respectivamente, ao desprezar os efeitos da

energia cinética, potencial gravitacional e químicos, e os termos e_{RSU}^{ch} e e_{GLP}^{ch} são as exergia químicas liberadas pela combustão na CC1 e na CC2 em kJ/h, respectivamente.

De modo análogo, a eficiência exergética do sistema pode ser definida como:

$$\eta_{II_{SIST}} = \frac{\dot{W}_{turb}}{e_{RSU}^{ch} + e_{GLP}^{ch}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (61)$$

Tais exergias químicas serão definidas posteriormente dentro da abordagem exergética das câmaras de combustão.

3.3.2 Análise da Câmara de Combustão 1 (CC1):

A análise da exergia destruída na CC1, tomada como uma câmara térmica em regime permanente, pode ser estabelecida como:

$$\dot{E}_{d_{CC1}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc1}}\right) (-\dot{Q}_{5_{CC1}}) + e_{RSU}^{ch} + \dot{m}_{ar,1} e_{ar_1} - \dot{m}_{g_1} e_{g_1} - \dot{m}_{RSU} z e_{cinzas} \quad (62)$$

onde a primeira parcela da equação (62) representa a taxa de transferência de exergia através da parede da CC1, sendo T_{cc1} a temperatura média no interior da CC1 em Kelvin, e e_{RSU}^{ch} a taxa de exergia química liberada pela combustão do RSU dada por:

$$e_{RSU}^{ch} = \dot{m}_{RSU} \eta_{CC1} PCI_{RSU} - T_0 (\dot{m}_{RSU} s_{RSU} + \dot{n}_{O_2,R} \bar{s}_{O_2,R} + \dot{n}_{N_2,R} \bar{s}_{N_2,R} - \dot{n}_{CO_2,P} \bar{s}_{CO_2,P} - \dot{n}_{SO_2,P} \bar{s}_{SO_2,P} - \dot{n}_{H_2O,P} \bar{s}_{H_2O,P} - \dot{n}_{N_2,P} \bar{s}_{N_2,P} - \dot{n}_{O_2,P} \bar{s}_{O_2,P}) \quad (63)$$

em que $\dot{n}_{i,x}$ e $\bar{s}_{i,x}$ é a vazão molar e a entropia molar específica da substância “i” no ambiente de referência, e o subscrito “x” representa os subscritos “R” para reagente e “P” para produto.

Eboh, Ahlström e Richards (2016) demonstraram que a influência de matérias inorgânicas sobre a exergia pode ser desconsiderada devido ao seu valor relativamente insignificante.

Para a estimativa da entropia das substâncias orgânicas no RSU, foi utilizada uma correlação na forma de polinômio de primeira ordem conforme indicado por Eboh,

Ahlström e Richards (2016). Neste estudo, foi admitida como modelo uma amostra de lixo misturado onde, a partir da análise estatística de várias amostras de frações de resíduos de RSU, sua entropia padrão pôde ser expressa por:

$$s_{RSU} = 0,0101C^c + 0,0630H^c + 0,0108N^c + 0,0155S^c + 0,0084Cl^c \quad \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \quad (64)$$

Nessa dissertação, o ambiente de referência para a exergia foi considerada como uma mistura de gases ideais que modelam a atmosfera terrestre onde sua composição é dada pela TABELA 5 em termos de frações molares indicadas por y^e .

TABELA 5 - AMBIENTE DE REFERÊNCIA PARA EXERGIA QUÍMICA

Fase gasosa a $T_0=298,15$ K (25°C), $P_0=1$ atm	
Componente	Fração molar y^e (%)
N ₂	75,67
O ₂	20,35
H ₂ O	3,12
CO ₂	0,03
Outro	0,83

FONTE: MORAN, SHAPIRO, *et al.* (2015, p. 651)

Ainda na equação (62), o terceiro e quarto termos representam a taxa de exergia de fluxo para a corrente de ar e de gases, respectivamente, e podem ser contabilizadas por:

$$\dot{m}_{ar,1} e_{ar_1} = \dot{m}_{ar,1} \left[(h_{ar_{aq}} - h_0) - T_0 (s_{ar_{aq}} - s_0) \right]_{ar} \quad [kJ/h] \quad (65)$$

$$\dot{m}_{g_1} e_{g_1} = \dot{m}_{g_1} \left[(h_{g_{cc1}} - h_0) - T_0 (s_{g_{cc1}} - s_0) \right]_{gases} \quad [kJ/h] \quad (66)$$

em que e_{ar_1} é a exergia de fluxo de entrada do ar preaquecido, sendo $s_{ar_{aq}}$ a entropia específica do ar na temperatura t_{aq} , e_{g_1} a exergia de fluxo de saída dos gases, sendo $s_{g_{cc1}}$ a entropia específica dos gases determinada nos seus respectivos ambientes de referência, e h_0 e T_0 a entalpia e temperatura do fluido em análise definidas nas condições ambientes de referência conforme a TABELA 5.

Por fim, o último termo da equação (62) representa a taxa de exergia de fluxo carregada com as cinzas, em que a exergia específica das cinzas foi tomada como: (JACK e OKO, 2018)

$$e_{cinzas} = 0,0004056 T_{cc1}^2 + 0,01057 T_{cc1} - 54,44 \quad [kJ/kg] \quad (67)$$

Logo, pode-se determinar a taxa de exergia destruída na CC1 ($\dot{E}_{d_{CC1}}$).

3.3.3 Análise da Câmara de Pós-Combustão (CC2)

A análise da exergia destruída na CC2, tomada como uma câmara térmica em regime permanente, e desprezando a exergia de elevação da temperatura das cinzas (fato constatado), pode ser estabelecida como:

$$\dot{E}_{d_{CC2}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{CC2}}\right) (-\dot{Q}_{5_{CC2}}) + e_{GLP}^{ch} + \dot{m}_{ar,2} e_{ar_2} + \dot{m}_{g_1} e_{g_1} - \dot{m}_g e_{g_2} \quad (68)$$

onde a primeira parcela da equação (68) representa a taxa de transferência de exergia através da parede da CC2, sendo T_{CC2} a temperatura média no interior da CC2 em Kelvin, e e_{GLP}^{ch} a taxa de exergia química liberada pela combustão do GLP dada por:

$$e_{GLP}^{ch} = \dot{V}_{GLP} \mu_{GLP} (48385) \quad [kJ/h] \quad (69)$$

em que \dot{V}_{GLP} é a vazão volumétrica de gás GLP, μ_{GLP} é a massa específica média do GLP equivalente a 2,5 kg/m³ e o valor de 48385 kJ/kg é a exergia específica do GLP de acordo com Migliavaccaa, Oliveira e Yanagiharac (2016).

Ainda na equação (68), o terceiro e quarto termos representam a taxa de exergia de fluxo para a corrente de ar e de gases que entram, respectivamente, em que aquele pode ser contabilizado por:

$$\dot{m}_{ar,2} e_{ar_2} = \dot{m}_{ar,2} \left[(h_{ar_{aq}} - h_0) - T_0 (s_{ar_{aq}} - s_0) \right]_{ar} \quad [kJ/h] \quad (70)$$

em que e_{ar_2} é a exergia de fluxo de entrada do ar preaquecido, sendo $h_{ar_{aq}}$ e $s_{ar_{aq}}$ a entalpia e entropia específica do ar aquecido.

Por fim, o último termo da equação (68) representa a taxa de exergia de fluxo para a corrente de gases que saem, podendo ser contabilizada por:

$$\dot{m}_g e_{g_2} = \dot{m}_g \left[(h_{g_{CC2}} - h_0) - T_0 (s_{g_{CC2}} - s_0) \right]_{gases} \quad [kJ/h] \quad (71)$$

em que e_{g_2} é a exergia de fluxo de saída dos gases e $s_{g_{CC2}}$ a entropia específica dos gases determinada nos seus respectivos ambientes de referência.

Logo, pode-se determinar a taxa de exergia destruída na CC2 ($\dot{E}_{d_{CC2}}$).

3.3.4 Análise dos Trocadores de Calor: Superaquecedor, Vaporizador, Economizador e Pré-Aquecedor de Ar

A análise da exergia destruída nos componentes do GV em regime permanente, tomados como trocadores de calor, podem ser estabelecidas como:

$$\dot{E}_{d_S} = \left(1 - \frac{T_0}{\left(\frac{T_{CC2} + T_{SV}}{2} \right)} \right) (-\dot{Q}_{5_S}) + \dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_S + \dot{m}_v [e_{v_{in}} - e_{v_{out}}]_S \quad (72)$$

$$\dot{E}_{d_V} = \left(1 - \frac{T_0}{\left(\frac{T_{SV} + T_{VE}}{2} \right)} \right) (-\dot{Q}_{5_V}) + \dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_V + \dot{m}_v [e_{v_{in}} - e_{v_{out}}]_V \quad (73)$$

$$\dot{E}_{d_E} = \left(1 - \frac{T_0}{\left(\frac{T_{VE} + T_{EP}}{2} \right)} \right) (-\dot{Q}_{5_E}) + \dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_E + \dot{m}_1 [e_{a_{in}} - e_{a_{out}}]_E \quad (74)$$

$$\dot{E}_{d_A} = \left(1 - \frac{T_0}{\left(\frac{T_{ar} + T_{amb}}{2} \right)} \right) (-\dot{Q}_{5_A}) + \dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_A + \dot{m}_{ar,T} [e_{ar_{in}} - e_{ar_{out}}]_A \quad (75)$$

em que as primeiras parcelas representam as taxas de transferência de exergia através da parede dos trocadores, as segundas parcelas a variação líquida da taxa de exergia de fluxo para a corrente de gases, sendo:

$$\dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_S = \dot{m}_g [(h_{g_{CC2}} - h_{SV}) - T_0 (s_{g_{CC2}} - s_{SV})]_{gases} \quad (76)$$

$$\dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_V = \dot{m}_g [(h_{SV} - h_{VE}) - T_0 (s_{SV} - s_{VE})]_{gases} \quad (77)$$

$$\dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_E = \dot{m}_g [(h_{VE} - h_{EP}) - T_0 (s_{VE} - s_{EP})]_{gases} \quad (78)$$

$$\dot{m}_g [e_{g_{in}} - e_{g_{out}}]_A = \dot{m}_g [(h_{EP} - h_g) - T_0 (s_{EP} - s_g)]_{gases} \quad (79)$$

em que s_{SV} , s_{VE} , s_{EP} e s_g são as entropias específicas dos gases de combustão determinadas ao tomar o ar ideal em seu lugar nas respectivas temperaturas t_{SV} , t_{VE} , t_{EP} e t_g .

Ainda nas equações 72-75, as últimas parcelas são referentes à variação líquida da taxa de exergia de fluxo para a corrente de água, vapor e ar como:

$$\dot{m}_v [e_{v_{in}} - e_{v_{out}}]_S = \dot{m}_v [(h_V - h_S) - T_0 (s_V - s_S)]_{vapor} \quad (80)$$

$$\dot{m}_v [e_{v_{in}} - e_{v_{out}}]_V = \dot{m}_v [(h_2 - h_V) - T_0 (s_2 - s_V)]_{vapor} \quad (81)$$

$$\dot{m}_1 [e_{a_{in}} - e_{a_{out}}]_E = \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)]_{\acute{a}gua} \quad (82)$$

$$\dot{m}_{ar,T} [e_{ar_{in}} - e_{ar_{out}}]_A = \dot{m}_{ar,T} [(h_0 - h_{ar_{aq}}) - T_0 (s_0 - s_{ar_{aq}})]_{Ar} \quad (83)$$

em que s_V e s_S são as entropias específicas do vapor tomados na temperatura de vaporização e superaquecimento, respectivamente, s_2 e s_1 as entropias específicas da água tomadas nas temperaturas θ_2 e θ_1 , respectivamente, $s_{ar_{aq}}$ a entropia específica do ar na temperatura t_{aq} , e $\dot{m}_{ar,T}$ a vazão mássica total de ar ($\dot{m}_{ar,1} + \dot{m}_{ar,2}$).

Logo, podem ser determinadas as taxas de destruição de exergia no superaquecedor (\dot{E}_{d_S}), no vaporizador (\dot{E}_{d_V}), no economizador (\dot{E}_{d_E}) e no aquecedor de ar (\dot{E}_{d_A}).

3.3.5 Análise da Turbina Acoplada

A análise da exergia destruída na turbina pode ser determinada a partir de um balanço da taxa de exergia aplicado a um volume de controle adiabático em regime permanente que engloba a turbina como:

$$\dot{E}_{d_t} = -\dot{W}_{turb} + \dot{m}_v [e_{v_{in}} - e_{v_{out}}]_T \quad (84)$$

onde \dot{W}_{turb} representa a transferência de exergia associada ao trabalho, que é simplesmente a potência; e a segunda parcela representa a variação líquida da taxa de exergia de fluxo para a corrente de vapor dada por:

$$\dot{m}_v [e_{v_{in}} - e_{v_{out}}]_T = \dot{m}_v [(h_S - h_T) - T_0 (s_S - s_T)]_{vapor} \quad (85)$$

em que s_T é a entropia específica do vapor tomada na temperatura de saída da turbina.

Logo, pode-se determinar a taxa de destruição de exergia na turbina (\dot{E}_{dt}).

3.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA E OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

Otimização termodinâmica é a prática pela qual é selecionado um método numérico para encontrar o mínimo ou máximo de uma variável indeterminada (função objetivo) em um conjunto de equações para as quais há um ou mais graus de liberdade (parâmetros de otimização).

As componentes chaves da formulação de um problema de otimização são a função objetivo, o modelo do processo e as restrições. A função objetivo é a função matemática cujo máximo ou mínimo deseja-se determinar em termos dos parâmetros de otimização do processo ou sistema em análise. O modelo do processo e as restrições descrevem as inter-relações entre estas variáveis. Parâmetros de otimização são as variáveis independentes que aparecem na função objetivo. Correspondem, em número, ao excesso de variáveis em relação ao número de equações (restrições de igualdade), isto é, o grau de liberdade do sistema. Restrições são os limites impostos ao sistema ou estabelecidos pelas leis naturais que governam o comportamento do sistema, a que estão sujeitas aos parâmetros de otimização. As restrições podem ser de igualdade (equações) ou de desigualdade (inequações). A região de busca ou região viável, é a região do espaço definido pelos parâmetros de otimização, delimitada pelas restrições, em cujo interior ou em cuja fronteira se localiza o ótimo da função objetivo.

Os métodos de métrica variável ou quasi-Newton são bem conhecidos e comumente usados em conexão com a otimização sem restrições, já que possuem boas propriedades de convergência teórica e prática.

O método de otimização da métrica variável é basicamente uma versão multidimensional do método de Aproximações Quadráticas. A ideia básica é ajustar a função objetivo a uma função quadrática de todas as variáveis independentes. A função quadrática é então diferenciada e definida para zero para localizar um novo ponto de referência. O método requer necessariamente primeiras derivadas numéricas (gradiente) e segundas derivadas (a matriz Hessiana) e a cada iteração a

matriz Hessiana deve ser atualizada, o que pode causar problemas em algumas circunstâncias quando as equações não são resolvidas com tolerâncias estreitas.

No software utilizado nesta dissertação (*Engineering Equation Solver-EES*), tal método já se encontra incluso em sua biblioteca bastando selecionar a operação de otimização e o método.

A ideia empregada neste trabalho leva em consideração que o incinerador analisado não foi construído com a finalidade de gerar potência por uma turbina acoplada, mas sim para ser uma solução efetiva para resíduos sólidos gerados na própria universidade. Portanto, além da análise da eficiência térmica e exergética do incinerador e gerador de vapor, será proposto a instalação de uma turbina para gerar potência. Com isso, o foco do trabalho recai em quais parâmetros de operação do GV podem ser ajustados a fim de garantir um sistema gerador de potência otimizado.

Para isso foram criados dois cenários em que o primeiro é voltado para a otimização da eficiência exergética do GV visando o maior aproveitamento da queima do RSU e o segundo cenário voltado para a otimização da geração de potência na turbina.

Nesse sentido, a partir do modelo matemático desenvolvido e implementado, informa-se ao software os parâmetros de otimização, que foram escolhidos tendo a facilidade de alterá-los no sistema físico real, e seleciona-se o método de otimização disponível informando também qual a função objetivo a otimizar. Esse processo foi realizado para cada cenário.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo será apresentado os resultados obtidos ao se realizar a síntese do sistema com base na planta existente. Isso consistiu da identificação dos fenômenos físicos, que definiram as hipóteses a serem consideradas pelo modelo matemático. Em função disso, construiu-se o modelo matemático que produziu os resultados apresentados nas seções seguintes, procurando para isso identificar os parâmetros de operação de maior impacto no desempenho do sistema com vistas não só aos rendimentos térmicos e exergéticos, mas também, à obtenção de máxima saída de potência numa turbina hipoteticamente instalada.

Para isso e para a otimização do sistema de potência todo equacionamento foi desenvolvido no programa EES através da variação dos parâmetros de operação selecionados (parâmetros de otimização) e a posterior análise feita pelo método gráfico.

Em se tratando de programação numérica, torna-se importante definir um limite de parada e convergência dos resultados (região viável), visto que um modelo lógico idealizado deve representar de perto o comportamento do sistema físico em estudo. Portanto, o critério de restrição para a rotina de cálculos foi considerada ou o título do vapor na saída da turbina igual ou menor que 90% (na programação $x_T > 0,90$; valor este considerado visto que valores de títulos menores podem causar complicações estruturais na turbina, como por exemplo, a presença de gotículas de água causam erosão de suas palhetas) ou alguma singularidade numérica do programa caso ocorra.

Nesse contexto, os parâmetros de otimização selecionadas para análise foram: a pressão de elevação da bomba, a vazão mássica de água bombeada, a temperatura da água ao ingressar no economizador (que hipoteticamente seria proveniente de um condensador) e a vazão mássica de RSU. Portanto, os resultados obtidos e discutidos neste capítulo se centrarão no efeito causado pela variação dessas variáveis no modelo energético e exergético, sejam isoladas ou em conjunto.

As funções objetivo são, portanto, o rendimento energético e exergético do incinerador (GV) e do sistema de potência (GV+turbina), a potência extraída da turbina e a exergia destruída em cada componente.

4.1 CARACTERIZAÇÃO DA USINA DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS

Em consonância com a seção 3.1, seguem na TABELA 6 os parâmetros geométricos de cada componente isolado do GV.

TABELA 6 - PARÂMETROS ESTRUTURAIS DO SISTEMA FÍSICO

VOLUME DE CONTROLE	PARÂMETRO	VALOR	UNIDADE
CC1 Câmara de Combustão	Área lateral da superfície externa	2,74	m ²
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,04	m
CC2 Câmara de Pós Combustão	Área lateral da superfície externa	5,52	m ²
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,06	m
Superaquecedor	Área lateral da superfície externa	1,2	m ²
	Diam. Externo tubos	0,035	m
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,06	m
	Passo transversal dos tubos	0,06	m
	Passo longitudinal dos tubos	0,12	m
	Qtidade. Tubos	8	-
Comp. Linear de cada tubo	0,82	m	
Vaporizador	Área lateral da superfície externa	3,14	m ²
	Diam. Externo tubos	0,035	m
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,04	m
	Passo transversal dos tubos	0,045	m
	Passo longitudinal dos tubos	0,045	m
	Qtidade. Tubos	50	-
Comp. Linear de cada tubo	2	m	
Economizador	Área lateral da superfície externa	1,8	m ²
	Diam. Externo tubos	0,020	m
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Espessura do isolante térmico	0,04	m
	Passo transversal dos tubos	0,04	m
	Passo longitudinal dos tubos	0,05	m
	Qtidade. Tubos	10	-
Comp. Linear de cada tubo	4	m	
Pré-Aquecedor de Ar	Área lateral da superfície externa	2,63	m ²
	Diam. Externo tubos	0,020	m
	Espessura da parede externa	0,002	m
	Passo transversal dos tubos	0,03	m
	Passo longitudinal dos tubos	0,03	m
	Qtidade. Tubos	35	-
	Comp. Linear de cada tubo	2,5	m

FONTE: O Autor (2020).

4.2 ÁREA DE TROCA TÉRMICA DOS COMPONENTES DO GV

Na seção anterior foi percorrido os resultados obtidos ao se cumprir o objetivo específico I. Nesta seção, entretanto, será abordado os resultados ao se empregar a modelagem energética para determinação das áreas de troca térmica dos trocadores

de calor do GV, pois esses são parâmetros de entrada para a análise paramétrica e exergética em cumprimento dos objetivos específicos III e IV.

Portanto, após o emprego do modelo energético do sistema (seção 3.2) ao entrar com os parâmetros de funcionamento nominais com queima de biomassa, conforme mostrado na FIGURA 8 e demais dados mencionados na seção 3.2.10, mais os parâmetros estruturais do sistema físico conforme mostrado na TABELA 6, os resultados encontrados para as áreas de troca térmica foram (TABELA 7):

TABELA 7 - ÁREAS DE TROCAS TÉRMICAS DE CADA COMPONENTE ISOLADO DO GV

COMPONENTE	ÁREA REAL (<i>Observada</i>) (m ²)	ÁREA CALCULADA (m ²)
Superaquecedor	≈ 0,73	0,71
Vaporizador	≈ 11,00	10,71
Economizador	Impossível - (aletado)	5,95
Pré-Aquecedor de Ar	≈ 5,49	5,96

Nota: ÁREA REAL=(π *diâmetro do tubo*comp. Linear do tubo*Qtdade de tubos)

Na TABELA 7 as áreas reais foram obtidas por inspeção visual e medição dos diâmetros externos, número de fileiras, disposição e comprimento linear dos tubos de cada trocador de calor. No entanto, como os feixes tubulares de cada componente são dispostos internamente à estrutura externa, por esta razão, tais medidas podem conter alguma incerteza nas medições, visto a dificuldade em se mensurar alguns aspectos geométricos/estruturais do sistema. Porém, em geral, os valores encontrados por esta frente em vista dos valores calculados empregando-se o modelo energético são bastante coerentes como pode ser notado.

4.3 MODELO ENERGÉTICO (ANÁLISE PARAMÉTRICA)

Para obter os resultados em questão, as áreas de trocas térmicas determinadas na seção anterior (4.2) foram fixadas e os demais parâmetros de operação variados e os resultados analisados. Configura-se então uma análise paramétrica do sistema.

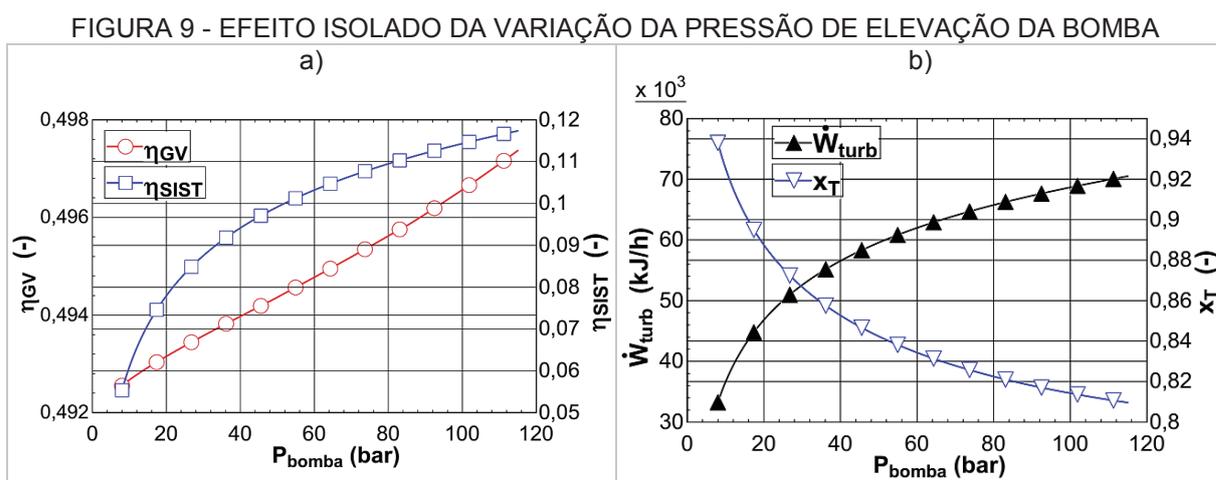
Cabe salientar, como será percebido nas análises subsequentes, que a vazão de água bombeada em geral teve que ser reduzida se comparada à da vazão nominal quando incinerado biomassa (160 kg/h na FIGURA 8). Esta redução foi devida às temperaturas médias no interior das câmaras de combustão serem inferiores às de quando incinerado biomassa por dois motivos, primeiro por ser o RSU um combustível de PCI mais baixo e segundo pelo fato da alta vazão de ar na CC1. Como foi imposta

uma restrição de parada do programa quando atingido o título do vapor na saída da turbina, a redução das temperaturas nas câmaras impactou na redução da vazão mássica de água. Esse efeito foi notado inclusive na simulação do programa.

4.3.1 Efeito Isolado da Variação da Pressão de Elevação da Bomba

Para a realização da análise sobre o impacto que a variação da pressão da bomba causaria no GV e no sistema, foram consideradas fixas os valores das outras variáveis elegíveis, sendo elas: a vazão mássica de água bombeada e sua temperatura em $\dot{m}_1 = 110 \text{ kg/h}$ e $\theta_1 = 60^\circ\text{C}$ e a vazão de RSU na CC1 em $\dot{m}_{RSU} = 50 \text{ kg/h}$.

A FIGURA 9 traz os resultados encontrados onde a pressão na bomba foi varrida de 0 a 120 bar (12MPa).



FONTES: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito no rendimento térmico do GV e do Sistema.

b) Efeito na potência e título do vapor na saída da turbina.

A FIGURA 9-a acima indica que o impacto do aumento da pressão de elevação é positivo, principalmente para o ganho no rendimento térmico do sistema, que pode ser melhorado em cerca de 6%. No entanto, esse baixo rendimento (0,12 no máximo) do sistema é devido ao fato de que o gerador de vapor foi construído com o objetivo de incinerar os resíduos apenas e seu projeto inicial não contemplava uma turbina acoplada gerando potência. Para o rendimento térmico do GV o aumento da pressão pouco impactou permanecendo na casa dos 49%.

A FIGURA 9-b indica que a potência extraída da turbina também foi positivamente impactada pelo aumento da pressão na bomba passando por marcas de aproximados 33MJ/h (~9,16kW) na pressão de 8bar até 66MJ/h (~18,33KW) na pressão de 84bar, ou seja, um aumento de aproximados 100%. Isto era de esperar, visto que uma maior pressão de alta favorece um maior potencial para desenvolver trabalho. Obviamente, pressões tão elevadas podem não ser viáveis na prática, tanto por questões econômicas quanto por questões de maiores esforços termomecânico no equipamento.

Cabe salientar que o programa atingiu o limite imposto pela restrição do título do vapor na saída da turbina numa pressão de aproximados 16 bar. Para pressões além, o título diminuiu ainda mais como pode ser visto na FIGURA 9-b. Este fato também era de se esperar visto que, ao se aumentar a pressão de bombeamento do GV, a temperatura na qual o calor é absorvido pelo fluido aumenta, representando um aumento da potência. Contudo, para temperaturas semelhantes do vapor na entrada da turbina, o título é reduzido. Este percalço, em geral, poderia ser contornado pelo reaquecimento do vapor.

Portanto ficou evidente que o aumento da pressão da bomba melhorou o desempenho geral do sistema, no entanto, não muito otimista devido ao título do vapor na saída da turbina ser um fator limitante. Obviamente, se esse aumento da pressão fosse acompanhado da redução da vazão mássica de vapor, por exemplo, poderia, então, ser atingido maiores pressões de elevação e, conseqüentemente, maior melhoria do desempenho.

4.3.2 Efeito isolado da Variação da Vazão Mássica de RSU

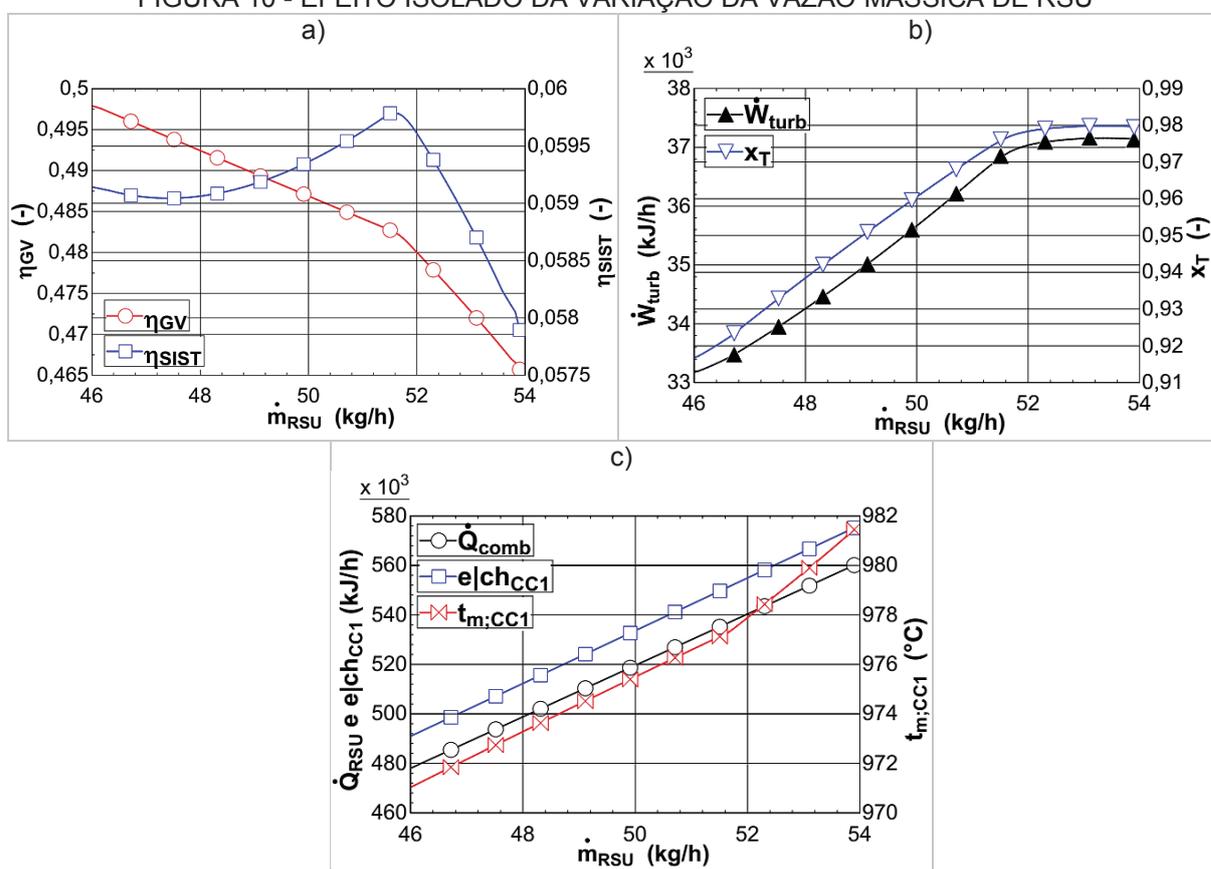
Para a realização da análise sobre o impacto que a variação da vazão mássica de RSU causaria no GV e no sistema, foram consideradas fixas os valores das outras variáveis elegíveis, sendo elas: a vazão mássica de água bombeada, sua temperatura e sua pressão de superaquecimento em $\dot{m}_1 = 110 \text{ kg/h}$, $\theta_1 = 60^\circ\text{C}$ e $p_{bomba} = 8 \text{ bar}$.

A FIGURA 10 traz os resultados encontrados onde a vazão mássica de RSU foi varrida de 46 a 54 kg/h, ou seja, regime de operação de 92% a 108%.

A FIGURA 10-a indica que o impacto do aumento da vazão mássica de RSU foi levemente negativo para o rendimento térmico do GV em cerca de 4% dentro da faixa. Tal comportamento declinante é devido ao maior aporte térmico na CC1 com a

combustão do RSU (FIGURA 10-c), que supera a elevação da entalpia do vapor superaquecido que deixa o GV. Entretanto, o comportamento do rendimento térmico do sistema indica que existe uma vazão mássica ótima (em torno de 51,5 kg/h para esta análise) configurando um máximo local para o sistema. Apesar de no início a variação média desse parâmetro de rendimento não ser tão relevante, após o valor ótimo, o gráfico exibe uma taxa de declinação mais elevada, sendo, portanto, uma região a ser evitada. Esse comportamento é devido ao fato de que, a partir do valor ótimo, a taxa de crescimento do aporte térmico fornecido com a queima de RSU na CC1 supera a taxa de crescimento da potência produzida na turbina.

FIGURA 10 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito no rendimento térmico do GV e do Sistema.

b) Efeito na potência e título do vapor na saída da turbina.

c) Efeito no aporte térmico, exergia química e temperatura na CC1.

A FIGURA 10-b indica que o impacto do aumento da vazão mássica de RSU foi positivo tanto para o ganho em potência na turbina quanto para o título do vapor ao sair desta. No entanto, da mesma forma que nos resultados anteriores, esse comportamento possui um limite máximo local em torno da vazão mássica ótima de

RSU. Portanto é possível aumentar a potência extraída da turbina em cerca de 12% aumentando a vazão mássica de RSU em torno de 17%, onde nas condições impostas pelas outras variáveis fixas, pode-se atingir cerca de 37 MJ/h (~10,27 kW). Em relação ao título do vapor, seu comportamento pode ser explicado devido ao maior aporte térmico do sistema enquanto se mantém fixa a vazão mássica de água bombeada.

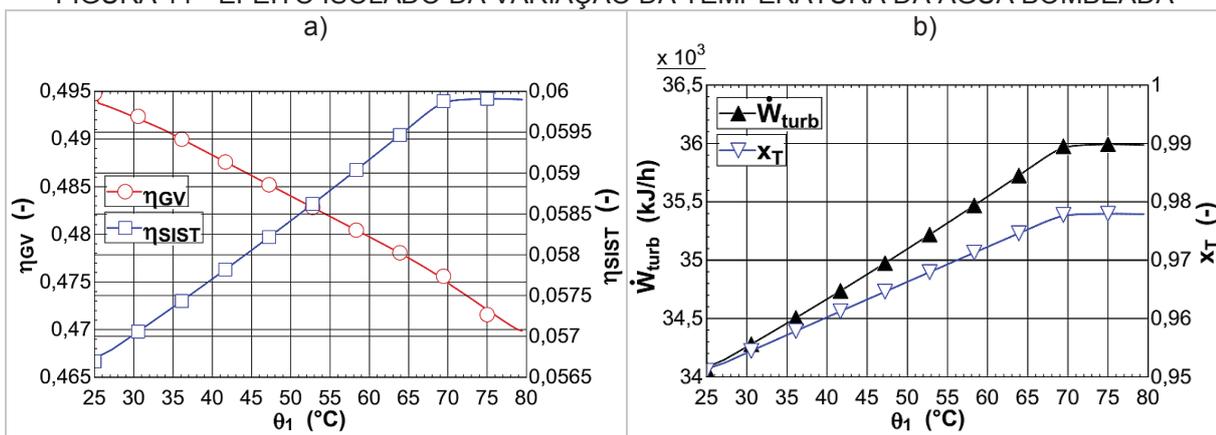
Portanto ficou evidente que apesar do aumento da vazão mássica de RSU reduzir modestamente o desempenho do GV e exibir um valor ótimo para o sistema, no entanto, foi determinante para o ganho em potência extraída da turbina e um alto título do vapor ao deixá-la.

4.3.3 Efeito Isolado da Variação da Temperatura da Água Bombeada

Para a realização da análise sobre o impacto que a variação da temperatura da água de alimentação causaria no GV e no sistema, foram consideradas fixas os valores das outras variáveis elegíveis, sendo elas: a vazão mássica de água bombeada e sua pressão de superaquecimento em $\dot{m}_1 = 110 \text{ kg/h}$ e $p_{bomba} = 8 \text{ bar}$ e a vazão de RSU na CC1 em $\dot{m}_{RSU} = 50 \text{ kg/h}$.

A FIGURA 11 traz os resultados encontrados onde a temperatura da água de alimentação foi varrida de 25°C (t_{amb}) a 80°C.

FIGURA 11 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA BOMBEADA



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito no rendimento térmico do GV e do Sistema.

b) Efeito na potência e título do vapor na saída da turbina.

A FIGURA 11-a indica que o impacto do aumento da temperatura da água de alimentação foi linearmente negativo para o rendimento térmico do GV exibindo uma variação de -2,5% dentro da faixa. Tal comportamento declinante é devido ao menor

fluxo térmico de entrada com a água aquecida ($\dot{m}_v(h_S - h_1)$, $h_1 = f(\theta_1)$) ao mesmo tempo que se mantém inalteradas as fontes térmicas devido à combustão ($\dot{Q}_{RSU} + \dot{Q}_{GLP}$). Para o rendimento térmico do sistema o impacto do aumento da temperatura da água de alimentação foi linearmente positivo até um certo valor e, após, tendeu a um platô. No entanto, pode ser verificado que na média tal parâmetro de operação não causou um efeito relevante.

A FIGURA 11-b indica que o impacto do aumento da temperatura da água de alimentação foi positivo tanto para o ganho em potência na turbina quanto para o título do vapor ao sair desta. No entanto esse comportamento tendeu a um platô a partir de uma certa temperatura que neste caso, gira em torno de 70°C. Portanto é possível aumentar a potência extraída da turbina em cerca de 6% apenas aumentando a temperatura da água de alimentação em torno de 45°C, onde nas condições impostas pelas outras variáveis fixas, pode-se atingir cerca de 36 MJ/h (~10,0 kW). Em relação ao título do vapor, seu comportamento é devido à menor diferença de temperaturas entre a água ao sair e entrar no sistema enquanto se mantém fixas a vazão mássica de água bombeada e as fontes de calor, ou ainda devido à maior entalpia de superaquecimento (que é função da temperatura de superaquecimento) quando mantida a eficiência isentrópica da turbina.

Portanto ficou evidente que o aumento da temperatura da água de alimentação reduziu modestamente o desempenho térmico do GV, no entanto, auxiliou para o ganho em potência extraída da turbina e um alto título do vapor ao deixar essa, até certo ponto.

Ademais, o aumento da temperatura da água de alimentação pode ser visto como a redução da vazão mássica de fluido de resfriamento em um condensador hipotético instalado antes da bomba, ou ainda, o aumento da temperatura na qual o calor é rejeitado pelo fluido de trabalho no condensador.

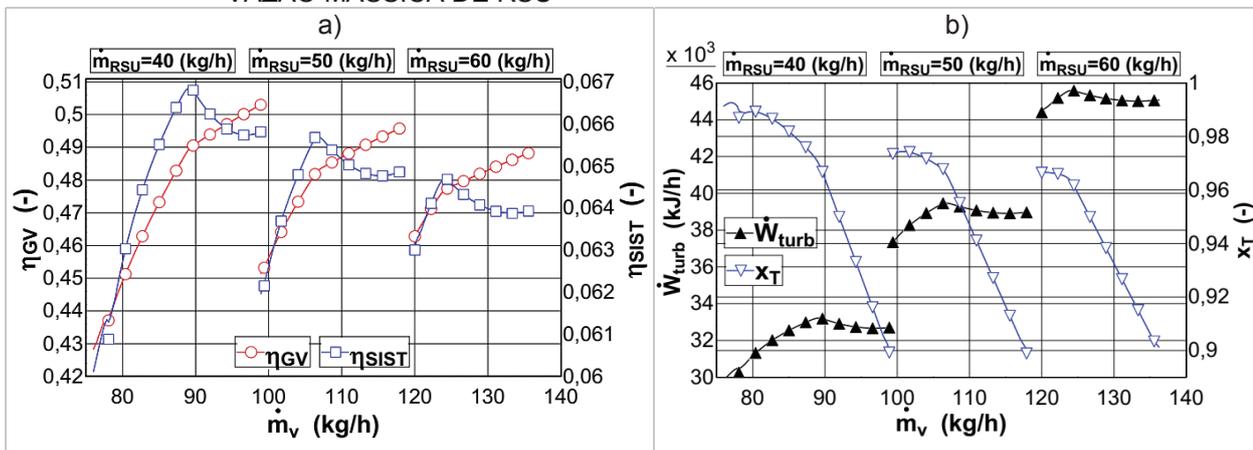
4.3.4 Efeito da Variação da Vazão Mássica de Água Bombeada Dada uma Vazão Mássica de RSU

Visto que a vazão mássica de água bombeada estará sempre atrelada à vazão mássica de RSU ou regime de operação, quando o que se procura é rendimento termodinâmico, para a realização da análise sobre o impacto que a variação da vazão mássica de água bombeada causaria no GV e no sistema, foram consideradas fixas

os valores das outras variáveis elegíveis, sendo elas: a temperatura da água de alimentação em $\theta_1 = 60^\circ C$, a pressão de superaquecimento em $p_{bomba} = 8 \text{ bar}$ e a vazão de RSU na CC1 que foi tomada em três regimes de operação como $\dot{m}_{RSU} = 40 \text{ kg/h}$, 50 kg/h e 60 kg/h .

A FIGURA 12 traz os resultados encontrados onde a vazão mássica de água bombeada foi varrida de 78 kg/h a 99 kg/h para o regime de 40 kg/h de RSU, de 99 kg/h a 118 kg/h para o regime de 50 kg/h de RSU e 120 kg/h a 136 kg/h para o regime de 60 kg/h de RSU. Estes limites foram determinados pelo título do vapor na saída da turbina igual a 90% ou por singularidades numéricas do próprio programa.

FIGURA 12 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA BOMBEADA DADA UMA VAZÃO MÁSSICA DE RSU



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito no rendimento térmico do GV e do Sistema.

b) Efeito na potência e título do vapor na saída da turbina.

A FIGURA 12-a indica que, dado um regime de operação, o impacto do aumento da vazão mássica de água bombeada faz com que obtenha-se maiores rendimentos térmicos do GV, enquanto no rendimento térmico do sistema existe uma vazão mássica ótima configurando máximo local, e ao mesmo tempo em que a potência na saída da turbina também aumenta até um máximo local (FIGURA 12-b). Como exemplo, para o regime de 40 kg/h o rendimento térmico do GV aumentou de aproximados 7% atingindo um valor de 0,50. O incremento no rendimento térmico do GV é devido à maior vazão mássica de água aumentar o calor útil absorvido. Cabe salientar que, com maior vazão de água mantendo-se as fontes térmicas, a energia fornecida é distribuída para um maior volume de fluido o que reduz as temperaturas da água em todos os seus estados ao longo do GV. O comportamento do rendimento térmico do sistema de potência acompanha o perfil do impacto que o aumento da

vazão mássica de água bombeada causa na potência extraída da turbina. De modo geral, analisando o comportamento do GV e do sistema tendo em vista todos os regimes de operação, pode-se concluir da FIGURA 12 “a” e “b” que com o aumento da vazão de água bombeada tanto o rendimento térmico do GV quanto o do sistema tendem a diminuir enquanto que a potência extraída da turbina apresenta um efeito contrário, tendendo a aumentar e podendo atingir um ganho de aproximados 39% quando analisados seus picos. Conclui-se também, que ao passar de um regime para outro, ambos os rendimentos térmicos do GV e do sistema de potência tendem a diminuir suas variações no eixo vertical, apresentando um comportamento cada vez mais linear, o que indica que para maiores regimes de operação a variação dos rendimentos tendem a se tornarem irrelevantes.

A FIGURA 12-b indica que, dado um regime de operação, o impacto do aumento da vazão mássica de água bombeada faz com que obtenha-se picos de potência em torno da vazão mássica ótima. Portanto, tomando como exemplo o regime de operação de 40 kg/h de RSU, é possível aumentar a potência extraída da turbina em cerca de 9,5% apenas aumentando a vazão mássica de água bombeada em torno de 14%, onde nas condições impostas pelas outras variáveis fixas, pode-se atingir cerca de 33,3 MJ/h (~9,25 kW). Em relação à redução do título do vapor na saída da turbina, seu comportamento é devido ao maior volume de água percorrendo o sistema enquanto se mantém inalterado o aporte térmico. De modo geral, analisando o comportamento do sistema de potência, tendo em vista todos os regimes de operação, pode-se ainda concluir da FIGURA 12-b que com o aumento da vazão de água bombeada (acompanhada da devida vazão de RSU) o título do vapor na saída da turbina tende a diminuir enquanto que a potência extraída tende a aumentar, porém, observando apenas os picos de potência, o título tende a permanecer aproximadamente constante.

Portanto ficou evidente que o aumento da vazão mássica de água bombeada, dado um regime de operação, é capaz de aumentar o rendimento térmico do GV, enquanto que para o rendimento térmico do sistema de potência há uma vazão de água ótima, e, não menos, foi determinante para o ganho em potência extraída da turbina, porém, a um reduzido título do vapor ao deixar essa. E de modo geral, tendo em vista todos os regimes de operação, ficou evidente que o aumento da vazão mássica de água bombeada causa a degradação de ambos os rendimentos do GV e

do sistema de potência e do título do vapor ao deixar a turbina ao passo que foi determinante para o ganho em potência.

4.3.5 Efeito da Variação da Vazão Mássica de RSU Dada uma Pressão de Elevação e Mantendo-se Fixo o Título do Vapor na Saída da Turbina

A presente análise foi pensada no sentido de que, dada uma certa pressão de elevação da bomba, como estaria relacionada a vazão mássica de água bombeada de acordo com um regime de operação do GV para que se garanta um título na saída da turbina equivalente a 90%, ou seja, aproveitando ao máximo a energia de expansão do vapor sem que comprometa estruturalmente este componente. Portanto, para a realização desta análise, foram consideradas fixas os valores das outras variáveis elegíveis, sendo elas: a temperatura da água de alimentação em $\theta_1 = 60^\circ\text{C}$, o título do vapor ao deixar a turbina em 90% (com isso a vazão mássica de água bombeada se torna uma variável independente), e a pressão de elevação na bomba tomada em três instâncias sendo elas $p_{bomba} = 10 \text{ bar}, 20 \text{ bar e } 30 \text{ bar}$.

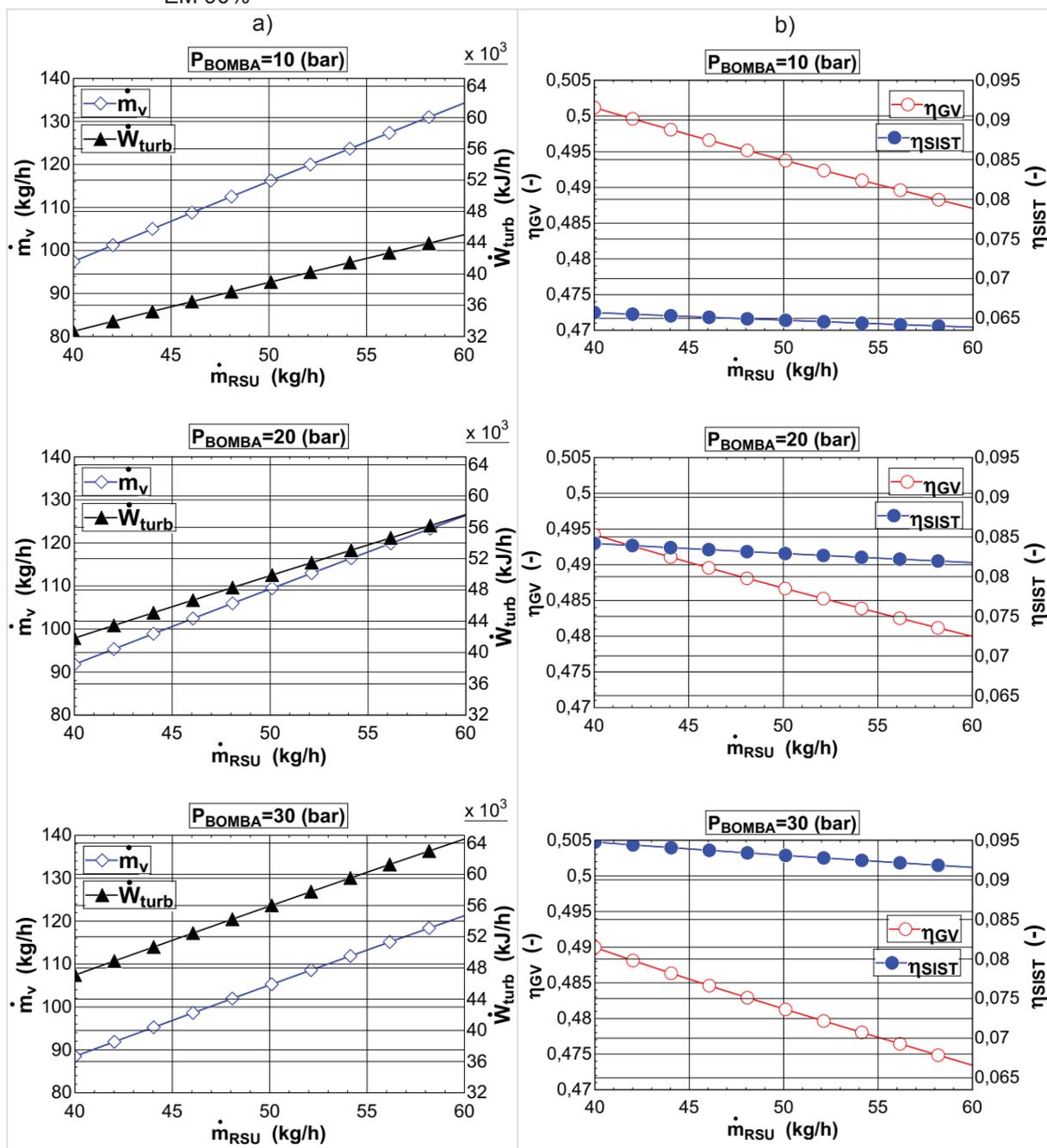
A FIGURA 13 traz os resultados encontrados em que os gráficos estão dispostos sequencialmente na mesma escala a fim de facilitar suas comparações, e onde a vazão mássica de RSU foi varrida de 40 kg/h a 60 kg/h, ou seja, dentro do regime de operação de 80 a 120%.

A FIGURA 13-a indica que, dada uma pressão de elevação na bomba, o aumento da vazão mássica de RSU deve ser acompanhada de um aumento na vazão mássica de água bombeada e esse casamento faz com que se obtenha maiores potências de saída da turbina podendo atingir aproximados 64,5 MJ/h (~17,9 kW) na pressão de 30 bar em regime de 120% ($\dot{m}_{RSU} = 60 \text{ kg/h}$).

O aumento conjunto da vazão mássica de água bombeada com a vazão mássica de RSU já era esperado visto que como se deseja manter o título mínimo do vapor na saída da turbina em 90%, ao aumentar o aporte térmico na CC1, aumenta-se o calor disponível no sistema e, se não for acompanhado de um maior volume de fluido circulando-o, o título desejado conseqüentemente aumentaria reduzindo-se assim o potencial de trabalho na turbina. De modo geral, tendo em vista todas as pressões de elevação na bomba, pode-se concluir da FIGURA 13-a que com o aumento dessa é capaz de se obter maiores potências na turbina com menos fluido circulando o sistema, e, portanto, tornando-se um empreendimento atrativo. Para o

regime de operação de 100%, observa-se que é capaz de aumentar a potência em cerca de 43% enquanto se reduz a vazão mássica de água em cerca de 9%.

FIGURA 13 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU DADA UMA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO E MANTENDO-SE FIXO O TÍTULO DO VAPOR NA SAÍDA DA TURBINA EM 90%



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito na potência da turbina e na vazão mássica de água do GV.

b) Efeito no rendimento térmico do GV e do Sistema.

A FIGURA 13-b indica que, dada uma pressão de elevação na bomba, o impacto do aumento da vazão mássica de RSU foi negativo para ambos os

rendimentos térmicos do GV e do sistema pelas mesmas razões mencionadas na análise da FIGURA 10-a. No entanto, analisando o comportamento do GV e do sistema tendo em vista todas as pressões de elevação na bomba, pode-se concluir que com o aumento dessa é capaz de se obter maiores rendimentos térmicos do sistema de potência porém, a preço do rendimento térmico do GV, contudo, não muito significativo perante ao ganho em potência.

Portanto, tendo em vista todas as pressões de elevação na bomba, ficou evidente que o aumento conjunto da pressão de elevação na bomba e do regime de operação é capaz de aumentar o desempenho térmico do sistema de potência ao mesmo tempo que foi determinante para o ganho em potência extraída da turbina aliado a menores fluxos de trabalho circulando o sistema.

4.4 MODELO EXERGÉTICO

Para a realização da análise exergética tendo em vista o impacto que a variação dos parâmetros de operação causaria no GV e no sistema, foram consideradas as mesmas premissas da análise do modelo energético.

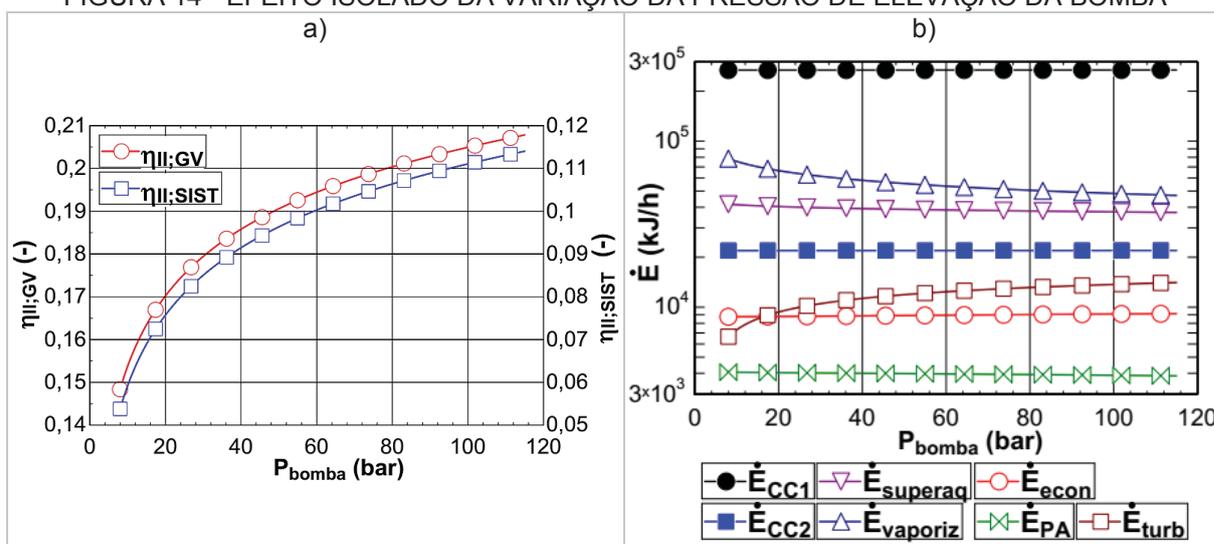
4.4.1 Efeito Isolado da Variação da Pressão de Elevação da Bomba

O efeito da variação da pressão de elevação da bomba na eficiência exergética do GV e do Sistema e na destruição de exergia segue ilustrado na FIGURA 14.

A FIGURA 14-a indica que o impacto do aumento da pressão de elevação é positivo para a eficiência exergética de ambos o gerador de vapor e sistema, alcançando marcas de melhoria próximas a 6%.

A FIGURA 14-b indica que o impacto do aumento da pressão de elevação foi mais pronunciado pela contabilidade da exergia destruída no vaporizador e no superaquecedor, diminuídas nesses componentes e, na turbina, havendo um aumento significativo na exergia destruída, como pode ser visto na escala logarítmica. Na turbina a principal irreversibilidade sofrida pelo fluido de trabalho está associada à sua expansão e o escoamento do fluido pelos canais e palhetas, fato este que é diretamente proporcional à pressão de alta.

FIGURA 14 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO DA BOMBA



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito na eficiência exergética do GV e do Sistema.

b) Efeito na contabilidade da exergia destruída em cada componente.

Termodinamicamente, a pressão da bomba é uma propriedade intensiva que define e é diretamente proporcional à entalpia da água em seus diversos estados. Como essa entalpia é uma variável independente das funções objetivo tratadas, seu aumento refletiu positivamente no resultado dessas. Essa diretriz se aplica inclusive à análise do modelo energético.

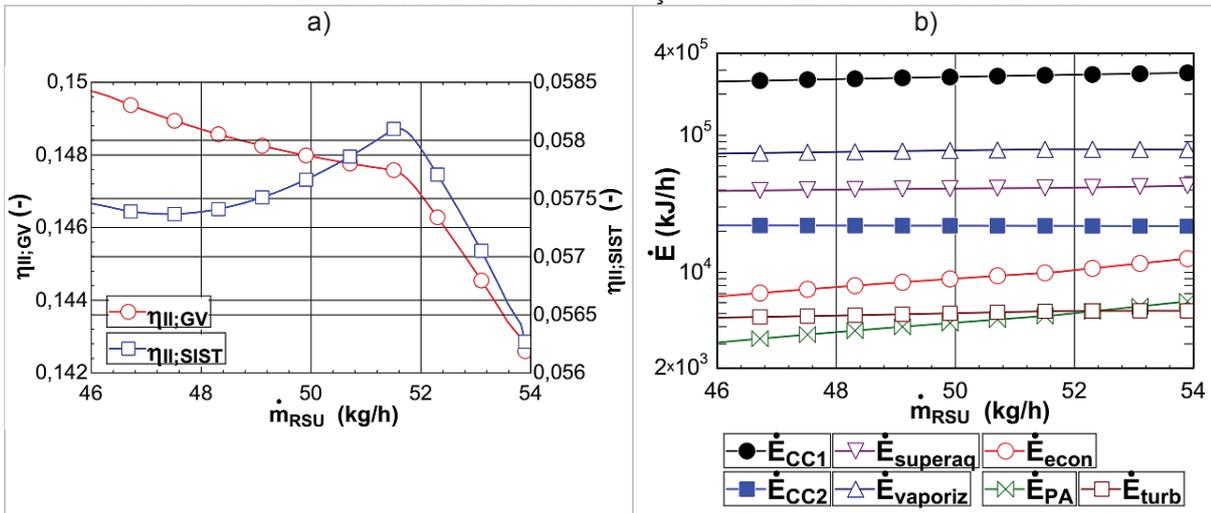
4.4.2 Efeito isolado da Variação da Vazão Mássica de RSU

O efeito da variação da vazão mássica de RSU na eficiência exergética do GV e do Sistema e na destruição de exergia segue ilustrado na FIGURA 15.

A FIGURA 15-a indica que o impacto do aumento da vazão mássica de RSU foi levemente negativo para a eficiência exergética do GV em cerca de 7% dentro da faixa, porém exibindo um comportamento mais pronunciado a partir de uma certa vazão de RSU. Tal comportamento declinante pode ser explicado no sentido de que, apesar da maior taxa de exergia química liberada pela combustão do RSU na CC1 (FIGURA 10-c), uma menor porcentagem dessa energia disponível foi convertida em vapor superaquecido devido ao aumento das irreversibilidades. Entretanto, o comportamento da eficiência exergética do sistema indica que existe uma vazão mássica ótima (em torno de 51 kg/h para esta análise) configurando um máximo local. Apesar de no início a variação média desse parâmetro de eficiência não ser tão relevante, após o valor ótimo, o gráfico exibe uma taxa de declinação mais elevada,

sendo, portanto, uma região a ser evitada. Esse comportamento é devido ao fato de que, a partir do valor ótimo, a taxa de crescimento da exergia química fornecida com a combustão do RSU na CC1 supera a taxa de crescimento da potência produzida na turbina.

FIGURA 15 - EFEITO ISOLADO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito na eficiência exergetica do GV e do Sistema.

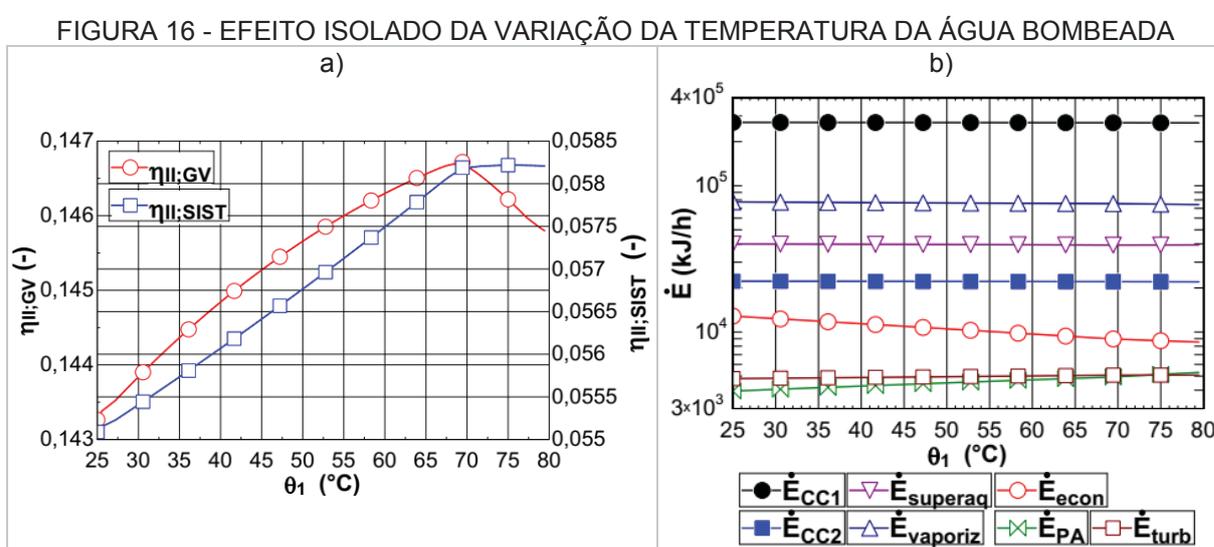
b) Efeito na contabilidade da exergia destruída em cada componente.

A FIGURA 15-b indica que o efeito da vazão mássica de RSU foi mais pronunciado pela contabilidade da exergia destruída no economizador, no pré-aquecedor de ar e na CC1, havendo um aumento na exergia destruída, como pode ser visto na escala logarítmica. Em todos esses componentes houve aumento da exergia destruída pelo calor através da parede, já que com maiores vazões de combustível todos esses componentes operam em maiores temperaturas (ressalta-se que a vazão mássica de RSU na CC1 é acompanhada por uma vazão de ar seguindo a relação ar/combustível e um excesso de ar de 200% (FIGURA 10-c)). Na CC1 o aumento conjunto do fluxo de exergia com a corrente de ar e da exergia química liberada pela combustão superaram o aumento da exergia perdida através da parede do forno e da exergia carregada pela corrente de gases. Este resultado já era esperado visto que a combustão é o processo no qual reside as maiores fontes de irreversibilidades. No pré-aquecedor de ar e no economizador o fluxo líquido de exergia carregado pela corrente de gases superou a soma do fluxo líquido de exergia carregado pelo ar e vapor, respectivamente, mais a exergia perdida através da parede do forno.

Portanto ficou evidente que o aumento da vazão mássica de RSU ao mesmo tempo que reduz a eficiência exergética do GV, exibe um valor ótimo para o sistema.

4.4.3 Efeito Isolado da Variação da Temperatura da Água Bombeada

O efeito da variação da temperatura da água bombeada na eficiência exergética do GV e do Sistema e na destruição de exergia segue ilustrado na FIGURA 16.



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito na eficiência exergética do GV e do Sistema.

b) Efeito na contabilidade da exergia destruída em cada componente.

A FIGURA 16-a indica que o impacto do aumento da temperatura da água de alimentação para a eficiência exergética do GV causou um pico em aproximadamente 70°C resultando um valor próximo de 14,7% dentro da faixa, existindo, portanto, um ponto de máximo local onde ocorre o equilíbrio entre as exergias específicas de escoamento que entra com a água aquecida e a que deixa o GV na forma superaquecida. Para a eficiência exergética do sistema, o impacto do aumento da temperatura da água de alimentação foi linearmente positivo até um certo valor e, após, tendeu a um platô. No entanto, pode ser verificado que na média tal parâmetro de operação não causou um efeito relevante.

O efeito do aumento da temperatura da água de alimentação foi mais pronunciado pela contabilidade da exergia destruída no economizador, diminuída nesse componente, e no pré-aquecedor de ar, havendo um aumento na exergia

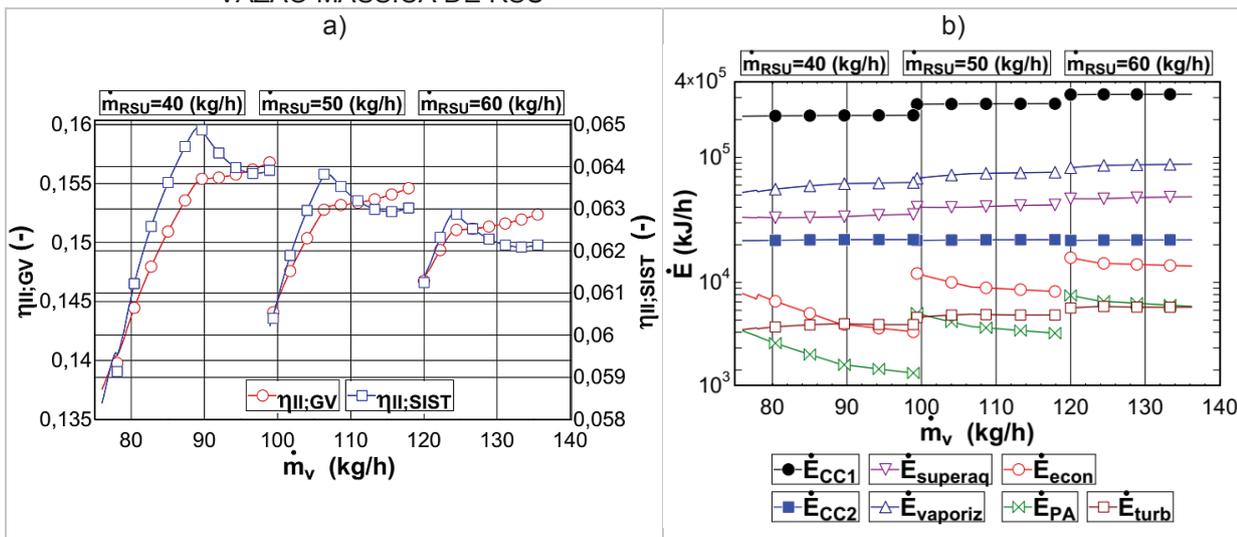
destruída, como pode ser visto na escala logarítmica da FIGURA 16-b. Nesses componentes houve aumento da exergia destruída pelo calor através da parede, já que com maiores fluxos térmicos carregados com água aquecida todos esses componentes operam em maiores temperaturas. No pré-aquecedor de ar o aumento conjunto do fluxo de exergia com a corrente de ar e da exergia perdida através da parede do forno foram superados pelo aumento da exergia carregada pela corrente de gases. No economizador houve o contrário, o fluxo líquido de exergia carregada pela corrente de gases foi superada pelo fluxo líquido da corrente de vapor mais a exergia perdida através da parede do forno.

Portanto ficou evidente que o aumento da temperatura da água de alimentação ao mesmo tempo que aumenta a eficiência exergética do sistema, exhibe um valor ótimo para o GV.

4.4.4 Efeito da Variação da Vazão Mássica de Água Bombeada Dada uma Vazão Mássica de RSU

O efeito da variação da vazão mássica de água bombeada dada uma vazão mássica de RSU na eficiência exergética do GV e do Sistema e na destruição de exergia segue ilustrado na FIGURA 17.

FIGURA 17 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA BOMBEADA DADA UMA VAZÃO MÁSSICA DE RSU



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito na eficiência exergética do GV e do Sistema.

b) Efeito na contabilidade da exergia destruída em cada componente.

A FIGURA 17-a indica que, dado um regime de operação, o impacto do aumento da vazão mássica de água bombeada faz com que obtenha-se maiores eficiência exergética do GV, ao mesmo tempo em que para a eficiência exergética do sistema existe uma vazão mássica ótima configurando máximo local, porém pouco significativo permanecendo em valores próximos de 0,16 (ou 16%). O incremento na eficiência exergética do GV pode ser explicado de modo análogo ao incremento no rendimento térmico, porém, nesse, é a variação líquida da taxa de exergia de fluxo da corrente de vapor no GV que aumenta enquanto mantém-se as fontes químicas exergéticas. De modo geral, analisando o comportamento do GV e do sistema tendo em vista todos os regimes de operação, pode-se concluir que com o aumento da vazão de água bombeada tanto a eficiência exergética do GV quanto a do sistema tendem a diminuir. Conclui-se também, que ao passar de um regime para outro, ambas as eficiências exergética do GV e do sistema de potência tendem a diminuir suas variações no eixo vertical, apresentando um comportamento cada vez mais linear, o que indica que para maiores regimes de operação a variação dos rendimentos tendem a se tornarem irrelevantes.

A FIGURA 17-b indica que o efeito do aumento da vazão mássica de água bombeada, para cada regime de operação, foi mais pronunciado pela contabilidade da exergia destruída no economizador e no pré-aquecedor de ar, diminuída nesses componentes, e no superaquecedor, havendo um aumento, como pode ser visto na escala logarítmica. Nesses componentes houve redução da exergia destruída pelo calor através da parede, já que com maiores fluxos de água mais calor é extraído da corrente de gases e, portanto, todos esses componentes operam em menores temperaturas. No pré-aquecedor de ar a redução conjunta do fluxo de exergia com a corrente de ar e da exergia perdida através da parede do forno superaram a redução da exergia carregada pela corrente de gases, assim como no economizador onde a redução conjunta do fluxo de exergia com a corrente de água e da exergia perdida através da parede do forno superaram a redução da exergia carregada pela corrente de gases. No superaquecedor o efeito foi o contrário. Nele, a redução conjunta do fluxo de exergia com a corrente de vapor e da exergia perdida através da parede do forno foram superados pelo aumento da exergia carregada pela corrente de gases, ou seja, nesse componente houve aumento de entropia do lado dos gases. De modo geral, tendo em vista todos os regimes de operação, pode-se ainda concluir que com o aumento da vazão de água bombeada acompanhada da devida vazão de RSU, a

contabilidade da exergia destruída em todos os componentes do sistema tende a aumentar. Exceto pela CC2, onde a contabilidade da exergia destruída permanece em média constante, visto que nesse componente não circula a água nem RSU diretamente.

Portanto ficou evidente que o aumento da vazão mássica de água bombeada, dado um regime de operação, é capaz de aumentar desempenho exergético do GV, enquanto que para o desempenho exergético do sistema de potência há uma vazão de água ótimo, e, não menos, foi determinante para o ganho em potência extraída da turbina. E de modo geral, tendo em vista todos os regimes de operação, ficou evidente que o aumento da vazão mássica de água bombeada causa a degradação de ambas as eficiências exergéticas do GV e do sistema de potência.

4.4.5 Efeito da Variação da Vazão Mássica de RSU dada uma Pressão de Elevação e Mantendo-se Fixo o Título do Vapor na Saída da Turbina

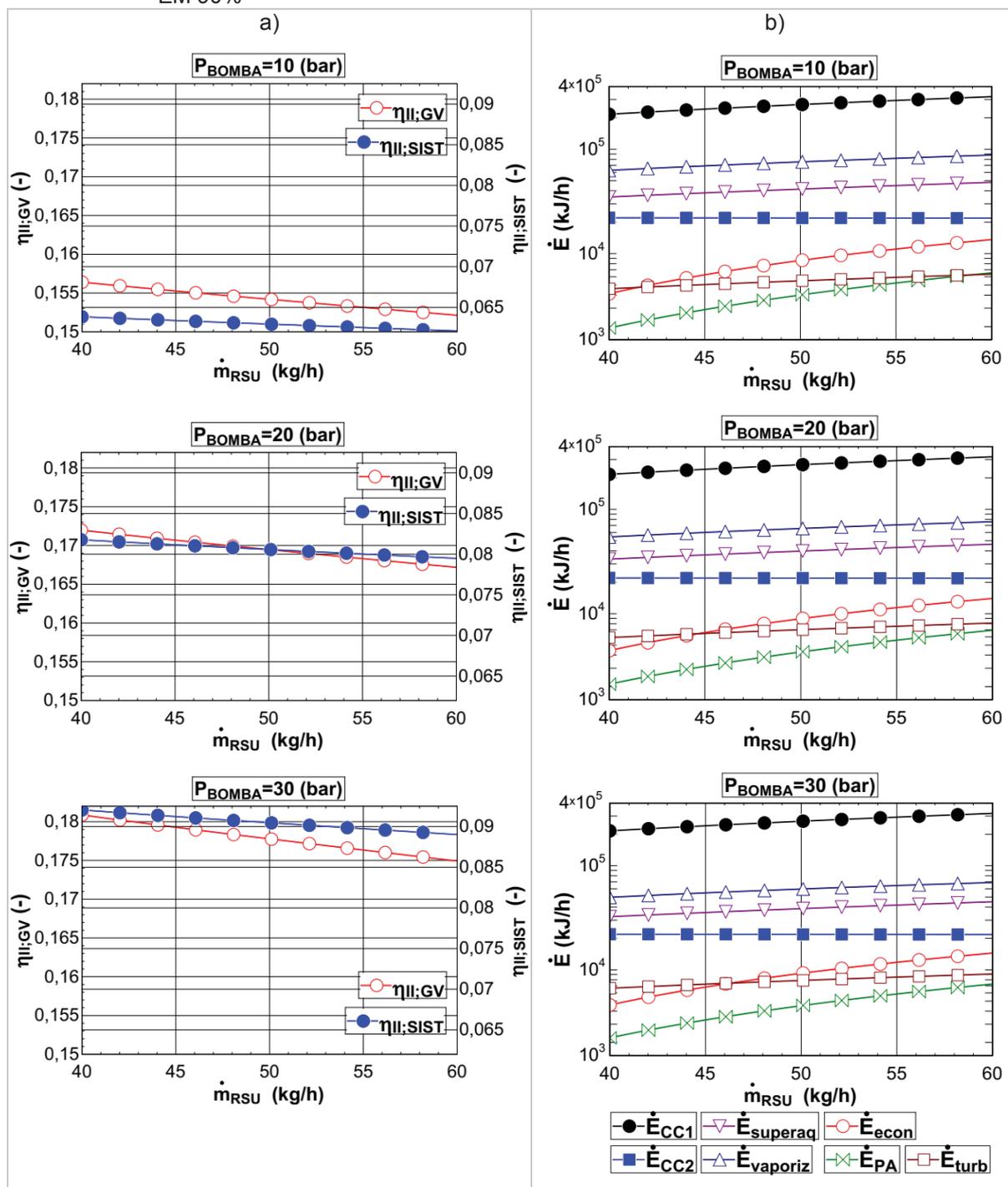
O efeito da variação da vazão mássica de RSU dada uma pressão na bomba e mantendo-se fixo o título do vapor na saída da turbina em 90% na eficiência exergética do GV e do Sistema e na destruição de exergia segue ilustrado na FIGURA 18.

A FIGURA 18-a indica que, dada uma pressão de elevação na bomba, o impacto do aumento da vazão mássica de RSU foi levemente negativo para ambas as eficiências exergéticas do GV e do sistema pelas mesmas razões mencionadas na análise da FIGURA 15-a. No entanto, analisando o comportamento do GV e do sistema tendo em vista todas as pressões de elevação na bomba, pode-se concluir que com o aumento dessa é capaz de se obter maiores eficiências exergéticas.

A FIGURA 18-b indica que, dada uma pressão de elevação na bomba, o impacto do aumento da vazão mássica de RSU na contabilidade da exergia destruída foi pronunciado em todos os componentes do sistema, havendo um aumento, como pode ser visto na escala logarítmica, exceto pela CC2 onde não sofre efeito direto da variação da vazão mássica de água e de RSU nem da pressão na bomba. O aumento da exergia destruída na CC1, no economizador e no pré-aquecedor de ar podem ser explicadas pelas mesmas razões mencionadas na análise da FIGURA 15-b. Já no evaporador, o incremento conjunto do fluxo de exergia com a corrente de vapor e da

exergia perdida através da parede do forno foram superados pelo aumento da exergia carregada pela corrente de gases.

FIGURA 18 - EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE RSU DADA UMA PRESSÃO DE ELEVAÇÃO E MANTENDO-SE FIXO O TÍTULO DO VAPOR NA SAÍDA DA TURBINA EM 90%



FONTE: O Autor (2020).

LEGENDA: a) Efeito na eficiência exergética do GV e do Sistema.

b) Efeito na contabilidade da exergia destruída em cada componente.

De modo geral, tendo em vista todas as pressões de elevação na bomba, pode-se concluir que com o aumento dessa, a contabilidade da exergia destruída na CC1 tende a permanecer constante, já que esta sofre influência apenas da variação da vazão mássica de RSU, enquanto que no economizador, no pré-aquecedor de ar e na turbina a contabilidade da exergia destruída tende a aumentar, ao passo que no supraaquecedor e no evaporador ela tende a diminuir.

Portanto, tendo em vista todas as pressões de elevação na bomba, ficou evidente que o aumento conjunto da pressão de elevação na bomba e do regime de operação é capaz de aumentar as eficiências exergéticas do GV e do sistema de potência indicando que menos entropia é produzida.

4.5 OTIMIZAÇÃO EXERGÉTICA DO GV E DO SISTEMA DE POTÊNCIA

Nesta seção será demonstrado que o sistema de potência considerado tem espaço para melhorias termodinâmicas apenas ajustando os parâmetros de operação elegíveis para tal. A tarefa de encontrar o ponto ótimo foi alcançada seguindo a tendência observada de cada parâmetro de operação nas seções anteriores e encontrando a melhor relação entre elas. Para isso, o problema de otimização foi encarado seguindo dois cenários, visto que em determinadas análises os parâmetros objetivo elencados se confrontam. Portanto, para o cenário A foi realizado a otimização com vistas à obtenção de máximo rendimento exergético do GV e para o cenário B foi realizado a otimização com vistas à obtenção de máxima potência produzida na turbina.

Para solução do cenário A busca-se por objetivo maximizar a eficiência exergética (ou minimizar a taxa total de geração de entropia). Para solução do cenário B busca-se por objetivo maximizar a potência produzida (ou minimizar as irreversibilidades presentes na expansão do vapor pela turbina).

Os resultados utilizados para análise nesta seção encontram-se na TABELA 8. Nela foram incluídos todos os parâmetros relevantes para conclusão desta seção, bem como um extrato completo do sistema com todas as principais variáveis tratadas nesta dissertação. Portanto, a coluna 1 destaca a variável, a 2 contém os resultados para a incineração do RSU na condição nominal do sistema parametrizado, a 3 contém os resultados para otimização dado o cenário A e a coluna 4 contém os resultados para otimização dado o cenário B, ambos os cenários comparados à

condição nominal. A primeira linha de dados (“PARAMETROS DE OPERAÇÃO”) seleciona os parâmetros de operação do GV que foram elencados e variados em busca dos cenários otimizados. A segunda linha de dados (“FUNÇÕES OBJETIVO”) mostra os resultados encontrados ao se variar os parâmetros de operação da primeira linha. De fato, essas duas linhas são o foco da otimização. As linhas restantes exibem os principais parâmetros de cada componente do sistema de potência.

As células da tabela que merecem destaque e/ou foram objeto de discussão estão sombreadas.

TABELA 8 - EXTRATO COMPLETO DO SISTEMA NA CONDIÇÃO NOMINAL E NAS CONDIÇÕES OTIMIZADAS.

(continua)

	1		2	3		4	
	Variável	Unidade	Sistema Parametrizado	Sistema Otimizado Cenário A	Variação	Sistema Otimizado Cenário B	Variação
PARÂMETROS DE OPERAÇÃO	α_{RSU}	-	2,44	1,55	-36,48%	1,55	-36,48%
	θ_1	°C	60	62,3	+2,3°C	61,9	+1,9°C
	\dot{m}_v	kg/h	108	114,3	+5,83%	123,7	+14,54%
	\dot{m}_{RSU}	kg/h	50	45,33	-9,34%	55	+10,00%
	P_{BOMBA}	bar	8	30	+275,0%	30	+275,0%
FUNÇÕES OBJETIVO	\dot{W}_{turb}	MJ/h	32,6	55,26	+69,51%	65,4	+100,61%
	η_{GV}	%	45,66	52,96	+15,99%	51,77	+13,38%
	$\eta_{II_{GV}}$	%	12,74	19,35	+51,88%	19,14	+50,24%
	η_{SIST}	%	5,43	10,01	+84,35%	10,02	+84,53%
	$\eta_{II_{SIST}}$	%	5,27	9,72	+84,44%	9,74	+84,82%
TEMPERATURA DOS GASES, DA ÁGUA/VAPOR E DO AR AQUECIDO	t_{cc1}	°C	843,3	1149	305,7°C	1158	314,7°C
	t_{cc2}	°C	913,6	1218	304,4°C	1214	300,4°C
	t_{SV}	°C	871,3	1142	270,7°C	1148	276,7°C
	t_{VE}	°C	362,5	200,7	-161,8°C	286,2	-76,3°C
	t_{EP}	°C	216,1	110,8	-105,3°C	157	-59,1°C
	t_g	°C	173,6	89,42	-84,18°C	125,7	-47,9°C
	θ_2	°C	160,4	97,3	-63,1°C	123,4	-37°C
	t_v	°C	170,4	233,9	63,5°C	233,9	63,5°C
	t_s	°C	179,8	239,5	59,7°C	300,3	120,5°C
	t_{aq}	°C	70	47,18	-22,82°C	58,18	-11,82°C

TABELA 8 - EXTRATO COMPLETO DO SISTEMA NA CONDIÇÃO NOMINAL E NAS CONDIÇÕES OTIMIZADAS.

(continuação)

	1		2	3		4	
	Variável	Unidade	Sistema Parametrizado	Sistema Otimizado Cenário A	Variação	Sistema Otimizado Cenário B	Variação
CC1	PCI_{RSU}	kJ/kg	10391	10391	-	10391	-
	\dot{Q}_{RSU}	kJ/h	519567	471039	-9,34%	571523	+10,00%
	e_{RSU}^{ch}	kJ/h	533575	483866	-9,31%	587021	+10,02%
	$\dot{m}_{ar,1}$	kg/h	437,5	259,2	-40,75%	314,6	-28,09%
	\dot{m}_{g_1}	kg/h	486,3	302,3	-37,84%	366,8	-24,57%
	$\dot{m}_{ar,1}e_{ar_1}$	kJ/h	1342	201,1	-85,01%	542,6	-59,57%
	$\dot{m}_{g_1}e_{g_1}$	kJ/h	247695	255649	+3,21%	313838	+26,70%
	$\dot{m}_{RSU}ze_{cz}$	kJ/h	4166,3	7028,3	+68,69%	7122,9	+70,96%
	\dot{E}_{dCC1}	kJ/h	284633	225211	-20,88%	270231	-5,06%
	$\bar{h}_{gasesCC1}$	W/m ² K	7,919	4,639	-41,42%	5,833	-26,34%
CC2	\dot{m}_{GLP}	kg/h	1,75	1,75	-	1,75	-
	\dot{Q}_{GLP}	kJ/h	81214	81214	-	81214	-
	e_{GLP}^{ch}	kJ/h	84699	84699	-	84699	-
	$\dot{m}_{ar,2}$	kg/h	25,17	25,17	-	25,17	-
	\dot{m}_g	kg/h	525	328,7	-37,39%	393	-25,14%
	$\dot{m}_{ar,2}e_{ar_2}$	kJ/h	101,2	23,05	-77,22%	52,96	-47,67%
	$\dot{m}_ge_{g_2}$	kJ/h	295482	302849	+2,49%	360390	+21,97%
	\dot{E}_{dCC2}	kJ/h	23886	20252	-15,21%	20122	-15,76%
	$\bar{h}_{gasesCC2}$	W/m ² K	8,194	4,738	-42,18%	5,939	-27,52%
SUPERAQUECEDOR	ε_S	-	0,04468	0,05906	+32,18%	0,06779	+51,72%
	\dot{C}_{MIN_S}	kJ/hK	598,9 (gás)	396,4 (gás)	-33,81%	367,1 (vapor)	-38,70%
	NUT_S	-	0,04601	0,06106	+32,71%	0,07218	+56,88%
	e_{gin}	kJ/kg	576,9	921,5	+59,73%	917,1	+58,97%
	e_{gout}	kJ/kg	488,9	734,7	+50,28%	740	+51,36%
	e_{vin}	kJ/kg	734,1	888,2	+20,99%	960,7	+30,87%
	e_{vout}	kJ/kg	794,6	971,3	+22,24%	1048	+31,89%
	\dot{E}_{d_S}	kJ/h	34475	46182	+33,96%	53020	+53,79%
	$\bar{h}_{gases,S}$	W/m ² K	47,97	38,99	-18,72%	43,53	-9,26%
	$\bar{h}_{vapor,S}$	W/m ² K	250,9	344,6	+37,35%	328,9	+31,09%
VAPORIZADOR	ε_V	-	0,6121	0,6552	+7,04%	0,6176	+0,90%
	\dot{C}_{MIN_V}	kJ/hK	474,8 (gás)	369,1 (gás)	-22,26%	445,1 (gás)	-6,26%
	NUT_V	-	1,398	1,541	+10,23%	1,413	+1,07%
	e_{gin}	kJ/kg	488,9	734,7	+50,28%	740	+51,36%
	e_{gout}	kJ/kg	116,5	38,26	-67,16%	75,54	-35,16%
	e_{vin}	kJ/kg	115,6	32,14	-72,20%	56,9	-50,78%
	e_{vout}	kJ/kg	734,1	888,2	+20,99%	960,7	+30,87%
	\dot{E}_{d_V}	kJ/h	66372	66177	-0,30%	78145	+17,73%
	$\bar{h}_{gases,V}$	W/m ² K	63,39	54,38	-14,21%	60,15	-5,11%
	$\bar{h}_{\acute{a}gua,V}$	W/m ² K	3742	2961	-20,87%	3210	-14,22%

TABELA 8 - EXTRATO COMPLETO DO SISTEMA NA CONDIÇÃO NOMINAL E NAS CONDIÇÕES OTIMIZADAS.

(conclusão)

	1		2	3		4	
	Variável	Unidade	Sistema Parametrizado	Sistema Otimizado Cenário A	Variação	Sistema Otimizado Cenário B	Variação
ECONOMIZADOR	ε_E	-	0,365	0,362	-0,82%	0,353	-3,32%
	\dot{C}_{MIN_E}	kJ/hK	459 (água)	334,4 (gás)	-27,15%	404,3 (gás)	-11,92%
	NUT_E	-	0,5972	0,5559	-6,92%	0,5499	-7,92%
	$e_{g_{in}}$	kJ/kg	116,5	38,26	-67,16%	75,54	-35,16%
	$e_{g_{out}}$	kJ/kg	44,29	10,47	-76,36%	23,03	-48,00%
	$e_{a_{in}}$	kJ/kg	7,961	9,211	+15,70%	9,023	+13,34%
	$e_{a_{out}}$	kJ/kg	115,6	32,14	-72,20%	56,9	-50,78%
	\dot{E}_{d_E}	kJ/h	12012	2452	-79,59%	6674	-44,43%
	$\bar{h}_{gases,E}$	W/m ² K	47,79	32,16	-32,71%	38,49	-19,46%
$\bar{h}_{\acute{a}gua,E}$	W/m ² K	1764	1520	-13,83%	1777	+0,74%	
PRÉ-AQUECEDOR DE AR	ε_A	-	0,2331	0,2585	+10,90%	0,2513	+7,81%
	\dot{C}_{MIN_A}	kJ/hK	465,5 (ar)	285,8 (ar)	-38,60%	341,6 (ar)	-26,62%
	NUT_A	-	0,299	0,3404	+13,85%	0,3279	+9,67%
	$e_{g_{in}}$	kJ/kg	44,29	10,47	-76,36%	23,03	-48,00%
	$e_{g_{out}}$	kJ/kg	28,45	6,105	-78,54%	14,08	-50,51%
	$e_{ar_{in}}$	kJ/kg	0 (t_{amb})	0 (t_{amb})	-	0 (t_{amb})	-
	$e_{ar_{out}}$	kJ/kg	3,01	0,7607	-74,73%	1,692	-43,79%
	\dot{E}_{d_A}	kJ/h	6611	1191	-81,98%	2882	-56,40%
	$\bar{h}_{gases,A}$	W/m ² K	85,07	56,32	-33,80%	66,72	-21,57%
$\bar{h}_{Ar,A}$	W/m ² K	35,59	25,63	-27,99%	29,04	-18,40%	
CHAMINÉ	\dot{m}_{CO_2}	Kg/h	54,46	50,09	-8,02%	59,65	+9,53%
	\dot{m}_{SO_2}	Kg/h	0,4695	0,4257	-9,33%	0,5165	+10,01%
	\dot{m}_{H_2O}	Kg/h	43,42	38,21	-12,00%	45,78	+5,44%
	\dot{m}_{N_2}	Kg/h	364,7	218,3	-40,14%	260,8	-28,49%
	\dot{m}_{O_2}	Kg/h	62,0	21,64	-65,10%	26,2	-57,74%
TURBINA	x_T	-	0,90	0,9018	+0,20%	0,9065	+0,72%
	$e_{v_{in}}$	kJ/kg	794,6	971,3	+22,24%	1048	+31,89%
	$e_{v_{out}}$	kJ/kg	450,1	419,8	-6,73%	445,1	-1,11%
	\dot{E}_{d_t}	kJ/h	4597	7791	+69,48%	9222	+100,61%

FONTE: O Autor (2020).

Nota-se de acordo com a coluna 2 da TABELA 8 que mantendo os parâmetros de operação nominais (fundo amarelo), a vazão mássica de água teve que ser reduzida para 108 kg/h, ou seja, 32,5% a menos para conseguir o título do vapor na saída da turbina no mínimo proposto ($x_T = 0,90$). Deve-se ressaltar que a vazão mássica de gases total foi alcançada pelo ajuste do coeficiente de excesso de ar na CC1 ($\alpha = 2,44$), pois na CC2 foi admitido combustão estequiométrica do GLP. Isso significa que o fornecimento de ar atmosférico total para a combustão nas duas

câmaras é dado tanto em função do ar estequiométrico requerido na CC2 quanto do coeficiente de excesso de ar na CC1.

Ainda nesta primeira análise, pode-se perceber que os valores das funções objetivo (fundo azul) são relativamente baixos em comparação com os sistemas otimizados. A eficiência exergética do sistema de potência era de se esperar ser baixo pois o projeto inicial do incinerador tinha por objetivo apenas consumir os resíduos produzidos na UFPR sem produção de potência. Tal fato pôde ser verificado visto a baixa vazão mássica de água, baixa temperatura e conseqüente entalpia do vapor superaquecido na condição de operação nominal.

Também, pode-se notar que o valor do poder calorífico inferior do RSU ($PCI_{RSU} = 10391 \text{ kJ/kg}$) calculado pela equação geral de *Mendeleev* (eq. 6) está bem acurado se comparado com as referências bibliográficas, especialmente em Balcazar, Dias e Balestieri (2013) cujo estudo foi realizado em amostra de RSU brasileiro.

Para realização da otimização dos cenários A e B foi adotado como fixo o coeficiente de excesso de ar na CC1, conforme seção 3.2.5.1 para um valor médio de $\alpha = 1,55$, sendo esse um valor que proporciona as melhores condições de queima para incineradores projetados para queimar resíduos sólidos urbanos. (ROGAUME, JABOUILLE e TORERO, 2009).

Fatores observados relacionados ao cenário A:

- a otimização foi focada nos picos de eficiência exergética mostrados na seção anterior;
- a fronteira da otimização foi alcançada primeiro pelo título do vapor na saída da turbina;
- mostrou-se que as melhores eficiências são alcançadas com menores regimes de operação, o que diminui a fonte térmica (9,34% na CC1) e reduz as perdas exergéticas devidas à combustão, teoria que pode ser confirmada pela redução da exergia destruída nesse componente (20,88%). Com isso, também diminuiu a quantidade de gases circulando no sistema e seu posterior lançamento para a atmosfera;
- as funções objetivo (fundo verde) mostram que todos os rendimentos melhoraram, e, mais especificamente, as eficiências exergéticas do GV e do sistema de potência foram aumentados de 51,88% (ou em 6,61%) e 84,44% (ou em 4,45%) respectivamente. Também, deve se ater a atenção para a potência na turbina que, mesmo em busca de melhores eficiências

exergéticas foi possível aumentá-la em 69,51% sendo capaz de produzir nas melhores condições o equivalente a 55,26 MJ/h (~15,35kW).

Fatores observados relacionados ao cenário B:

- a otimização foi focada nos picos de potência mostrados na seção anterior;
- a fronteira da otimização foi alcançada primeiro pela vazão mássica de RSU, sendo portanto definida em regime de 110% ($\dot{m}_{RSU} = 55 \text{ kg/h}$), seguida pela vazão mássica de água que foi restringida pelo título do vapor na saída da turbina. Portanto ficou evidente a dependência da potência na turbina com maiores relações entre a alimentação de RSU e vazão mássica de água;
- as funções objetivo (fundo alaranjado) mostram que a potência na turbina foi dobrada podendo alcançar marcas de 65,4 MJ/h (~18,16kW), ao mesmo tempo em que todos os rendimentos melhoraram na mesma ordem que no cenário A;
- maiores regimes de operação agravam a emissão de gases poluentes à atmosfera, mais especificamente o CO_2 e SO_2 que aumentaram 9,53% e 10,01% respectivamente.

Fatores observados relacionados aos cenários A e B:

- a temperatura da água de alimentação não foi tão relevante para ambos os cenários, mostrando que a temperatura nominal não causa efeitos relevantes;
- os menores coeficientes de excesso de ar impactaram tanto nas temperaturas médias das câmaras, que aumentaram, quanto em menos aporte dessa substância na CC1 (e no sistema);
- apenas pelo ajuste dos parâmetros de operação foi possível melhorar a performance de quase todos os trocadores de calor. Com exceção do economizador, que diminuiu 0,82% e 6,92% no cenário A (3,32% e 7,92% no cenário B), a efetividade e número de unidades de transferência de todos os trocadores de calor aumentaram sendo o mínimo igual 7,04% e 10,23% referente ao vaporizador no cenário A (0,90% e 1,07% no cenário B) e máxima igual a 32,18% e 32,71% referente ao superaquecedor no cenário A (51,72% e 56,88% no cenário B);
- em ambos os cenários a destruição da exergia na turbina aumentou drasticamente (69,48% no cenário A e 100,61% no cenário B) devido às irreversibilidades de expansão do vapor com maior pressão de operação justificado pela maior exergia específica do vapor na sua entrada.

Para discussão dos valores envolvendo exergia na TABELA 8, optou-se por pinçá-los e ainda incluir demais valores a fim de montar a TABELA 9 contendo um balancete de exergia completo do sistema para os três cenários em termos dos percentuais da taxa líquida de exergia entrando.

A vantagem das folhas de balancete de exergia é que permitem a identificação dos pontos em que ocorrem destruições ou perdas de energia térmica de modo a se poder ordená-los segundo a sua importância bem como estratificar para onde vai cada parcela da exergia fornecida.

TABELA 9 - BALANCETE DA TAXA DE EXERGIA DO SISTEMA DE POTÊNCIA NA CONDIÇÃO NOMINAL PARAMETRIZADA E NOS CENÁRIOS A E B

	CONDIÇÃO NOMINAL PARAMETRIZADA		CENÁRIO A		CENÁRIO B	
	(kJ/h)	%	(kJ/h)	%	(kJ/h)	%
Exergia líquida entrando						
RSU	533575	86,18	483866	84,95	587021	87,25
GLP	84699	13,68	84699	14,87	84684	12,59
Água de alimentação	859,7	0,14	1053	0,18	1116	0,17
TOTAL	619134	100	569618	100	672821	100
Exergia saindo						
Potência gerada na Turbina	32603	5,27	55255	9,72	65402	9,74
Perdas						
Gases de saída na chaminé	14573	2,35	2006	0,35	5533	0,82
Vapor na saída da turbina	48615	7,86	47979	8,42	55063	8,18
Arrefecimento $\left[\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) (\dot{Q}_{5i}) \right]$	86591	13,99	88071	15,47	99404	14,76
Cinzas na CC1	4166,3	0,67	7028,3	1,23	7122,9	1,06
TOTAL	186548	30,14	200339	35,18	232525	34,55
Exergia destruída						
Gerador de Vapor						
CC1	284633	45,97	225211	39,54	270231	40,16
CC2	23886	3,86	20252	3,56	20122	2,99
Superaquecedor	34475	5,57	46182	8,11	53020	7,89
Vaporizador	66372	10,72	66177	11,62	78145	11,62
Economizador	12012	1,94	2452	0,43	6674	0,99
Pré-Aquecedor de ar	6611	1,07	1191	0,21	2882	0,43
TOTAL (GV)	-	69,13	-	63,50	-	64,08
Turbina	4597	0,74	7791	1,37	9222	1,37
TOTAL	432586	69,87	369256	64,84	440296	65,45
TOTAL GLOBAL	-	100	-	100	-	100

FONTE: O Autor (2020).

De antemão, percebe-se pela folha de balancete que dos 100% de exergia fornecida (entrando), cerca de 86% em média provém da combustão de RSU na CC1. A folha também sugere uma oportunidade de aperfeiçoar o desempenho

termodinâmico, já que somente cerca de 10% do aporte de exergia nos cenários A e B são efetivamente convertidos em potência. Os outros 90% ou são destruídos pelas irreversibilidades ou são carregados para fora devido ao arrefecimento e às correntes de vapor, de gases e cinzas.

Ainda, a tabela mostra que a exergia destruída no GV é mais significativa que as perdas na planta, cerca de 65% e 25% em média, respectivamente. A maior parte da exergia que entra na planta com o combustível é destruída.

Nota-se também que de toda a exergia saindo a parcela da potência desenvolvida pela turbina é baixa e a da exergia perdida por arrefecimento é a mais relevante, ambas em relação a quantidade de exergia entrando (10% e 15% respectivamente, tomando os cenários otimizados). Tais fatos indicam significantes potenciais para melhorias no presente caso.

Ainda pela análise da TABELA 9 e em concordância com as bibliografias gerais, nas plantas de potência Rankine o gerador de vapor é o local mais significativo em termos de destruição de exergia devido à combustão altamente irreversível e à transferência de calor irreversível que ocorre entre os gases quentes de combustão e o fluido de trabalho do ciclo de potência a vapor que escoam pelos tubos da caldeira. Na presente tabela a exergia destruída na CC1 (cerca de 40%) supera demasiadamente os demais valores de destruição de exergia, indicando também, um grande potencial de avaliação. Nos trocadores de calor, a exergia é destruída pelas irreversibilidades associadas ao atrito do fluido e pela transferência de calor entre os fluxos. Quedas de pressão para os fluxos são indicadores de irreversibilidades associadas ao atrito. A diferença da temperatura média entre os fluxos é um indicador de irreversibilidades associadas à transferência de calor.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Frente a necessidade da preservação ambiental e da gestão dos resíduos sólidos não recicláveis (orgânicos), esta dissertação evidencia os benefícios da ideologia do emprego da incineração como meio alternativo ao descarte dos resíduos sólidos urbanos, devido a capacidade de geração de vapor e produção de energia elétrica, tornando essa uma atividade voltada ao desenvolvimento sustentável através da recuperação energética dos RSU, um insumo alternativo e renovável. Através da revisão bibliográfica, foram apresentados os conceitos que regem a dinâmica do calor presente na unidade experimental e, concomitante aos desafios encontrados na literatura, foram determinados os objetivos. Foram coletados os dados nominais de operação do sistema ao incinerar biomassa bem como outros parâmetros de projeto, e então, cada componente do sistema foi tratado como um volume de controle em regime permanente e através da modelagem energética foram determinadas as áreas de trocas térmicas de cada um. Posteriormente, essas áreas foram tomadas como fixas para que, novamente através da modelagem energética, e exergética, fosse determinado o comportamento do sistema frente a variações dos parâmetros operacionais bem como para encontrar o ajuste otimizado de operação visando o uso eficiente do combustível (RSU).

5.1 CONCLUSÕES

As principais conclusões desta dissertação são listadas de acordo com os objetivos específicos, conforme se segue:

- I. Foi elaborado um modelo matemático energético e exergético para o sistema incinerador e gerador de vapor existente no NPDEAS e um código computacional em linguagem EES (*Engineering Equation Solver*) disponibilizado para análise e projeto desse tipo de sistema;
- II. O modelo matemático é capaz de simular o sistema de incineração de RSU e geração de vapor bem como cada um de seus componentes, podendo, portanto, prever seu comportamento frente a diversas condições de funcionamento;
- III. As áreas de trocas térmicas de cada trocador de calor do GV foram determinadas tanto por mensuração direta como também pelo modelo energético. Os

resultados de ambas análises se mostraram bastante coerentes e, se considerados perante ao tamanho do sistema, suas diferenças estão em níveis aceitáveis de tolerância. Esses resultados validam o modelo termodinâmico empregado;

- IV. Através do modelo exergético, os resultados confirmaram a presença de irreversibilidades no sistema sendo evidenciadas pelas exergias destruídas positivas em cada componente;
- V. A análise paramétrica foi essencial para identificar os parâmetros de operação de maior impacto no desempenho do sistema. Entre eles, viu-se que a pressão de elevação da bomba foi a que causou maiores impactos no rendimento exergético do GV e térmico e exergético do sistema de potência bem como maiores valores de potência produzida;
- VI. Com a otimização do sistema de potência através dos parâmetros de operação ficou evidente que o mesmo pode atingir seu estado de máxima eficiência e, para tanto, foi considerado dois cenários, o de maior rendimento exergético do GV e o de maior produção de potência. Os parâmetros propostos estão destacados na primeira fileira da TABELA 8;
- VII. A folha de balancete da taxa de exergia do sistema permite inferir que de toda exergia entrando devido à combustão do RSU e GLP (568565 kJ/h, cenário A) cerca de 64% é destruída no GV (361465 kJ/h, cenário A) e apenas 10% é aproveitada pela potência gerada na turbina (55255 kJ/h, cenário A);
- VIII. As perdas inevitáveis associadas aos gases da chaminé e às cinzas chegam apenas a um pequeno percentual da exergia que entra na planta com o combustível e em geral são exageradas quando consideradas da perspectiva isolada da conservação de energia; e
- IX. Da análise exergética do gerador de vapor tem-se que o principal contribuinte para a destruição de exergia é a reação química. No entanto, a destruição por exergia em sistemas de combustão práticos pode ser reduzida minimizando o uso de ar em excesso e pré aquecendo-o, como pode ser constatado na TABELA 8.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Diante do tema abordado e a partir das dificuldades encontradas e das oportunidades vislumbradas, espera-se que o teor dessa dissertação sirva de base para outros estudos que visam tornar a recuperação energética através da incineração de RSU uma tarefa cada vez mais eficiente ao realizar análises de otimização com vistas à maximização da eficiência de primeira e segunda lei termodinâmica bem como à geração de energia elétrica. E, com isso, ficam como sugestões para trabalhos futuros:

- I. Realizar a análise da cinética da combustão considerando-se o balanço estequiométrico de uma reação incompleta, dada uma amostra de RSU (composição química, umidade, entre outros), contabilizando-se assim seu rendimento e seu impacto na geração de calor;
- II. Realizar a análise das cinzas, como quantidade gerada por RSU, sua temperatura de retirada do cinzeiro e seu teor de combustível não queimado ou parcialmente queimado;
- III. Acoplar ao modelo termodinâmico proposto a existência de um condensador e assim ter-se uma usina termelétrica de ciclo *Rankine*;
- IV. A análise exergoeconômica a fim de se detectar os custos envolvidos na operação deste equipamento.

REFERÊNCIAS

- ABRELPE - **Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais**. Disponível em: <<http://abrelpe.org.br/>>. Acesso em: 18 março 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11175**: Incineração de resíduos sólidos perigosos – Padrões de desempenho. Rio de Janeiro: [s.n.], 1989.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10004**: resíduos sólidos – classificação. Rio de Janeiro: [s.n.], 2004.
- BALCAZAR, J. G. C.; DIAS, R. A.; BALESTIERI, J. A. P. Analysis of hybrid waste-to-energy for medium-sized cities. **Energy**, Guaratinguetá, v. 55, p. 728-741, 1 February 2013.
- BAZZO, E. **Geração de Vapor**. 2^a. ed. [S.l.]: UFSC, 1995. 216 p.
- BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. Fourth Edition. ed. [S.l.]: Jhon Wiley & Sons, 2016.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design & Optimization**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1996.
- BRASIL. **Casa Civil. Lei n. 12.305, de 2 de agosto de 2010. Política Nacional de Resíduos Sólidos**. [S.l.]: [s.n.].
- CARNEIRO, M. L.; GOMES, M. S. Energy, exergy, environmental and economic analysis of hybrid waste-to-energy plants. **Energy Conversion and Management**, Rio de Janeiro, n. 179, p. 397-417, 2019.
- CHANG, M. B.; HUANG, C. K. Characteristics Of Energy Flow In Municipal Solid Waste Incinerator. **Journal of Environmental Engineering**, v. 127, p. 78-81, January 2001.
- CHIRICO, V. Municipal Waste Treatment Plants. **Zurich: Swiss Reinsurance Company**, 1996.
- CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE - **CONAMA**. Resolução nº316, de 29 de outubro de 2002. Dispõe sobre procedimentos e critérios para o funcionamento de sistema de tratamento térmico de resíduos. São Paulo, p. 92-95. [S.l.]: [s.n.].
- DILAY, E. **Modelagem e simulação para engenharia de sistemas: acondicionamento de eletrônicos, navios elétricos e fotobiorreatores**. Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná. Curitiba, p. 198. 2013.
- EBOH, F. C.; AHLSTRÖM, P.; RICHARDS, T. Estimating the specific chemical exergy of municipal solid waste. **Energy Science & Engineering**, Sweden, p. 217-231, April 2016.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. **Plano Nacional de Energia 2030**. [S.I.]. 2007.

FERREIRA, E. T. D. F.; BALESTIERI, J. A. P. Comparative analysis of waste-to-energy alternatives for a low-capacity power plant. **Waste Management & Research**, v. 36, p. 247-258, 2018.

HARRISON, R. M.; HESTER, R. E. Waste Incineration and the Environment. **Royal Society of Chemistry**, 1994.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

JACK, T. A.; OKO, C. O. C. Exergy and exergoeconomic analysis of a municipal waste-to-energy steam reheat power plant for Port Harcourt city. **Ambient Energy**, v. 39, n. 4, p. 352-359, 2018.

JHA, A. K. et al. Sustainable municipal solid waste management in low income group of cities: a review. **Tropical Ecology**, Patna, v. 52, p. 123-131, 2011.

KLEIN, P. S. A. **Engineering Equation Solver (EES)**. Versão 9.478-3D. ed. [S.I.]: F-Chart Software, 2013.

LEITE, N. R.; MILITÃO, R. D. A. **Tipos e Aplicações de Caldeiras**. USP - Escola Politécnica. [S.I.], p. 15. 2008. Apoio PETROBRAS.

LINO, F. A. M.; ISMAIL, K. A. R. Alternative treatments for the municipal solid waste and domestic sewage in Campinas, Brazil. **Resources, Conservation and Recycling**, p. 24-30, 2013.

MANNARINO, C. F.; FERREIRA, J. A.; GANDOLLA, M. Contribution to the development of municipal solid waste management in Brazil based on European experience. **Engenharia Sanitária Ambiental**, Rio de Janeiro, v. 21, p. 379-385, 2016. ISSN 1809-4457.

MENDES, M. R.; ARAMAKI, T.; HANAKI, K. Comparison of the environmental impact of incineration and landfilling in São Paulo City as determined by LCA. **Resources, Conservation and Recycling**, p. 47-63, 2004.

MIGLIAVACCAA, A.; OLIVEIRA, S.; YANAGIHARAC, J. I. **Exergy Analysis Applied to the Heating Process of Aviaries For Broiler Production In Brazil**. International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation And Environmental Impact Of Energy Systems. Slovenia: [s.n.]. 2016.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. New York: cambridge university press, 2009. 1143 p.

NOGUEIRA, L. A. H.; LORA, E. E. S. **Dendroenergia. Fundamentos e Aplicações**. 2ª. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2003. 200 p.

NORDI, G. H. et al. Electricity production from municipal solid waste in Brazil. **Waste Management & Research**, v. 35, p. 709-720, 2017.

PERA, H. **Geradores de Vapor**. 2º. ed. São Paulo: Fama, 1990.

PSOMOPOULOS, C. S.; BOURKA, A.; THEMELIS, N. J. Waste-to-energy: A review of the status and benefits in USA. **Waste Management, First international conference on environmental management, engineering, planning and economics**, v. 29, n. 5, p. 1718-1724, 2009.

ROGAUME, T.; JABOUILLE, F.; TORERO, J. L. Effect of excess air on grate combustion of solid wastes and on gaseous products. **International Journal of Thermal Sciences**, France, 2009. 165-173.

SILVA, B. C.; SILVA, V. D. **Combustíveis e Queimadores em Caldeiras**. USP - Escola Politécnica. [S.I.], p. 7. 2008. Apoio PETROBRAS.

SOLHEIMSLID, T.; HARNESHAUG, H. K.; LÜMMEN, N. Calculation of first-law and second-law-efficiency of a Norwegian combined heat and power facility driven by municipal waste incineration – A case study. **Energy Conversion and Management**, p. 149-159, 2015.

TALUPULA, M. B. et al. Alternative Fuels for Internal Combustion Engines: Overview of current research. **SSRG International Journal of Mechanical Engineering**, v. IV, p. 20-29, April 2017.

TCHOBANOGLIOUS, G.; KREITH, F. **Handbook of Solid Waste Management**. 2ª. ed. New York: McGraw-Hill, 2002.

TCHOBANOGLIOUS, G.; THEISEN, H.; VIGIL, S. A. Integrated Solid Waste Management. **Engineering Principles and Management Issues**, 1993.

VARGAS, J. V. C.; ARAKI, L. K. **Cálculo Numérico Aplicado**. 1ª. ed. [S.I.]: Manole Ltda, 2017.

VLASSOV, D. **Combustíveis, Combustão e Câmaras de Combustão**. Curitiba: UFPR, 2001. 185 p.

WANG, Y. et al. Characteristics and trends of research on waste-to-energy incineration: A bibliometric analysis, 1999–2015. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 66, p. 95-104, 2016.