

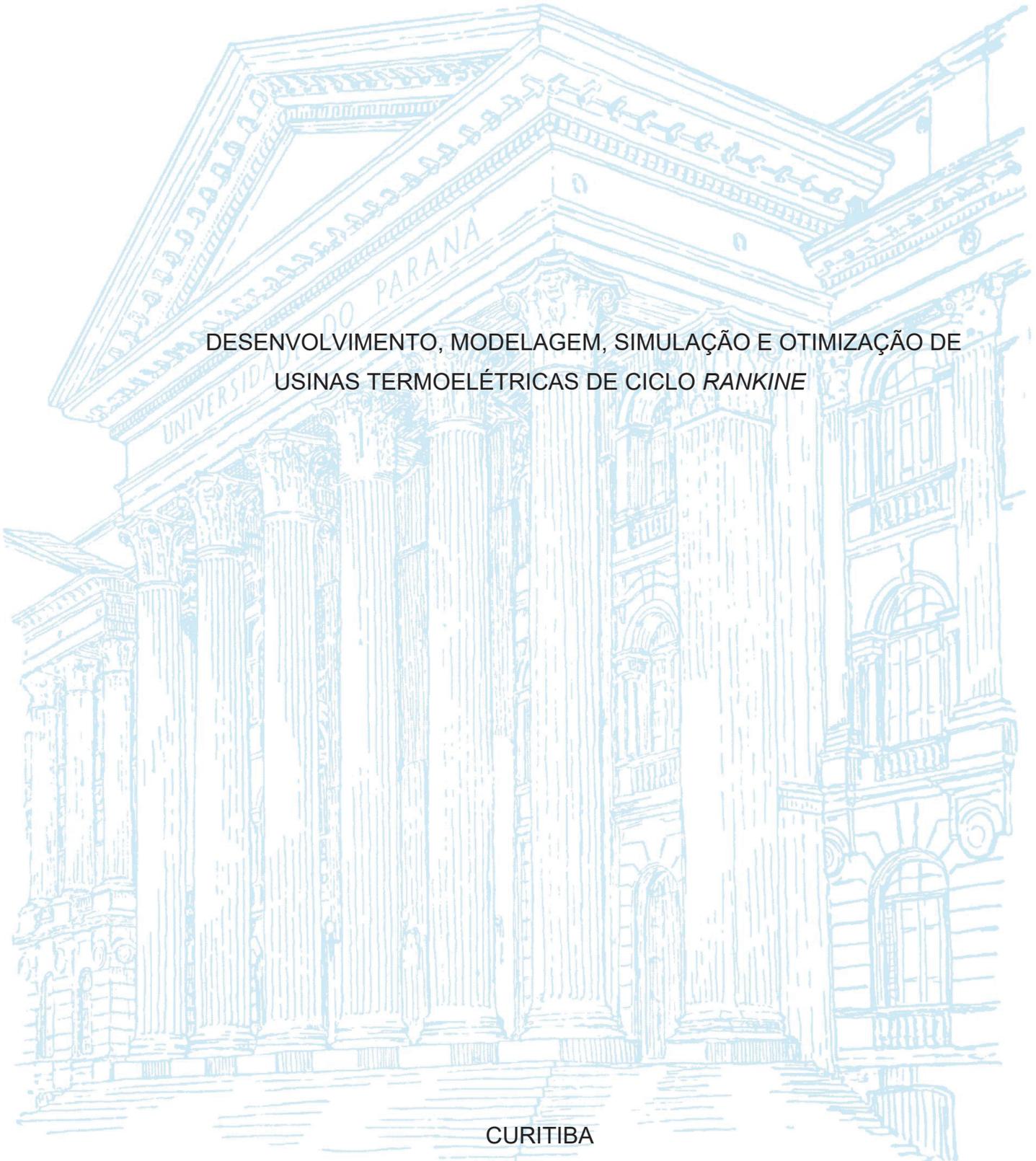
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

MATIAS NICOLAS MUÑOZ

DESENVOLVIMENTO, MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE
USINAS TERMOELÉTRICAS DE CICLO RANKINE

CURITIBA

2023



MATIAS NICOLAS MUNOZ

DESENVOLVIMENTO, MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE
USINAS TERMOELÉTRICAS DE CICLO *RANKINE*

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

Coorientadores: Prof. Dr. Juan Carlos Ordoñez.

Dr. Wellintong Balmant.

CURITIBA

2023

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO NA PUBLICAÇÃO (CIP)
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
SISTEMA DE BIBLIOTECAS – BIBLIOTECA CIÊNCIA E TECNOLOGIA

Muñoz, Matias Nicolas

Desenvolvimento, modelagem, simulação e otimização de usinas termoeletricas de ciclo Rankine. / Matias Nicolas Muñoz. – Curitiba, 2023.

1 recurso on-line : PDF.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

Coorientadores: Prof. Dr. Juan Carlos Ordoñez; Dr. Wellintong Balmant.

1. Entropia. 2. Gás. 3. Vapor. I. Vargas, José Viriato Coelho. II. Ordoñez, Juan Carlos. III. Balmant, Wellintong. IV. Universidade Federal do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. V. Título.

Bibliotecária: Roseny Rivelini Morciani CRB-9/1585

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da tese de Doutorado de **MATIAS NICOLAS MUÑOZ** intitulada: **DESENVOLVIMENTO, MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE USINAS TERMOELÉTRICAS POR CICLO RANKINE**, 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 doutor 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, 17 de Março de 2023.

Assinatura Eletrônica
04/05/2023 22:39:34.0
JOSE VIRIATO COELHO VARGAS
Presidente da Banca Examinadora

Assinatura Eletrônica
04/05/2023 16:39:17.0
LUCIANO KIYOSHI ARAKI
Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

Assinatura Eletrônica
04/05/2023 23:36:13.0
JEFERSON AVILA SOUZA
Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE)

Assinatura Eletrônica
04/05/2023 16:36:24.0
LUIZ ALBERTO DE OLIVEIRA ROCHA
Avaliador Externo (UNISINOS)

Aos meus Pais, Irmã e Avó, guias na minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Ph.D. JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS, orientador deste trabalho, pela dedicação, paciência e incentivos, sendo sua participação de inestimável valor para esta pesquisa.

Ao Dr. WELLINGTON BALMANT, co-orientador, pelo apoio e contribuições feitas neste trabalho.

Ao professor Ph.D. JUAN CARLOS ORDONEZ, co-orientador, pelo apoio e oportunidade.

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

A minha MÃE, minha IRMÃ e minha AVÓ, por me apoiar e acompanhar durante toda a minha vida. Para o meu PAI, que do céu me guia e protege.

Também expresso estima e agradecimentos a todos aqueles, não citados aqui, mesmo assim não menos importantes, que contribuíram com seu tempo, energia, visão, suporte ou amizade, para que este estudo se tornasse possível.

Obrigado!

Nós somos o que fazemos dia a dia. Então, a excelência não é um ato, mas um hábito.

(ARISTÓTELES, A.C.,)

RESUMO

Este trabalho apresenta um modelo matemático para o projeto e otimização de usinas de geração de energia de ciclo *Rankine* a vapor. O modelo assume que as irreversibilidades da planta são predominantes nos trocadores de calor, portanto, a destruição de exergia na turbina, bomba, conexões, tubos e outros componentes internos são desprezados. O método NTU-eficácia foi utilizado para modelar os trocadores de calor e, sem perda de generalidade, a água foi considerada como fluido de trabalho, que muda de fase em ambos os trocadores de calor. Reconhecendo que a entropia é gerada em qualquer sistema físico, o problema de otimização fundamental selecionou a saída de potência líquida adimensional e a eficiência da segunda lei como as funções objetivo a serem maximizadas. Após a identificação dos parâmetros geométricos e operacionais da planta a serem otimizados com base na interseção de método das assíntotas, sujeito a uma restrição física realística da área total fixa dos trocadores de calor, ou seja, para uma planta de tamanho finito. Como resultado, dois níveis de otimização foram identificados: i) o fluido de trabalho, M adimensional e ii) as frações de área dos trocadores de calor: caldeira, x_H , e o condensador, x_L . Máximos agudos foram obtidos em ambos os níveis, o que é ilustrado com um caso base de ~60% de variação de eficiência da segunda lei em comparação com o máximo obtido para $0,05 < M < 0,25$ no primeiro nível de otimização, no caso base considerado neste estudo. A sensibilidade dos resultados ótimos de duas vias para vários parâmetros geométricos e operacionais da planta foi minuciosamente investigada. Os parâmetros otimizados mostraram-se robustos em relação a vários projetos e condições de operação do sistema. Tais descobertas enfatizam a importância dos resultados fundamentais de otimização aqui relatados para qualquer sistema real de usina de ciclo *Rankine* em análise.

Palavras-chave: Geração de entropia; estrutura interna; fluxo de massa; método NTU-eficácia; modelo de gás ideal; propriedades reais do vapor.

ABSTRACT

This paper introduces a mathematical model for the design and fundamental optimization of steam Rankine cycle power plants. The model assumes that the plant irreversibilities are predominant in the heat exchangers, thus exergy destruction in the turbine, pump, fittings, tubes and other internal components are neglected. The NTU-effectiveness method was utilized to model the heat exchangers, and, without loss of generality, water was considered as the working fluid, which changes phase in both heat exchangers. Acknowledging that entropy is generated in any physical system, the fundamental optimization problem selected the dimensionless net power output, and second law efficiency as the objective functions to be maximized, after the identification of plant geometric and operating parameters to be optimized based on the intersection of asymptotes method, subject to a fixed total heat exchangers area realistic physical constraint, i.e., for a finite size plant. As a result, two levels of optimization were identified: i) the working fluid to hot stream mass flow rate ratio, M , and ii) the boiler, x_H , and condenser, x_L , area fractions of the plant fixed total heat exchangers area. Sharp maxima were obtained in both levels, which is illustrated with a base case by ~60% second law efficiency variation in comparison to the obtained maximum for $0.05 < M < 0.25$ in the first optimization level in the base case considered in this study. The two-way optima results sensitivity to several plant geometric and operating parameters were thoroughly investigated. The optimized parameters are shown to be robust with respect to several system's design and operating conditions. Such findings stress the importance of the herein reported fundamental optimization results for whatever actual Rankine cycle power plant system under analysis.

Keywords: Entropy generation; internal structure; mass flow rates ratio; NTU-effectiveness method; ideal gas model; steam actual properties.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - USINA TERMOELÉTRICA SUSTENTÁVEL A PARTIR DA INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	18
Figura 2.2 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO CICLO DE VAPOR PARA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE	25
Figura 2.3 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO CICLO DE VAPOR PARA COGERAÇÃO DE CALOR E	25
Figura 2.4 - CICLO DE VAPOR PARA COGERAÇÃO DE CALOR E ELETRICIDADE, DE ACORDO COM A OPÇÃO DE TURBINA DE CONDENSAÇÃO DE EXTRAÇÃO.	26
Figura 2.5 - DIAGRAMA TEMPERATURA - ENTROPIA PARA UM CICLO DE <i>RANKINE</i> IDEAL	28
Figura 2.6 - RELAÇÃO DE TAMANHO E PRECISÃO DO MODELO MATEMÁTICO	33
Figura 4.1 - ETAPAS DA MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NÚMERICA	50
Figura 4.2 - ESQUEMA DO INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	51
Figura 4.3 - CÂMARA DE COMBUSTÃO DO INCINERADOR. VC-1	52
Figura 4.4 - CÂMARA DE PÓS-COMBUSTÃO VC-2.....	55
Figura 4.5 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA USINA DE VAPOR DO CICLO RANKINE	58
Figura 4.6 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO GERADOR DE VAPOR DA PLANTA	63
Figura 4.7 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO CONDENSADOR (b) E SUBRESFRIADOR (c) DA PLANTA	67
Figura 5.1 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO - VC-1.....	84
Figura 5.2 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA CÂMARA DE PÓS- COMBUSTÃO VC-2.....	85
Figura 5.3 - A EXISTÊNCIA DE UMA RAZÃO DE FLUXO DE MASSA IDEAL PARA O DESEMPENHO MÁXIMO DA PLANTA	90
Figura 5.4 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO GERADOR DE VAPOR	91
Figura 5.5 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO CONDENSADOR.....	92

Figura 5.6 - A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DO SUBRESFRIADOR	93
Figura 5.7 - O EFEITO DE x_{sc} NA PLANTA OTIMIZADA UNIDIRECIONAL PARA $x_H = 0.7$, E $N = 20$	94
Figura 5.8 - A TEMPERATURA ADIMENSIONAL VERSUS DIAGRAMA DE ENTROPIA ESPECÍFICA DO CASO BASE OTIMIZADO UNIDIRECIONAL	95

LISTA DE IMAGENS

Imagem 4-1 - MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS - VISTA DE FRENTE.....	40
Imagem 4-2 - MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS, VISTA POSTERIOR.....	41
Imagem 4-3 - GERADOR DE VAPOR	42
Imagem 4-4 – GERADOR DE VAPOR – EVAPORADOR	42
Imagem 4-5 - SISTEMA DE CONTROLE DE DADO DO GERADOR DE VAPOR ...	43
Imagem 4-6 - GERADOR DE VAPOR - SUPERAQUECEDOR.....	44
Imagem 4-7 - TURBINA RADIAL A VAPOR.....	45
Imagem 4-8 - CONFIGURA INTERNA DA TURBINA A VAPOR	45
Imagem 4-9 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO	46
Imagem 4-10 - TUBULAÇÃO DE VAPOR - SUPERAQUECEDOR - DISTRIBUIDOR DE VAPOR.....	47
Imagem 4-11 - DISTRIBUIDOR DE VAPOR.....	48
Imagem 4-12 - VÁLVULAS DE CONTROLE DE VAPOR	48
Imagem 4-13 - CONDENSADOR RESFRIADO POR AR FORÇADO	49
Imagem 5-1 - AUMENTO DE PRESSÃO NO GERADOR DE VAPOR.....	86
Imagem 5-2 - TESTE DE ROTAÇÃO DA TURBINA E SISTEMA DE ÓLEO	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 4-1 -PARÂMETRO DA COMBUSTÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	53
Tabela 4-2 - PARÂMETRO DA COMBUSTÃO DA CÂMARA DE PÓS-COMBUSTÃO	56
Tabela 4-3 -PROJETO DE CONFIGURAÇÃO BÁSICA DA USINA E PARÂMETROS OPERACIONAIS.....	82

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas.
CHP	- Calor e potência combinados.
CONAMA	- Conselho Nacional do Meio Ambiente.
ELM	- Extreme Learning Machine.
Eq.	- Equação.
INCOSE	<i>International Council on Systems Engineering</i> - Conselho Internacional de Engenharia de Sistemas.
FBR	- Fotobiorreatores.
GLP	- Gás Liquefeito de Petróleo.
HHV	- Poder calorífico superior.
IRSU	- Incineração de resíduos sólidos urbanos.
MAP	- Pirólise assistida por micro-ondas.
MEV	- Método elemento de volume.
MLR	- Regressão Linear Multivariada.
MSWTE	- Instalações municipais de resíduos em energia.
NPDEAS	- Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável.
LHV	- Calor específico inferior.
RNA	- Rede Neural Artificial Multiplayers.
RSU	- Resíduos sólidos urbanos.
UFPR	- Universidade Federal do Paraná.
WtE	- <i>Waste to Energy</i> .

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
C	Taxa de capacidade de calor, W K ⁻¹
c ₁ .. c ₄	Variáveis do condensador
c _p	Calor específico a pressão constante, kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
d ₁ , D, d ₂	Variáveis auxiliares, Eqs. (4.42) e (4.46)
\dot{E}_x	Taxa de exergia, kW
\tilde{E}_x	Taxa adimensional de exergia.
e _x	Exergia específica, kJ kg ⁻¹
F	Função de temperatura do gerador de vapor
f ₁ , f ₂ , f ₃	Funções de temperatura do superaquecedor, evaporador e economizador, Eqs. (4.9), (4.14) e (4.17).
h	Entalpia específica, kJ kg ⁻¹
K	Razão de diferenças de temperaturas do superaquecedor, Eq. (4.9)
k ₁ , k ₂ , k ₃ , k ₄	Variáveis auxiliares, Eqs. (4.8), (4.9), (4.16) e (4.17)
L	Relação de diferenças de temperatura do economizador
M	Razão entre as vazões mássicas
\dot{m}	Vazão mássica, kg s ⁻¹
NTU	Número de unidades de transferência
n	Número de divisões
p	Pressão
\tilde{p}	Pressão adimensional
Q	Taxa de transferência de calor, kW
r	Localização da fração da área do superaquecedor
\dot{S}	Taxa de Entropia, kJ K ⁻¹
s	Entropia específica, kJ kg ⁻¹ K ⁻¹ , localização da fração da área do evaporador.
\tilde{s}	Entropia específica adimensional, s / c _{p,H}
t	Localização da fração da área do economizador
T	Temperatura, K
U	Coeficiente global de transferência de calor, W m ⁻² K ⁻¹
x	Fração de área; título do vapor

w	Localização da fração da área superaquecida do condensador, adimensional
\dot{W}	Potência, kW
\tilde{W}	Potência adimensional
y	Localização da fração de área bifásica do condensador, adimensional
z	localização da fração da área do subresfriador, adimensional

Símbolos Gregos

α	τ_5 erro absoluto para avaliação de convergência, Eq. (4.39)
γ_{eff}	Fator de correção de eficácia, Eq. (60)
Δ	Varição, diferença
ε	Efetividade do trocador de calor
ξ_{cond}	Varição da taxa de exergia do fluxo adimensional do condensador
η_{II}	Eficiência de segunda lei
μ	Taxa de capacidade de calor nos trocadores de calor na região superaquecida
μ'	Taxa de capacidade de calor no condensador na região sub-resfriada
$\mu_{\text{g,L}}$	Fluido de trabalho da seção superaquecida do condensador em relação às taxas de capacidade de calor da água de resfriamento, Eq. (4.40)
$\mu_{\text{g,LH}}$	Relação entre fluido de trabalho da seção superaquecida do condensador e taxa de capacidade de calor da corrente quente, Eq. (4.41)
μ_{L}	Água de resfriamento do condensador em relação às taxas de capacidade de calor da corrente quente, Eq. (4.23)
μ_{sc}	Água de resfriamento do subresfriador para taxa de capacidade de calor do fluxo quente, Eq. (4.45)
τ	Temperaturas adimensional
$\varphi, \alpha, \beta, \lambda$	Coeficientes do balanço estequiométrico da combustão.
λ	Relação de ar estequiométrico na reação de combustão.
θ, ξ, ψ	Coeficientes do balanço estequiométrico da combustão.

Subscritos

Atual	Atual
b	Evaporador
cf	Fluido de corrente fria
f	Líquido
fg	Mudança de fase
g	Vapor
gen	Geração
H	Alta temperatura
i	Entrada
ig	Gás ideal
L	Baixa temperatura
lost	Perdas
max	Máximo
min	Mínimo
mm	Duplo máximo
net	Líquido
opt	Ótimo
o	Saída
p	Pressão constante, bomba
r	Taxa
s	Superaquecedor
sat	Saturado
sc	Sub-resfriado
t	Turbina
tp	Propriedades da turbina
w	Fluido de trabalho
0	Ambiente, variável de entrada

Sobrescritos

– média

Símbolos Químicos

HCl - Ácido clorídrico.

H_2O	- Água.
$C_5 H_{17/2} O_4 N_{1/5}$	- Resíduos Sólidos Urbanos.
C_4H_{10}	- Butano.
CO_2	- Dióxido de carbono.
SO_2	- Dióxido de enxofre.
NO_2	- Dióxido de nitrogênio.
H_2	- Hidrogênio.
CH_4	- Metano.
SO_x	- Óxido de enxofre.
NO	- Óxido de nítrico.
NO_x	- Óxido de nitrogênio.
O_2	- Oxigênio.
C_3H_8	- Propano.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 ENGENHARIA DE SISTEMA	17
1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE	19
2 REVISÃO DE LITERATURA	20
2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	20
2.2 TRATAMENTO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	21
2.2.1 Tratamento térmico de resíduos sólidos urbanos	21
2.3 <i>WASTE TO ENERGY</i>	23
2.4 ENGENHARIA DE SISTEMA	30
2.5 MODELOS MATEMÁTICOS DE USINAS TERMOELETRICAS A PARTIR DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS.	33
3 OBJETIVOS	37
3.1 OBJETIVO GERAL	37
3.2 OBJETIVO ESPECÍFICO	37
4 MATERIAIS E MÉTODOS	38
4.1 DESENVOLVER E INSTRUMENTAR UMA USINA TERMOELÉTRICA DE CICLO RANKINE.	38
4.1.1 Incinerador de Resíduos Sólidos Urbanos	38
4.1.2 Gerador de vapor	41
4.1.3 Turbina	44
4.1.3.1 Sistema de Lubrificação	46
4.1.3.2 Tubulação de vapor	47
4.1.4 Condensador	49
4.2 MODELO MATEMÁTICO PARA A USINA TERMOELETRICA DE CICLO <i>RANKINE</i>	50
4.2.1 Câmara de combustão. VC – 1	52
4.2.2 Câmara de pós-combustão. VC – 2	55
4.2.3 Usina de Ciclo <i>Rankine</i>	57
4.2.4 Gerador de vapor	60
4.2.5 Superaquecedor	61
4.2.6 Evaporador	62
4.2.7 Economizador	63

4.2.8 Temperatura de saída do fluido de trabalho do Gerador de vapor.....	64
4.2.9 Turbina a vapor	65
4.2.10 Condensador.....	66
4.2.11 Condensador e bomba.....	73
4.2.12 Distribuições adimensionais de temperatura no Gerador de vapor, Condensador e Subresfriador.	75
4.2.13 Superaquecedor $(0 \leq r \leq r_e = x_{g,H})$	75
4.2.14 Evaporador $(0 \leq s \leq s_e = x_{fg,H})$	76
4.2.15 Economizador $(0 \leq t \leq t_e = x_H - x_{g,H} - x_{fg,H})$	76
4.2.16 Seção superaquecida do condensador $(0 \leq w \leq w_e = x_{g,L})$	76
4.2.17 Seção bifásica do condensador $(0 \leq y \leq y_e = x_{fg,L})$	77
4.2.18 subresfriador $(0 \leq z \leq z_e = x_{sc})$	78
4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DETERMINANDO OS IMPACTOS NA RESPOSTA DO SISTEMA, IDENTIFICANDO OPORTUNIDADES DE OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA.....	78
4.3.1 Método Numérico	81
5 RESULTADOS.....	84
5.1 DESENVOLVER E INSTRUMENTAR UMA USINA TERMOELÉTRICA DE CICLO RANKINE.	84
5.2 MODELO MATEMÁTICO PARA A USINA TERMOELETRICA DE CICLO <i>RANKINE</i>	88
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	97
6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	98
REFERÊNCIAS.....	99

1 INTRODUÇÃO

Em um mundo em que dia após dia a população cresce, desenvolve-se economicamente e evolui tecnologicamente, a geração de resíduos vem aumentando ao mesmo ritmo. Assim, o meio ambiente é diretamente prejudicado e conseqüentemente a sociedade afronta os impactos negativos. Nas áreas urbanas, o problema é ainda mais grave porque quanto maior o desenvolvimento econômico e tecnológico maior é a geração de resíduos. Portanto, a gestão dos resíduos e a geração de fontes de energia sustentáveis são umas das principais questões a serem abordadas pela comunidade mundial (SINGH, 2019).

Atualmente são gerados no mundo 1,3 bilhões de toneladas de resíduos a cada ano, e estima-se que até 2025 aumentará para 2,2 bilhões de toneladas de resíduos por ano. Portanto, a falta de planejamento e a infraestrutura inadequada para o descarte dos resíduos fazem com que uma quantidade significativa seja despejada em áreas públicas, como lixões a céu aberto ou rios, (MOYA *et al.*, 2019).

Os Resíduos Sólidos Urbanos são particularmente preocupantes nas economias em desenvolvimento, pois uma parcela significativa da população não tem acesso a um serviço de coleta adequada. Em geral, a maioria dos resíduos é tratado de uma das três maneiras: aterro sanitário (53,8%), reciclagem (34,5%) e incineração (11,7%). Embora a taxa de incineração ainda seja baixa em alguns países, a reutilização e reciclagem de cinzas de incineração podem reduzir muito os encargos de descarte de RSU e fornecer materiais valiosos para países que têm recursos naturais limitados. Dentre os benefícios da incineração temos a redução de volume dos resíduos, o fornecimento de fonte de energia elétrica e o aumento da reciclagem no sistema de gestão de resíduos, (LIU, *et al.*, 2015).

Com mais de 80% da parcela global de energia primária sendo atendida a partir de combustíveis fósseis a incineração de resíduos sólidos urbanos (IRSU) pode desempenhar um papel crucial na compensação do consumo de combustível fóssil e no aumento da quantidade de energia renovável, ao mesmo tempo em que auxilia no tratamento de resíduos. Até o momento, existem aproximadamente 1.179 plantas IRSU em todo o mundo com uma capacidade total superior a 700.000 toneladas métricas por dia (doravante escrita como MT/d), (LUKE, WARANGKANA, KUA-ANAN, 2018).

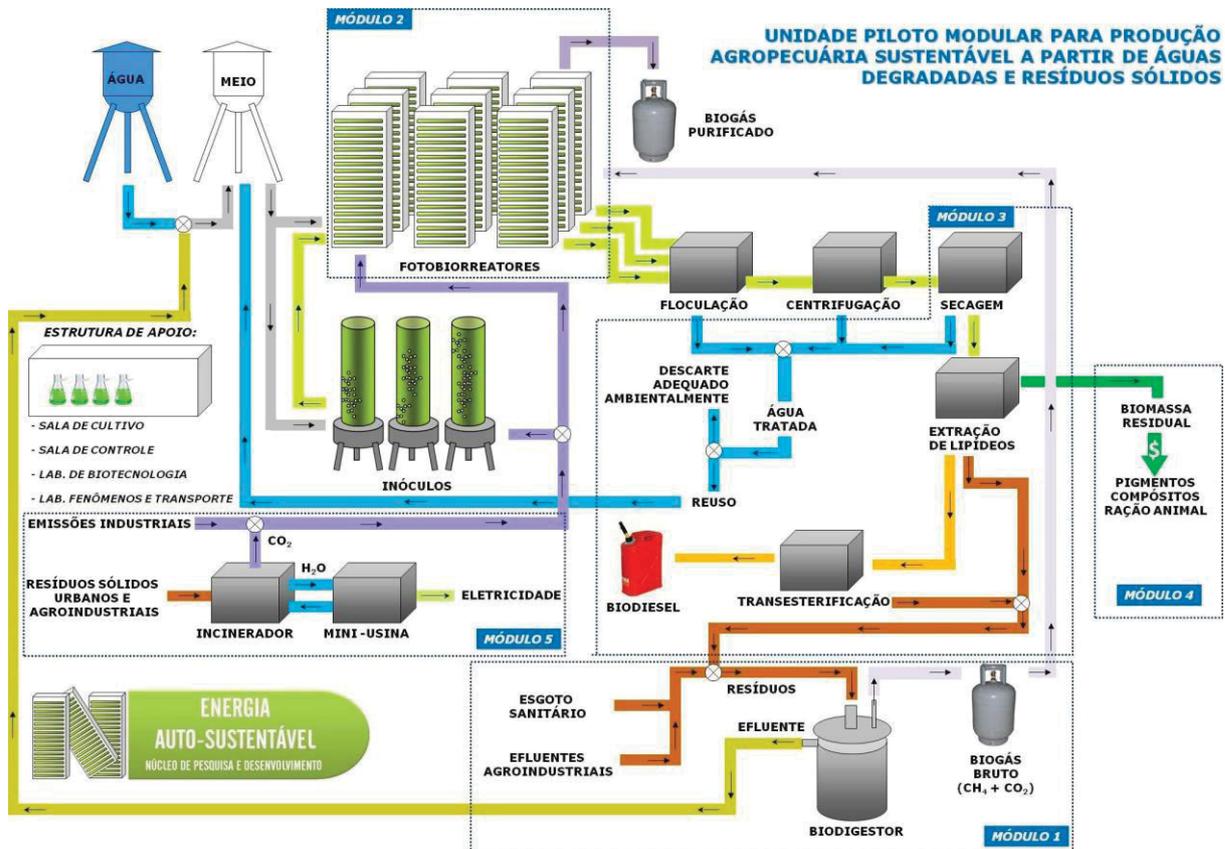
Pelo exposto, até aqui, fica evidente que à medida que a sociedade se desenvolve e aumenta seu consumo, os sistemas de geração de energia se tornam mais complexos. A multidisciplinaridade de seus equipamentos impõe muitos desafios para o projetista. Assim, neste contexto é necessário o desenvolvimento de ferramentas matemáticas e computacionais simplificadas para viabilizar a solução de modelos matemáticos complexos. Tendo como motivação a obtenção de resultados numéricos precisos e com baixo tempos computacionais que permitam analisar as diversas configurações possíveis de um sistema, antes de realizar a construção e o investimento financeiro.

1.1 ENGENHARIA DE SISTEMA

Em relação à definição apresentada na seção anterior, são exemplos de projetos de engenharia de sistema: incineradores de resíduos sólidos, sistemas de geração de energia (cogeração), sistema de tratamento de emissões. Assim, um sistema de geração de energia, distribuição e controle, acumulação de energia, transferência de calor e gerenciamento térmico, motores, compressores e trocadores de calor, presentes no sistema de tratamento térmico de resíduos são considerados integrados; pois dependentes um do outro em operações ótimas e sincronizadas. A geração de calor está presente em todos os níveis do processo de tratamento térmico dos resíduos e geração de energia. O mau gerenciamento térmico do sistema pode produzir um evento inesperado, (VARGAS; ARAKI, 2016).

Diante do exposto, observa-se que existe um ciclo que se retroalimenta, no qual a sociedade se desenvolve, consome energia e ao mesmo tempo gera resíduos. Analisando este problema, chega-se a uma solução sustentável, como a utilização de usinas termoelétricas a partir da incineração de resíduos. Nesse caminho a Figura 1.1 apresenta a solução para geração de energia sustentável.

Figura 1.1 - USINA TERMOELÉTRICA SUSTENTÁVEL A PARTIR DA INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS



Fonte: modificado de DILAY (2013).

Assim, começando a partir do Módulo 1, a entrada de resíduos proveniente de efluentes agroindustriais que serão tratados em um biodigestor para a produção de biogás. O efluente que resultar dessa biodigestão, rico em matéria orgânica, será diluído em água e servirá de meio de cultivo para microalgas (*Scenedesmus* sp.) nos fotobiorreatores (FBR) do Módulo 2. Na presença de luz solar, nutrientes e gás carbônico, as microalgas, ricas em lipídios, podem se proliferar, fornecendo matéria prima para a fabricação de biodiesel. Os fotobiorreatores promovem a circulação das algas para absorção da luz solar através de tubos transparentes ao mesmo tempo em que promovem a difusão dos gases que entram e saem. Após o cultivo, as microalgas devem passar por processos de flocculação, centrifugação, secagem para então ocorrer a extração de lipídios no Módulo 3. Neste módulo será realizado ainda o processo de transesterificação que resultará no biodiesel. Após ocorrer a extração de lipídios das microalgas, a biomassa residual poderá ser processada no Módulo 4 para dar origem a pigmentos, ração animal, etc. Por fim, o Módulo 5 receberá RSU provenientes da universidade para a incineração e aproveitamento da energia

térmica na abordagem *WtE* em um ciclo *Rankine* com água como fluido de trabalho. Seus gases de combustão serão direcionados ao Módulo 2 para suprir as microalgas com CO_2 , reduzindo a liberação de gases de efeito estufa do sistema e melhorando a geração de biomassa de microalgas para produção de biodiesel. Este tipo de proposta integrada tende a diminuir os custos de produção de energia de fontes alternativas, e ainda possibilita a busca por maiores eficiências já que os fluxos de massa e energia podem ser reaproveitados em diferentes partes do sistema.

A este trabalho caberá analisar o Módulos 5, observando suas entradas, saídas e eficiências de conversão de energia. Uma análise termodinâmica permitirá a visualização dos fluxos de exergia ao longo do sistema, permitindo a otimização de parâmetros aliados a fatores energéticos.

1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE

Este trabalho está organizado a partir da contextualização e motivações descritas no Capítulo 1. A continuação, o Capítulo 2 contém a revisão bibliográfica. O Capítulo 3 traz os objetivos geral e específicos. No Capítulo 4 apresentamos a modelagem matemática usando-se o método de elementos de volume (MEV) da usina termoelétrica em ciclo *Rankine*. Ainda, realiza-se uma análise da unidade experimental e são apresentados os equacionamentos. No capítulo 5 mostram-se os resultados obtidos na simulação do modelo matemático. Por fim, no Capítulo 6 se apresentam as conclusões deste trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Este capítulo é dedicado ao estudo das tecnologias e as tendências observadas nos assuntos relacionados com a linha de pesquisa acadêmica deste trabalho. Serão considerando alguns tópicos com maior ênfase, como é o caso da usina termoeletrica, da Engenharia de Sistemas e da Modelagem Matemática. Ainda, será apresentado o estado da arte do tema da pesquisa, tendo como fim a fundamentação de conceitos e de valores para a modelagem que será realizada.

2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

Segundo a norma NBR 10004 da Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT, 2004, definem-se como resíduos sólidos: “Restos nos estados sólido, semi-sólido, que resultam das atividades humanas ou não humanas, considerados como inúteis ou descartáveis”.

São considerados resíduos sólidos urbanos aqueles gerados em residências, estabelecimentos comerciais, serviços de varrição, de poda, sistema de tratamento de esgoto, sistema de drenagem urbana e sistema de tratamento de água. Os resíduos sólidos urbanos em geral se compõem por: papel, papelão, plástico, vidro, metais, têxteis, alimentos e resíduos de jardim. Como tal, eles contêm uma proporção de matérias renováveis que podem ser reutilizadas para a produção de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos, além da geração de energia.

De acordo com Srivastava *et al.* (2014) a composição e características dos RSU depende de alguns fatores tais como: situação econômica, hábitos de alimentação, tipo de normas, fonte de energia, condições ambientais e topografia que se desenvolve a vida das pessoas. Em geral, a situação econômica dos países é um indicador que impacta na composição dos RSU, portanto, em países com renda elevada a fração de resíduos orgânicos é mais baixa quando se compara com os países com menor renda. Conseqüentemente a composição dos RSU nos países de média e baixa renda é atribuído ao alto porcentual de matéria orgânica 40 – 85%, alto teor de umidade 40 – 80%, alta densidade 250 – 500 kg m⁻³ e baixo valor calórico 800 – 1100 kcal kg⁻¹. A diferença com os países mais desenvolvidos é que apresentam na composição de RSU baixo porcentual de matéria orgânica 20 – 30%, baixo teor de umidade 5 – 20%, baixa densidade 100 – 170 kg m⁻³ e alto valor

calórico 1.500 – 2.700 kcal kg⁻¹. De maneira geral no mundo se produzem 1.300 milhões de toneladas por ano (1,2 kg per⁻¹ capita dia⁻¹), quantidade que irá aumentar para 2.2 bilhões de toneladas por ano em 2025.

No Brasil quase 68% dos RSU coletado são descartados em aterros sanitários, 16% em aterros sanitários controlados, 18% lixeiras a céu aberto, 2% são reciclados e uma fração insignificante é incinerado. (AGOSTINHO *et al.*, 2013).

Os evidentes sinais de mudanças climáticas causadas pela ação humana ao longo das últimas décadas atraem atenção para as fontes renováveis de energia. Neste sentido, os RSU caracterizam-se como uma promissora fonte renovável de energia devido à sua composição, que geralmente inclui materiais orgânicos como restos de comida, madeira, além de plásticos e papel. A utilização desses resíduos na obtenção de energia, tanto térmica, quanto elétrica, vai ao encontro da necessidade de uma correta destinação da crescente produção de lixo nas aglomerações humanas, aliada, ainda, à disponibilidade perto das fontes consumidoras de energia, (GABBAR *et al.*, 2018).

2.2 TRATAMENTO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

A energia disponível no resíduo se apresenta na forma de energia química, sendo necessário uma reação para sua liberação e conseqüentemente execução de alguma ação de interesse, como (pode ser) a geração de calor. Assim, a sua conversão em um combustível gasoso ou líquido permite a geração de energia mecânica em motores de combustão interna.

Deste modo, se justifica a utilização de diversas tecnologias, baseadas em alguns dos processos de conversão disponíveis atualmente. Estes processos podem ser classificados em três grupos: processo físicos, termoquímicos e biológicos.

2.2.1 Tratamento térmico de resíduos sólidos urbanos.

Gaseificação

Trata-se de um processo que envolve a combustão parcial ou oxidação da biomassa para obter gases de síntese (*syngas*); a temperatura de trabalho nos gaseificadores supera 800 °C. O gás de síntese pode conter contaminantes tais

como ácido sulfídrico (H₂S), ácido clorídrico (HCl), assim como: CO entre 9 e 21 %, Hidrogênio (H₂) entre 6 e 19 % e CH₄ entre 3 e 7 % (NOGUEIRA; LARA, 2003).

Existem gaseificadores de leito fixo e leito fluidizado. O processo de gaseificação resulta em reações complexas. Porém, de forma introdutória e em termos teóricos, pode ser subdividido nas seguintes etapas:

- etapa de pirólise ou decomposição térmica, que se desenvolve a temperaturas próximas de 600 °C;
- oxidação de parte do carbono fixo do combustível, processo que constitui a fonte de energia térmica para a volatilização e gaseificação;
- gaseificação, que inclui reações heterogêneas entre os gases e o coque residual, assim como reações homogêneas entre os produtos já formados;
- craqueamento do alcatrão – processo de destruição térmica das moléculas dos compostos que formam o alcatrão com a obtenção de CO, CO₂, CH₄;
- oxidação parcial dos produtos da pirólise, (NOGUEIRA; LARA, 2003).

Pirólise

Processo que consiste na degradação térmica da biomassa em ausência total ou quase total de agente oxidante (ar), a uma temperatura relativamente baixa 300 – 1.000 °C. O calor requerido pode ser fornecido indiretamente pela combustão de biomassa, porém o produto não resulta desta combustão, mas sim da ação térmica.

O rendimento depende da composição e propriedades da matéria prima. A pirólise é uma opção para liquefazer a biomassa sólida e produzir bio-óleo. No entanto, a eficiência energética é afetada pelo alto teor de umidade da matéria prima (CHEN *et al.*, 2016).

Visando melhorias ao processo de pirólise surgiu uma nova alternativa, denominada pirólise assistida por micro-ondas (MAP). O aquecimento por micro-ondas tem a característica de esquentar internamente o material que será tratado. Assim, as micro-ondas induzem o calor ao nível molecular por conversão direta da energia eletromagnética. Esse processo pode ajudar a superar as desvantagens associadas aos processos de leito fluidizado e melhorar a eficiência do processo, (DU *et al.*, 2011).

Incineração/Queima direta

O processo de queima direta é a tecnologia de conversão mais antiga e a mais difundida comercialmente. Na combustão dos resíduos gera-se calor, bem como: CO₂, Óxidos de Nitrogênio (NO_x), Nitrogênio (N₂), vapor de água e cinzas, caso a combustão seja completa; no caso de combustão incompleta tem-se também outros gases como: CO e Hidrocarbonetos (HC). A temperatura de trabalho, na maioria dos incineradores, está entre 250 °C a 1.400 °C, com a presença de ar para a oxidação do combustível (biomassa). O processo de queima dos resíduos acontece em quatro etapas consecutivas bem definidas: secagem, emissão dos voláteis, ignição dos voláteis e combustão dos resíduos. As cinzas do processo variam de 5 – 10 % em massa do RSU, e na maioria dos casos são enviadas para os aterros ou então são destinadas à produção de novos produtos, especialmente da construção civil. O processo de incineração é recomendado para resíduos com alto poder calorífico e que estejam localizados dentro das regiões urbanas, assim se reduzem os custos de transporte e operação, (JHA *et al.*, 2011).

No processo de queima direta existem vários inconvenientes, como: a formação de partículas e gases nocivos, entre eles a dioxina (C₄H₄O₂), que é o produto gasoso mais venenoso. Outra questão é econômica, devido à incineração apresentar o maior custo em relação a outros processos. Mas, a combustão de resíduos com recuperação de energia pode ser uma opção interessante para diminuir o custo da incineração para aglomerados urbanos com pelo menos 100.000 habitantes, devido ao fato de ser necessária uma taxa contínua de alimentação de resíduos no sistema de incineração, (DASKALOPOULOS *et al.*, 1998).

2.3 WASTE TO ENERGY

O RSU para energia significa extrair energia dos resíduos por combustão direta (por exemplo, gaseificação, incineração e pirólise) ou conversão bioquímica. A conversão de resíduos em energia fornece uma excelente alternativa à combustão de combustíveis fósseis. Esta fonte de energia alternativa, queima de maneira mais limpa do que muitos combustíveis fósseis. As emissões (dioxinas, furanos, mercúrio, cádmio, chumbo, ácido clorídrico, dióxido de enxofre e particulados) das instalações municipais de resíduos em energia (MSWTE) foram consideradas inferiores quando

comparadas com as instalações que queimam combustíveis fósseis, (MUKHERJEE *et al.*, 2020).

Análises recentes nos desenvolvimentos do *WtE* podem ajudar a resolver o problema de gerenciamento dos resíduos e garantir a segurança energética no mundo. Tecnologias de ponta, como gaseificação, pirólise, incineração / combustão e digestão anaeróbica com recuperação de biogás, utilizaram os RSU como matéria prima para gerar eletricidade, calor e potência combinados. Os subprodutos da conversão *WtE* também são úteis em muitos casos, como composto (usado como adubo), carvão e escória (para material de construção).

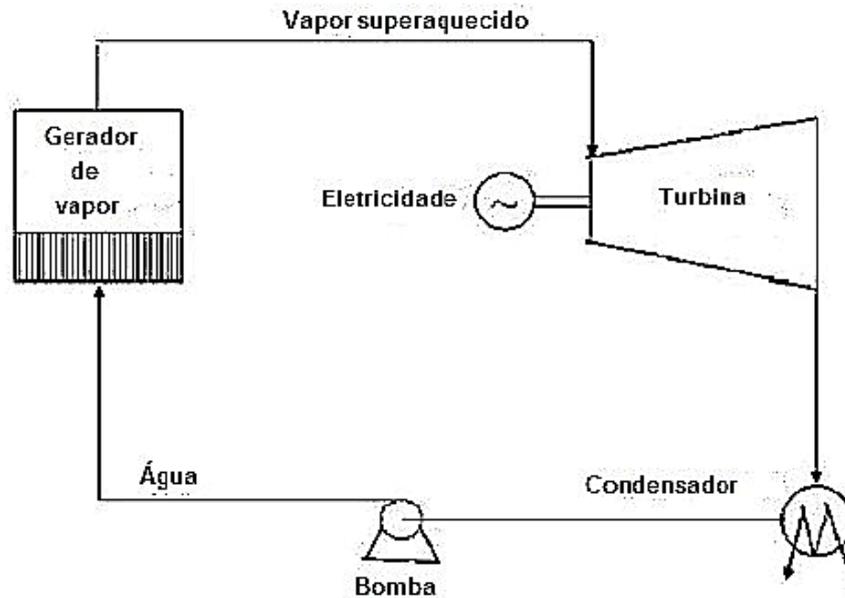
Recuperação de energia a partir da incineração de resíduos

Na incineração, é realizada a combustão de resíduos sólidos e heterogêneos, fornecendo uma quantidade de ar em excesso em relação aos requisitos estequiométricos, a fim de promover a oxidação completa de todas as espécies elementares. Os valores do excesso de ar estão na faixa de 40 a 150%, levando a uma produção específica bastante elevada de gases de combustão na faixa de 4 a 10 m³ kg⁻¹, dependendo da tecnologia de incineração, com valores mais altos para fornos rotativos e valores mais baixos para queimadores de leito fixo e leito fluidizado, que, por sua vez, fornecem algumas consequências negativas sobre o desempenho da recuperação de energia, (VAN CANEGHEM *et al.*, 2012).

A vazão elevada de gás de combustão significa uma perda expressiva de energia. A produção de energia é realizada recuperando parcialmente a quantidade de calor dos produtos de combustão, normalmente por meio de um gerador de vapor, na maioria dos casos integrado ao combustor. Quando apenas a produção de energia térmica é realizada, geralmente é gerado vapor saturado, enquanto que para a produção de eletricidade, normalmente é gerado vapor superaquecido. Nos dois últimos casos, o vapor superaquecido é fornecido a uma turbina a vapor para criar um ciclo Hirn (que é o nome comumente utilizado para um ciclo *Rankine* com superaquecimento de vapor), (LOMBARDI; CARNEVALE E CORTI, 2015).

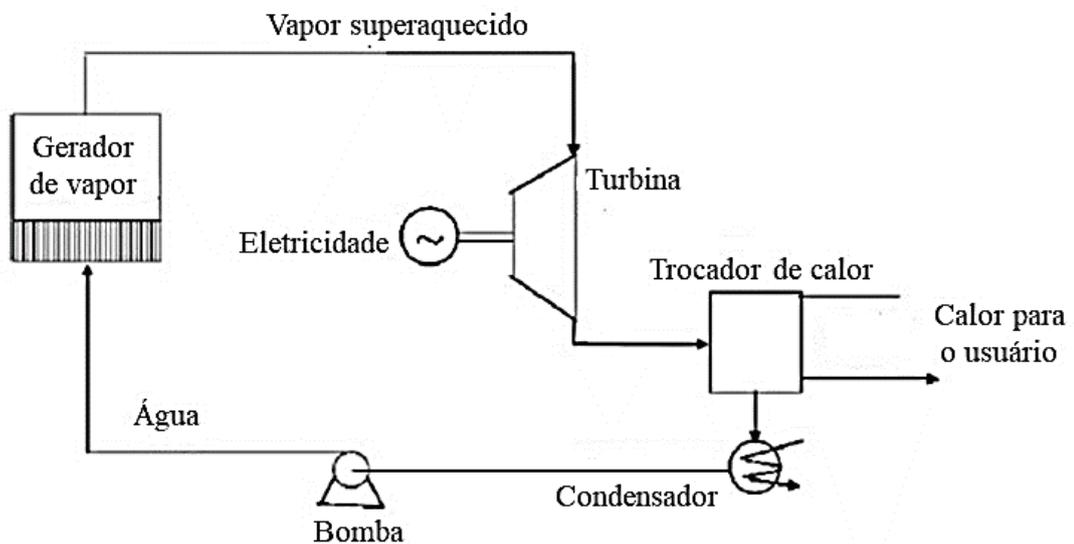
Na Figura 2.1 mostra-se na o ciclo Rankine básico para geração de eletricidade. Enquanto para a CHP, é adotada uma turbina de contrapressão, Figura 2.2, ou uma turbina de condensação de extração, Figura 2.3.

Figura 2.1 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO CICLO DE VAPOR PARA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE



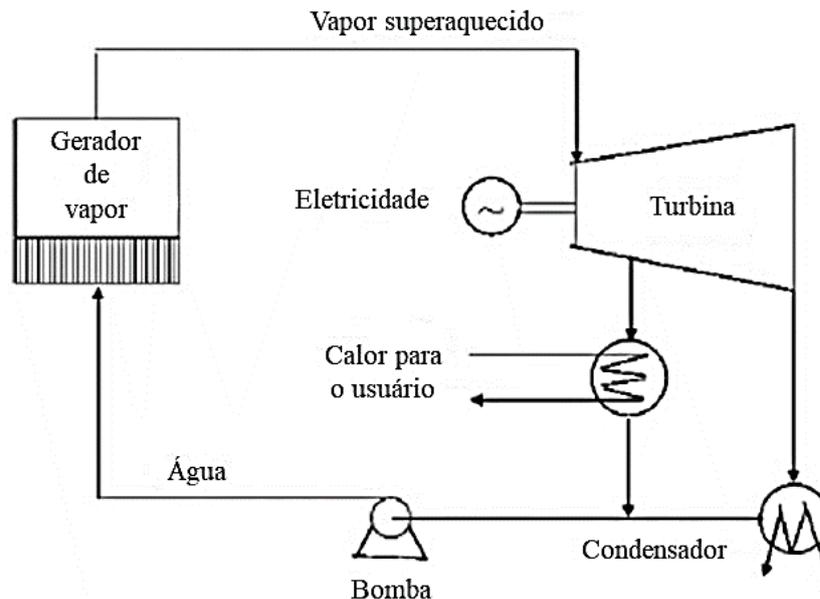
Fonte: Adaptado de LOMBARDI; CARNEVALE E CORTI (2015).

Figura 2.2 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO CICLO DE VAPOR PARA COGERAÇÃO DE CALOR E ELETRICIDADE, DE ACORDO COM A OPÇÃO DE TURBINA DE CONTRAPRESSÃO



Fonte: Adaptado de LOMBARDI; CARNEVALE E CORTI (2015).

Figura 2.3 - CICLO DE VAPOR PARA COGERAÇÃO DE CALOR E ELETRICIDADE, DE ACORDO COM A OPÇÃO DE TURBINA DE CONDENSAÇÃO DE EXTRAÇÃO.



Fonte: Adaptado de LOMBARDI; CARNEVALE E CORTI (2015).

A CHP é indicada como a melhor técnica para recuperação de energia. Verificou-se também que a CHP obtém melhores desempenhos na análise do Ciclo de Vida do que apenas a produção de eletricidade e, além disso, é a solução técnica que pode garantir altos valores do índice de recuperação de energia. No entanto, a produção de apenas eletricidade é a única possibilidade na ausência de usuários térmicos (plantas industriais ou aquecimento urbano) nas proximidades da planta *WtE*. (DAMGAARD *et al.*, 2010).

Geração de energia

Analisando somente a geração de eletricidade das plantas de *WtE* apresentam uma baixa eficiência quando comparadas com usinas convencionais de combustível fóssil. A eficiência elétrica líquida máxima das plantas *WtE* relatada na literatura é de 30% com base no calor específico inferior (LHV). De fato, as eficiências médias internacionais ponderadas com base no LHV são de 35% para carvão, 45% para gás natural e 38% para geração de energia a óleo, (MURER *et al.*, 2011).

O tamanho das plantas *WtE*, é determinado principalmente pela extensão da área de coleta que é servido por cada planta. O tamanho é geralmente bastante

pequeno, também considerando que plantas pequenas podem encontrar menos oposição social. São classificadas como pequenas plantas aquelas com um rendimento inferior a 100.000 toneladas ano⁻¹; plantas médias aquelas na faixa de 100.000 a 250.000 toneladas ano⁻¹; e grandes plantas, aquelas com um rendimento superior a 250.000 toneladas ano⁻¹. No entanto, para o processo térmico, faz mais sentido classificar as plantas com base em sua entrada térmica, que depende tanto da taxa de transferência de resíduos quanto do LHV, (REIMANN, 2012).

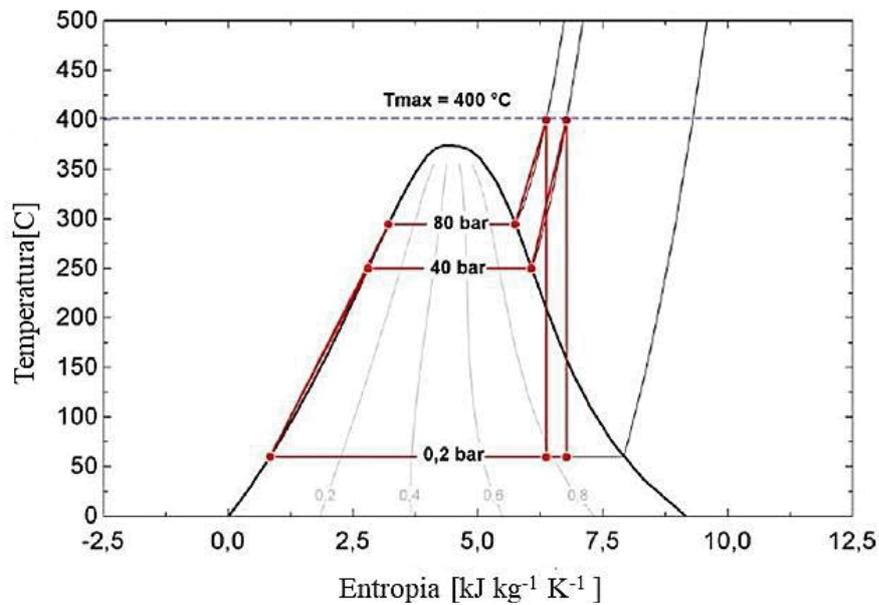
Assim, as quantidades de entrada térmica na *WtE* são geralmente pequenos - inferiores a 35 MWLHV - ou médios - inferiores a 90 MWLHV - e, em qualquer caso, definitivamente muito menores que as usinas de combustível fóssil convencionais (1000–2000 MWLHV ou até maiores). A pequena quantidade de entrada térmica tem vários efeitos negativos no desempenho da *WtE*, devido a duas principais razões i) a eficiência da turbina a vapor diminui com o tamanho da relação volume/superfície desfavorável na câmara de combustão da *WtE* que impõe grande excesso de ar a temperatura ambiente, ii) o desempenho dos dispositivos auxiliares diminui com o tamanho da câmara de combustão, (CONSONNI; VIGANÒ, 2012).

Parâmetros do vapor

Para o ciclo de Rankine, a eficiência aumenta à medida que a pressão e a temperatura do vapor superaquecido aumentam. No entanto, as superfícies de transferência de calor do gerador de vapor na *WtE* devem enfrentar corrosão ácida, causada pelos cloretos metálicos nas cinzas volantes e pela alta concentração de cloreto de hidrogênio (HCl) no gás de combustão. O cloro tem um papel fundamental no processo de corrosão. A presença de cloro nos resíduos, bem como nos metais, é inevitável. A corrosão ácida depende principalmente da temperatura da superfície metálica. A taxa de corrosão aumenta com a temperatura, portanto, para limitar a corrosão, deve-se limitar a temperatura na superfície. Essa consideração se aplica às superfícies de evaporação e superaquecimento, definindo limites tanto à pressão de evaporação quanto à temperatura de superaquecimento. Além disso, a combinação do limite na temperatura máxima de superaquecimento e do teor máximo de umidade na descarga da turbina de condensação geralmente estabelece um limite ainda mais rigoroso da pressão máxima de evaporação. De fato, sem reaquecer, uma vez fixada a temperatura de superaquecimento, para garantir uma

certa qualidade do vapor na descarga da turbina, a pressão de evaporação não deve exceder um certo nível, que depende da eficiência de expansão da turbina (ou seja, a inclinação da linha de expansão no diagrama entalpia-entropia). Esta situação é exemplificada no diagrama termodinâmico mostrado na Figura 2.4, (DE GREEF *et al.*, 2013).

Figura 2.4 - DIAGRAMA TEMPERATURA - ENTROPIA PARA UM CICLO DE RANKINE IDEAL



Fonte: o Autor (2023).

A Figura 2.5 mostra que, para uma temperatura fixa de superaquecimento (T_{max}), o aumento da pressão de evaporação leva a uma diminuição na qualidade do vapor na descarga da turbina. Por essas razões, ciclos de vapor associados aos processos *WtE* geralmente adotam parâmetros conservadores, com uma temperatura de gás de combustão no superaquecedor, não excedendo 650 °C, assim se impede altas taxas de corrosão, (PAVLAS *et al.*, 2011).

Em termos de eficiência, a maioria das plantas modernas usam 40 bar / 400 °C, normalmente produzem 640 kWh Mg⁻¹ de eletricidade, o que corresponde a uma eficiência elétrica bruta de 22% (LHV de 10,44 MJ Mg⁻¹). Com um consumo interno de 120 kWh Mg⁻¹, isso acaba sendo em torno de 520 kWh de eletricidade exportada por Mg de resíduos, representando uma eficiência líquida de 18%.

A configuração tradicional dos geradores de vapor alimentados por resíduos geralmente define um evaporador como o primeiro trocador de calor na sequência

de bancos que resfriam o gás de combustão. Esta solução permite manter baixa a temperatura das superfícies dos tubos onde estão presentes altos fluxos de calor. Além disso, esta é a maneira mais eficaz de resfriar os gases de combustão, enquanto recupera energia, a uma temperatura baixa o suficiente para limitar a corrosão nos bancos a seguir, especialmente superaquecedores. O projeto aprimorado da caldeira, o uso de revestimento de material resistente à corrosão dos tubos da parede d'água e a adaptação do ciclo de vapor de água abrem a possibilidade de aumentar a temperatura do vapor superaquecido e, portanto, convenientemente a pressão, (LOMBARDI; CARNEVALE e CORTI, 2015).

Pressão de condensação

A eficiência do ciclo Rankine também é aprimorada para diminuir a pressão no condensador. A pressão do condensador, por sua vez, é influenciada pelo meio de resfriamento, sua temperatura e capacidade da planta. A pressão dos condensadores refrigerados a ar está significativamente relacionada à temperatura do ar circundante. A temperatura de 10°C permite pressão de 0,1-0,08 bar, a temperatura de 20°C tem um impacto negativo no aumento da pressão de condensação para 0,17-0,12 bar. A pressão do condensador pode ser reduzida usando condensadores resfriados a água em um circuito fechado com uma torre de resfriamento atmosférica. No entanto, nas plantas tradicionais de *WtE*, os condensadores resfriados a ar são frequentemente usados, porque são mais baratos que os condensadores resfriados a água, (PAVLAS *et al.*, 2011).

Alta perda na chaminé sem pré-aquecimento

O desempenho da caldeira é influenciado pela saída de temperatura e quantidade de exaustão, ou seja, perdas térmicas por calor sensível. Além disso, a umidade da matéria prima influencia as perdas. No entanto, quando o LHV dos resíduos é considerado para o cálculo de perdas e eficiência da caldeira, no lugar do poder calorífico superior (HHV), o efeito da umidade da matéria-prima já é contabilizado. Essas perdas de energia são a contribuição mais importante para as perdas gerais do processo, variando de 7% a 25% do consumo de energia residual, de acordo com a temperatura de exaustão e o excesso de ar; enquanto outras perdas no processo geral (perdas térmicas por radiação e convecção, perdas

químicas por combustão incompleta, perdas térmicas em combustível não queimado) são menos importantes (cerca de 3 a 4%), (STEHLÍK, 2012).

A eficiência da caldeira - calculada como a razão entre a energia adquirida pelo vapor e a energia térmica que entra nos resíduos - varia entre 75% e 85%, também dependendo da incrustação de superfícies de troca de calor. A eficiência da caldeira atinge 81%, se a temperatura da saída da caldeira for de 250°C e o teor de oxigênio de 6% após o último suprimento de ar for assumido: um aumento significativo da eficiência depende da diminuição da temperatura dos gases de combustão, o que, por outro lado, exige mais do que um sistema de tratamento de gases de combustão, (DE GREEF *et al.*, 2013).

As perdas térmicas por calor sensível na saída da caldeira podem ser reduzidas pela recirculação de gases de combustão no sistema. A vazão do gás de combustão recirculante é utilizado para controlar a temperatura do combustor, enquanto a vazão de ar frio é utilizado para regular o teor de oxigênio, deixando a câmara de combustão o mais próximo possível de 6% que é o valor de referência para garantir a combustão dos componentes e garantir a vazão mínima dos gases de combustão. (CASTALDI; THEMELIS, 2010).

Medidas adicionais para melhorar a recuperação de energia e a eficiência de conversão são o pré-aquecimento do ar ou da água, usando correntes de baixa temperatura disponíveis na planta, a fim de melhorar a eficácia do sistema de recuperação de calor. O pré-aquecimento do ar de combustão, por exemplo, pode ser benéfico para o equilíbrio da entalpia na câmara de combustão. Um fluxo de baixa temperatura, que pode ser usado para o pré-aquecimento do ar, é a água usada no circuito de resfriamento da grelha (o resfriamento da grelha é geralmente usado por alguns fabricantes quando o LHV de resíduos é superior a 12,5–14,5 GJ Mg⁻¹), caracterizado por uma temperatura de 70–80°C. O pré-aquecimento do ar ou da água também pode ser realizado com a recuperação adicional de calor dos escapamentos na saída do gerador de vapor, (STEHLÍK, 2012).

2.4 ENGENHARIA DE SISTEMA

Todas as ações requerem energia para acontecer, tanto para sistemas animados quanto inanimados. Portanto, não é de se estranhar que a evolução tenha

sido entendida como resultado da estrutura dos sistemas e da liberdade de organização do fluxo de energia desde a origem do universo, (BEJAN, 2020).

A primeira lei da termodinâmica afirma que a energia é conservada e transformada em diferentes formas, e a segunda lei permite avaliar as perdas termodinâmicas do sistema (ou geração de entropia) e quão longe o sistema real está do correspondente idealizado (geração de entropia zero). Com base nisso, o desafio do projetista é encontrar o projeto estrutural do sistema e o fluxo de energia adequado que levem a perdas mínimas (ou geração mínima de entropia), (BEJAN, 1995).

Nesse contexto, espera-se que para conviver com os benefícios do avanço tecnológico cada vez mais exigente de energia (o consumo global de energia deverá aumentar de ~19 TW atualmente para ~23 TW em 2050 ou até mais de 30 TW), a sociedade humana nas eras moderna e contemporânea dependeu principalmente da geração de energia não renovável (por exemplo, usinas termelétricas movidas a combustíveis fósseis), que atualmente está sob fortes críticas, principalmente devido às emissões nocivas e ao aquecimento global, (RANDERS, 2012).

O sistema de geração de energia elétrica forma um sistema complexo, onde cada variável é analisada em conjunto para otimizar o modelo. Nessa otimização é necessária uma ferramenta de simulação, pois a quantidade de variáveis presentes é muito grande, assim a Engenharia de Sistemas fornece métodos que auxiliam esse tipo de otimização.

Entenda-se por sistema um conjunto de elementos que juntos produzem um resultado que de maneira separada não poderiam obter. Segundo a *International Council of Systems Engineering* (INCOSE) (2016) a Engenharia de Sistema é uma área dentro da engenharia que cria e executa um processo interdisciplinar, para garantir que as necessidades das partes interessadas sejam alcançadas de maneira confiável, rentável e programável. Esse processo é integrado pelas seguintes etapas: indicar o problema, investigar alternativas, modelar o sistema, integrar o sistema, avaliar o rendimento e reavaliar. Das técnicas utilizadas na engenharia de sistema tem-se a modelagem matemática, a simulação e a otimização termodinâmica. As mesmas buscam aumentar a eficiência energética, diminuir o impacto ambiental e reduzir os custos. Otimizando-se os parâmetros de projeto e de operação com fim de obter a máxima eficiência termodinâmica do sistema. (VARGAS; ARAKI, 2016).

Alguns exemplos que podem utilizar engenharia de sistema são: projetos e desenvolvimentos de navios, aeronaves, processos de refinaria de petróleo, usinas de incineração, geração de energia e processos bioenergéticos. (VARGAS; ARAKI, 2016).

Com o passar dos anos, a tecnologia e o consumo da sociedade vem em contínua evolução, sendo necessários produtos e sistemas mais complexos. Portanto, desta situação surge a simulação como ferramenta para desenvolver e analisar os novos projetos. No entanto, a capacidade dos computadores apresenta limitações para simular sistemas complexos, devido ao tempo computacional empregado. Assim, a seleção do grau de complexidade de um equacionamento matemático ou do modelo representativo de um sistema é um ponto crítico de projetos de engenharia de sistema. (VARGAS; ARAKI, 2016).

Os modelos matemáticos podem ser classificados como:

- modelagem qualitativa: este modelo apresenta boa precisão nas respostas, mas uma baixa precisão nos valores absolutos. (VARGAS; ARAKI, 2016);
- modelagem de ordem alta e de baixa ordem (VARGAS; ARAKI, 2016);
- modelagem concentrada e distribuída (VARGAS; ARAKI, 2016).

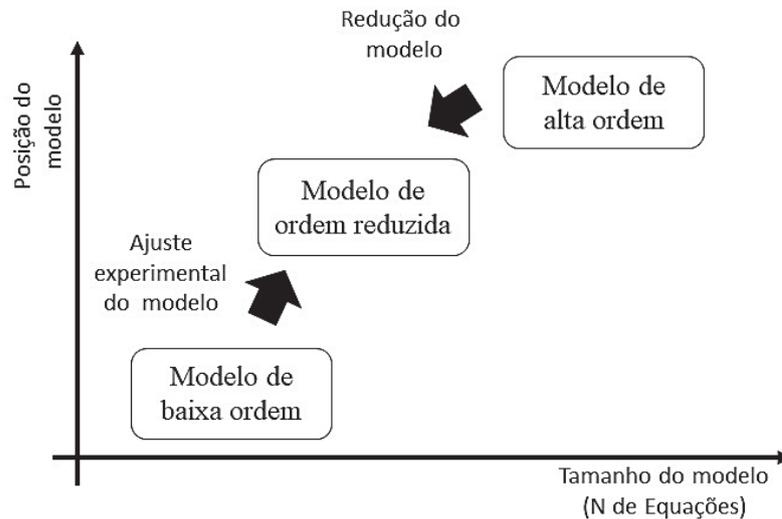
Para a análise dos modelos de alta ordem, que levam mais considerações do fenômeno físico, razão pela qual utilizam mais equações diferenciais parciais de alta ordem. Entretanto, os modelos de baixa ordem usam equações parciais de ordem menor ou equações ordinárias de menor ordem. (VARGAS; ARAKI, 2016).

Segundo Shapiro (2003) os modelos complexos (alta ordem) tornam-se difíceis para estabelecer parâmetros, executar o modelo e obter resultados. Assim, devido a uma impossibilidade tecnológica dos computadores, por mais avançados que eles sejam, ainda apresentam relativa demora na simulação de modelos com elevado grau de complexidade. Já os modelos de baixa ordem utilizam ferramentas de análises que ajudam na identificação dos parâmetros, tornando a simulação mais simples. Se o modelo é simples pode-se obter o comportamento de equilíbrio, analisar a resposta, achar ciclos, verificar a estabilidade e realizar otimização global.

A Figura 2.5 apresenta os caminhos para obter o modelo de ordem reduzida, o processo se inicia a partir de um modelo de alta ordem e reduz seu tamanho tentando manter a maior precisão possível. Do mesmo modo pode-se partir de um

modelo de baixa ordem e obter um modelo de ordem reduzida, identificando experimentalmente as partes faltantes.

Figura 2.5 - RELAÇÃO DE TAMANHO E PRECISÃO DO MODELO MATEMÁTICO



Fonte: adaptado de SHAPIRO (2003).

Este processo visa obter um modelo de ordem reduzida com boa precisão e tamanho razoável a partir de um modelo de alta ordem (boa precisão e grande tamanho), ou de um modelo de baixa ordem, ou seja, pequeno e pouca precisão.

2.5 MODELOS MATEMÁTICOS DE USINAS TERMOELÉTRICAS A PARTIR DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS.

A Engenharia Térmica Aplicada está no centro dos desenvolvimentos na busca por sistemas de processos altamente eficientes em termos energéticos, sustentáveis e econômicos. Os conceitos de Integração e Intensificação de processos têm sido fundamentais no *design* e otimização de produtos e processos. (SEFERLIS; VARBANOV; KLEMEŠ, 2015).

Segundo Hajabdollahi *et al.*, (2011) apresentam uma otimização multi-objetivo de um Gerador de Vapor de Recuperação de Calor (HRSG) num ciclo *Rankine* a vapor foi realizada usando um algoritmo genético de classificação não dominada (NSGA-II). Entre os resultados, foi encontrada maior eficiência exérgica do HRSG à medida que as altas e baixas pressões do tambor aumentavam. Os parâmetros

otimizados foram: altas e baixas pressões do tambor, taxas de fluxo de massa de vapor, diferenças de temperatura no ponto de estrangulamento e a taxa de fluxo de combustível no queimador do duto. As funções objetivo foram o custo total anualizado por unidade de exergia de vapor produzido e a eficiência exergética HRSG. No entanto, o impacto na resposta global do sistema não foi avaliado.

Segundo Naemi *et al.*, (2013) analisam um HRSG de dupla pressão com o fomo em estudar a otimização termoeconômica adimensionalmente encontrando a temperatura ideal do ponto de aperto do HRSG para desperdício mínimo de exergia, destruição de exergia, instalação anualizada e custo de irreversibilidade.

Wang *et al.*, (2013) estudaram os conceitos de geração de entropia para maximizar a produção de trabalho do SRC e relatou a taxa de fluxo de massa do fluido de trabalho ideal e as condutâncias térmicas das seções da caldeira (pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento), mas as características do condensador foram deixadas de fora da análise.

Domingues *et al.*, (2013) apresentam o estudo de um ciclo *Rankine* a vapor alimentado por calor residual de veículos, usando também fluidos de trabalho alternativos, foi analisado, concluindo que modificações são necessárias para uma integração de sistemas bem-sucedida. O efeito da taxa de expansão de saída/entrada da turbina e taxa de fluxo de massa do fluido de trabalho na eficiência da primeira lei, saída de energia líquida do ciclo e taxa de destruição de exergia foram investigados e, usando um método iterativo paramétrico, os autores selecionaram o fluido de trabalho ideal para desempenho máximo, que era específico para tal sistema.

Segundo Drudi *et al.*, (2017) as *WtE* são amplamente utilizadas para converter resíduos sólidos em energia. Uma planta *WtE* pode contribuir para diversificar o mix de energia e aumentar a segurança do fornecimento de energia global. A quantidade de energia - o valor do aquecimento - que pode ser obtida a partir dos resíduos usados como combustível. Para isso, é necessária o bom funcionamento da planta *WtE*. Portanto, os modelos de previsão de valor de aquecimento de resíduos são usados para minimizar o trabalho experimental e, nesse sentido, é importante saber quais técnicas podem produzir bons modelos com uma quantidade mínima de amostras. Assim, três técnicas diferentes foram comparadas: Regressão Linear Multivariada (MLR), Rede Neural Artificial Multilayer Perception (RNA) e Extreme Learning Machine (ELM).

Putna *et al.*, (2018) analisam o efeito das flutuações na demanda de calor sobre a precisão dos modelos tecnoeconômicos e suas saídas. O objetivo é determinar a sensibilidade dos modelos de otimização para a etapa de tempo aplicada. A sensibilidade de dois modelos diferentes é comparada - um modelo simples de *WtE* cooperando com uma caldeira a gás e um modelo complexo de *WtE* integrado a uma usina combinada de calor e energia. Os modelos de otimização, comumente usados para projetar essas instalações, executam cálculos em determinadas etapas de tempo, geralmente anualmente ou mensalmente.

Os resultados gerais da otimização do ciclo *Rankine* a vapor ainda são necessários, ou seja, válidos para qualquer usina baseada no ciclo *Rankine*, independentemente da configuração do projeto ou das características particulares do sistema em termos de operação ou componentes. Portanto, os estudos fundamentais de otimização de ciclo *Rankine* a vapor devem considerar os parâmetros de projeto e operação que estão presentes em qualquer usina de energia baseada no ciclo *Rankine* e relatar os resultados em gráficos adimensionais para permitir qualquer escalonamento do sistema, para cima ou para baixo. Uma vez que as imperfeições levam a perdas termodinâmicas em qualquer sistema real, o método de minimização da geração de entropia (MGE) foi proposto para atender a busca por sistemas ótimos de engenharia (Bejan, 1982) e (Bejan, 2002).

O método aplica simultaneamente os fundamentos termodinâmicos e de transferência de calor para modelagem de sistemas reais, levando em conta as irreversibilidades intrínsecas do fluxo de fluidos, massa e processos térmicos. Denominações alternativas para MGE são otimização termodinâmica e projeto termodinâmico.

O MGE também ganhou mais projeção por ser reconhecida como um dos pilares da teoria constructal que engloba sistemas animados e inanimados, forma e estrutura, design fundamental (Bejan, 2000).

Segundo Bejan (1988) e (1995) os dois estudos produziram modelos termodinâmicos de contabilização de irreversibilidades para usinas de energia mostrando que a potência máxima pode ser alcançada dividindo áreas de trocadores de calor de maneira otimizada com base exclusivamente em conceitos fundamentais, assumindo uma restrição de área de transferência de calor disponível

total fixa realista, mas tipos de fluido de trabalho, taxas de fluxo de massa, e fluxo bifásico nos trocadores de calor não foram considerados.

3 OBJETIVOS

Com base nas pesquisas realizadas na literatura técnica, não foram encontrados modelos matemáticos e simulações numéricas de usinas termoelétricas de ciclo *Rankine* com incineração de resíduos sólidos urbanos, utilizando o método de elementos de volume para fazer gerenciamento térmico do sistema.

3.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolvimento, modelagem, simulação e otimização de usinas termoelétricas de ciclo *Rankine* a partir da incineração de resíduos sólidos urbanos.

3.2 OBJETIVO ESPECÍFICO

Com a finalidade de atingir o objetivo geral, são definidos os seguintes objetivos específicos:

- desenvolver e instrumentar uma usina termoelétrica de ciclo *Rankine* com recuperação de calor da incineração de resíduos sólidos urbanos;
- elaborar um modelo matemático para a usina termoelétrica de ciclo *Rankine*;
- realizar uma análise paramétrica determinando os impactos na resposta do sistema, identificando oportunidades de otimização termodinâmica.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é apresentada a metodologia adotada no trabalho para atingir os objetivos geral e específicos. Também é apresentado o modelo matemático do sistema físico composto por três equipamentos, sendo: o incinerador de resíduos sólidos; o trocador de calor gerador de vapor e o conjunto turbina, condensador e bomba que juntos compõe o ciclo *Rankine*.

4.1 DESENVOLVER E INSTRUMENTAR UMA USINA TERMOELÉTRICA DE CICLO RANKINE.

A Usina de tratamento térmico de resíduos sólidos urbanos com recuperação de calor e geração de energia elétrica em ciclo *Rankine*, foi construída no Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável – NPDEAS da Universidade Federal do Paraná – UFPR, localizado no centro politécnico na cidade de Curitiba.

A Usina está composta por: o incinerador de resíduos sólidos formado por duas câmaras uma de combustão e outra de pós-combustão, ambas encarregadas de reduzir os resíduos e gerar calor. Por outra parte, o trocador de calor formado pelo economizador, o evaporador e o superaquecedor tem a finalidade de gerar vapor, aproveitando os gases quentes produzidos por exemplo na queima de RSU em um incinerador. O ciclo *Rankine* é composto por uma turbina do tipo radial com quatro estágios, um condensador tipo radiador resfriado por ar forçado, um sistema de retorno de condensado, além disso, tem-se o sistema de ar comprimido para o acionamento das válvulas eletropneumáticas que controlam a passagem do vapor na entrada da turbina, o sistema de óleo hidráulico que mantém os mancais da turbina lubrificados e, tudo isto acoplados a um gerador de 15 kW, comandado por um painel elétrico de potência e de controle.

4.1.1 Incinerador de Resíduos Sólidos Urbanos

O sistema de incineração de resíduos foi construído pela empresa Luftech© Soluções Ambientais. Tem a finalidade de fornecer uma solução eficiente no tratamento de resíduos. O sistema está composto por dois reatores: a câmara de

combustão (reator) e a câmara de pós-combustão (ciclone); apresenta uma configuração do tipo leito fixo com fluxo em correntes paralelas. A câmara de combustão possui uma geometria retangular e tem uma capacidade para tratar 50 kg h^{-1} de resíduos sólidos. Os resíduos que podem ser tratados neste incinerador são: sólidos urbanos e hospitalar. O reator está fechado por uma tampa externa e outra interna, no topo da câmara. Além disso, conta com um isolante térmico (tijolo refratário). Na parte interna do reator há uma grelha móvel, onde os resíduos são depositados; neste ponto ocorre a combustão dos mesmos. Portanto, para iniciar a queima, é injetado uma quantidade estequiométrica de ar. Além disso, conta-se com a ajuda de um queimador a biodiesel para auxiliar no início do processo de combustão, assim, o biodiesel é transportado por um canal interno do queimador até o bico injetor, quando chega à câmara de combustão o combustível está vaporizado. Após a mistura ar-biodiesel, ocorre a ignição acompanhada da liberação de calor pretendida. A ignição se dá através de uma pequena faísca que se situa próximo ao bico injetor do queimador. Depois do início da reação, a chama é autossustentada.

Dentro do reator, mas, na parte inferior da grelha móvel se localiza outra câmara, com uma tampa externa. Nela são depositadas as cinzas resultantes do processo de combustão. A quantidade de cinzas, dependendo do tipo de resíduo, mas é de aproximadamente 5 % em relação ao volume do resíduo tratado.

Os gases e partículas de resíduos gerados dentro do reator continuam até a câmara de pós-combustão ou ciclone, onde são queimados; sendo está regulada através da entrada de ar secundários em quantidades estequiométricas, também, conta com a ajuda de outro queimador para garantir a combustão completa dos gases. Assim, o incinerador cumpre com as normas ambientais: CONAMA Nº 316 e ABNT – NBR 11.175.

A seguir se apresenta a Imagem 4-1 que mostra o modelo real do incinerador de resíduos sólidos.

Imagem 4-1 - MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS - VISTA DE FRENTE



FONTE: O autor (2023).

Legenda: A - Câmara de combustão (reator). B - Sistema de injeção de ar. C – Posição da grelha móvel (interna). D - Câmara de cinzas. E – Queimador a GLP.

Na Imagem 4-1 observa-se: a Câmara de combustão de geometria retangular na cor cinza, os tubos na cor azul são do sistema de abastecimento de ar que contribui com o processo de combustão na Câmara. Assim, os resíduos são carregados manualmente em forma de batelada pela parte superior da câmara.

Na sequência, apresenta-se a Imagem 4-2 com outra parte do sistema de incineração de resíduos. Nela, observa-se a câmara de pós-combustão em cor cinza com geometria cilíndrica, o Trocador de calor gerador de vapor e os trocadores de calor para resfriamento dos gases quentes provenientes da combustão. A colocação desses trocadores de resfriamento tem a finalidade de reduzir a temperatura dos gases para posterior processo de lavagem dos mesmos utilizando microalgas.

Imagem 4-2 - MODELO REAL DO INCINERADOR DE RESÍDUOS, VISTA POSTERIOR



Fonte: o Autor (2023)

Legenda: A- Câmara de pós-combustão. B- Trocadores de calor gerador de vapor e resfriador. C- Chaminé (trocador de calor resfriador).

Na Imagem 4-2 as setas em cor preta indicam o sentido das emissões (gás quente) produto da combustão, e a seta em cor vermelha indica a saída do vapor superaquecido pela tubulação em cor preta. Ainda, logo acima da Câmara de pós-combustão está conectado o Trocador de calor gerador de vapor (superaquecedor).

4.1.2 Gerador de vapor

O gerador de vapor, localizado após a Câmara de pós-combustão, apresenta uma configuração de casco e tubos com correntes em contrafluxo, em um sentido, o ar quente produzido pela combustão dos resíduos e em outro sentido, a corrente de água que vem do condensador. O mesmo está composto por três partes: o Economizador, o Evaporador e o Superaquecedor. Na Imagem 4-3 se apresenta o Economizador do gerador de vapor.

Imagem 4-3 - GERADOR DE VAPOR



Fonte: o Autor (2023)

Na Imagem 4-3 se observa o Economizador, cuja função é pré-aquecer a água, até 70 °C aproximadamente. Para isto utiliza os gases quentes provenientes da combustão dos resíduos.

Na Imagem 4-4 é mostrado o Evaporador que é um tipo de trocador de calor projetado especificamente para fornecer a um fluido o seu calor latente de vaporização, garantindo a mudança de fase do fluido de trabalho.

Imagem 4-4 – GERADOR DE VAPOR – EVAPORADOR



Fonte: o Autor (2023).

Neste projeto, o Evaporador apresenta uma configuração de casco e tubo e correntes em contrafluxo forçada.

Na Imagem 4-5 apresenta outra vista do economizador e evaporador, onde se observa o nível bandeirola e um manômetro utilizado na medição de pressão de trabalho do gerador de vapor.

Imagem 4-5 - SISTEMA DE CONTROLE DE DADO DO GERADOR DE VAPOR



Fonte: o Autor (2023).

Ainda, na Imagem 4-6 é apresentado o Superaquecedor, conectado logo após do Ciclone, que tem a finalidade de aumenta a temperatura do vapor acima da estipulada para saturação por meio de uma troca térmica. No entanto, essa temperatura não pode ultrapassar o nível que os tubos podem aguentar.

Imagem 4-6 - GERADOR DE VAPOR - SUPERAQUECEDOR



Fonte: o Autor (2023).

Na Imagem 4-6 observam-se os instrumentos de aquisição de dados, como ser o pressostato localizado no final do Ciclone, tem a finalidade de medir a pressão existente na câmara de pós-combustão. Também, foi instalado um termômetro bimetálico com uma escala de 0 – 550 °C na tubulação de vapor, ou seja, na saída do superaquecedor. Ainda, na mesma tubulação foi montado um manômetro com uma escala de 0 – 15 bar. Esses instrumentos permitem ter um controle da temperatura e pressão do vapor, e assim, garantir a qualidade do vapor através de ajustes no processo de incineração.

4.1.3 Turbina

Na Imagem 4-7 é mostrada a Turbina radial com quatro estágios, tem um tamanho compacto facilitando a instalação em ambientes reduzidos. A Turbina possui uma capacidade de rotação de 18000 rpm, informada pelo fabricante. Em relação aos instrumentos de medição, foram instalados dois termômetros bimetálicas na parte superior da turbina para registrar a temperatura do óleo nos mancais e um sensor magnético para registrar as rotações do eixo que será acoplado ao eixo do Gerador elétrico.

Imagem 4-7 - TURBINA RADIAL A VAPOR



Fonte: o Autor (2023).

Na Imagem 4-8 (a) se observa o planetário junto com os mancais dianteiro e traseiro, responsáveis pela regulação da velocidade de rotação do eixo. Ainda, na

Imagem 4-8 - CONFIGURA INTERNA DA TURBINA A VAPOR



(a)



(b)

Fonte: o Autor (2023).

Legenda: a – vista superior mancal dianteiro e traseiro com planetário.
b – Quatro estágios radial e canal de saída do vapor.

Na Imagem 4-8(b) se apresenta os quatro estágios da turbina radial, no caso o vapor impacta no centro do círculo e se expande passando através dos estágios, assim a pressão irá diminuindo na medida que o vapor atravesse os estágios.

Após o vapor, passar pelos quatro estágios, é direcionada através do canal interno da turbina em direção à tubulação de condensado.

4.1.3.1 Sistema de Lubrificação

Na Imagem 4-9 se apresenta o sistema de lubrificação da turbina que é responsável pela injeção de óleo nos mancais e no planetário. Está composto por:

- reservatório de 20 l;
- bomba de óleo Marca Hybel do modelo S05 TN 12 com vazão de 22l min^{-1}
- motor elétrico marca Weg trifásico de 4 polos e 1 cv de potência utilizado para acionar a bomba de óleo;
- radiador da marca Apema do modelo FP04 resfriado por ar forçado através de um ventilador, possui uma área de troca de 1 m^2 . Para garantir que o óleo não ingresse na turbina com impurezas foi colocado um Filtro de sucção da marca Parker da Série *Moduflow*;
- pressostato Telemecanique. Nautilus 20 bar. Serie XMLB020A25M para controlar alta ou baixa da pressão do óleo a fim de proteger o motor elétrico e a bomba de óleo.

Imagem 4-9 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO



Fonte: o Autor (2023)

Ainda, foram instalados três manômetros nas linhas de óleo que ingressam na turbina com a finalidade de ter um controle da pressão de entrada nos mancais e no planetária.

4.1.3.2 Tubulação de vapor

A seguir se apresentam as tubulações de vapor projetadas e montadas como parte do trabalho de doutorado.

Na Imagem 4-10 se apresenta a tubulação de vapor que conecta o superaquecedor do gerador de vapor e o distribuidor de vapor.

Imagem 4-10 - TUBULAÇÃO DE VAPOR - SUPERAQUECEDOR - DISTRIBUIDOR DE VAPOR



Fonte: o Autor (2023).

Legenda: A – Termômetro bimetálico. B – Manômetro. C – Válvula globo.

Na Imagem 4-11 é mostrada a configuração do distribuidor de vapor, tendo uma entrega principal de vapor e duas saídas uma para a turbina e outra para a caixa de água caso não queira ser utilizada a turbina nos testes. Além disso, se tem o sistema de dreno, utilizado para eliminar o condensado que possa ir acumulando no distribuidor de vapor.

Imagem 4-11 - DISTRIBUIDOR DE VAPOR



Fonte: o Autor (2023).

Legenda: A – Tubulação de vapor. B – Válvula globo tubulação para turbina.
C – Dreno do distribuidor de vapor.

O sistema de dreno posteriormente será utilizado para regular a saída de vapor da tubulação e verificar o tempo que demora a pressão em cair da caldeira. Desta forma, será possível simular o consumo de vapor da turbina.

Seguindo a linha do vapor, na Imagem 4-12 se apresentam a válvula de fecho rápido e a válvula eletropneumática de controle de entrada de vapor na turbina.

Imagem 4-12 - VÁLVULAS DE CONTROLE DE VAPOR



(a)

(b)

Fonte: o Autor (2023).

Na Imagem 4-12 (a) se observa a válvula de fecho rápido, rápido; ela deve fornecer segurança ao sistema, caso a pressão do vapor vai abaixo do nível deseja e comece a aparecer condensado. Na Imagem 4-12 (b) é mostrada a válvula eletropneumática, responsável pela passagem de vapor para dentro da turbina. A mesma verifica as rotações da turbina e libera a passagem de vapor conforme a demorar do mesmo e a geração de energia.

4.1.4 Condensador

Na Imagem 4-13 se mostra o Condensador responsável por diminuir a temperatura do fluido de trabalho e geram a mudança de estado físico do vapor de volta para o líquido. O equipamento, também, fornece um vácuo que maximiza a energia extraída do vapor, resultando em um aumento significativo no trabalho líquido e na eficiência térmica. O condensador apresenta uma configuração de tubos posicionados verticalmente com aletas, além de cinco ventiladores para injetar ar forçado melhorando a eficiência da troca térmica. No projeto, para gerar vácuo, tanto na tubulação de condensado como no condensador foram instaladas duas bombas injetoras de vácuo, uma localizada logo após a saída da turbina e outra na parte inferior do Condensador no que se denomina de “caixa quente”.

Imagem 4-13 - CONDENSADOR RESFRIADO POR AR FORÇADO



Fonte: o Autor (2023).

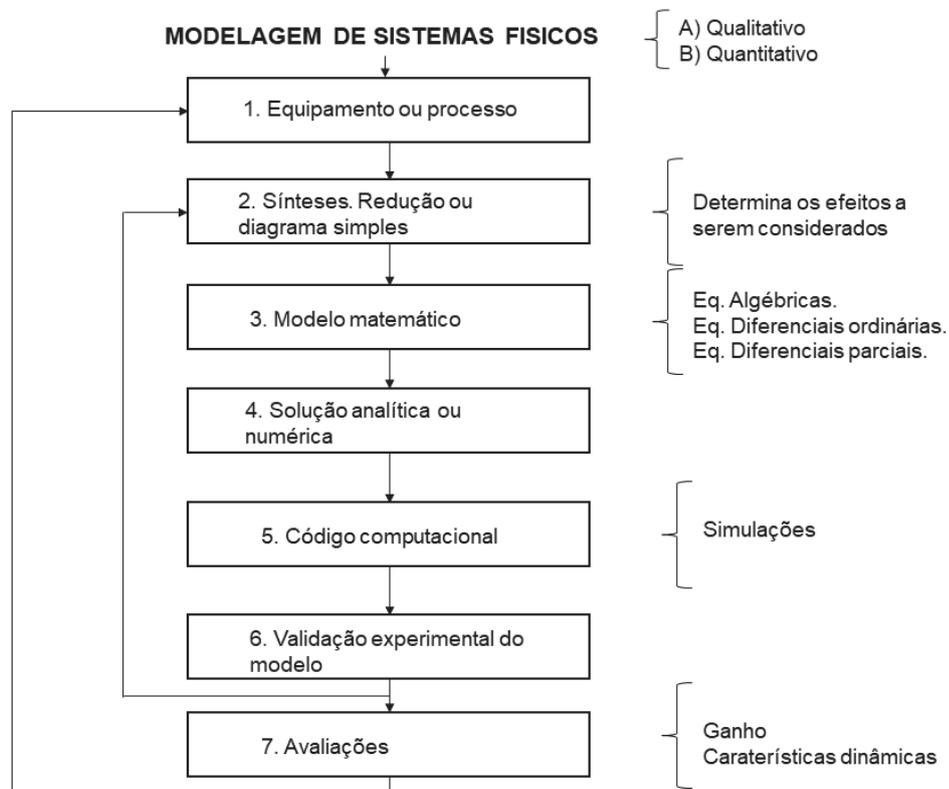
Logo, embaixo da “caixa quente” temos o tanque de condensado, que foi projetado para acumular água líquida e, assim evitar que a bomba trabalhe em vazio. Ainda, foi instalado um nível bandeirola para dar maior segurança à bomba.

No que se refere a instrumentação foram instalados um transmissor de pressão para vácuo de até 1,4 bar com saída de 4 a 20 mA de marca Omega modelo PX319-030AV; um termômetro bimetálico, ambos na parte superior do equipamento. No tanque de condensado foram instalados um indicador de nível da marca Canout modelo 810, e um termopar tipo K da marca Canout.

4.2 MODELO MATEMÁTICO PARA A USINA TERMOELETRICA DE CICLO RANKINE.

A modelagem matemática do sistema físico seguiu o fluxo mostrado na Figura 4.1. Trata-se de um melhoramento da metodologia recomendada para a modelagem e simulação de sistemas dinâmicos, (VARGAS *et al.*, 2001).

Figura 4.1 - ETAPAS DA MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NÚMERICA

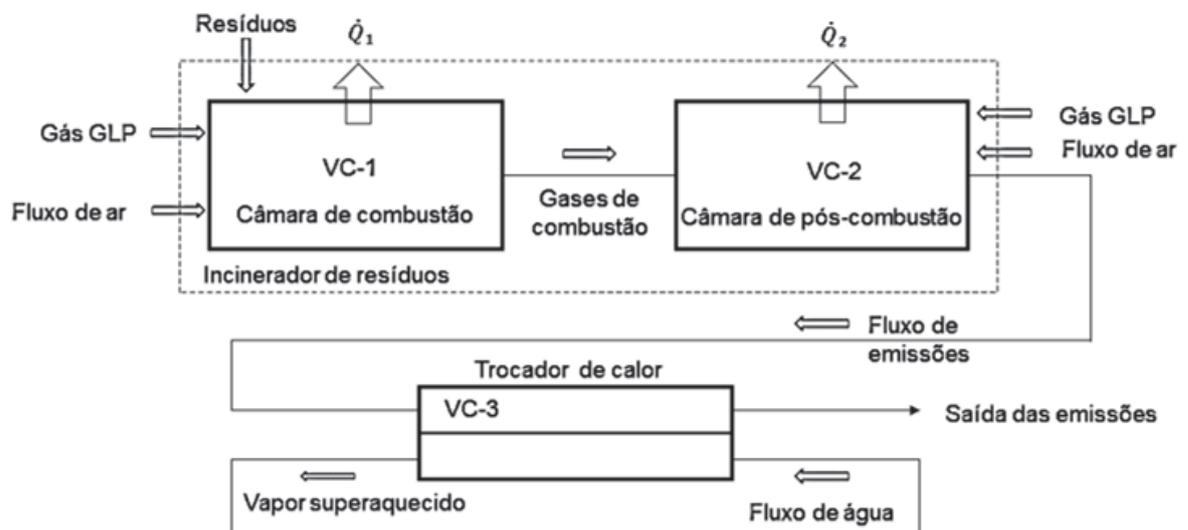


Fonte: Adaptado de VARGAS *et al.*, 2001.

Seguindo a metodologia da Figura 4.1, primeiramente escolhe-se o tipo de modelagem a adotar (quantitativa/ordem alta: dependência espacial e temporal ou qualitativa/ordem baixa: dependência temporal apenas) e identifica-se o sistema físico que será estudado na fase 1. Na fase 2 são adotadas hipóteses simplificadoras a fim de reduzir ao mínimo a complexidade matemática do modelo, porém sem deixar de captar os fenômenos físicos principais responsáveis pelo funcionamento do sistema. Na fase 3, é desenvolvido um modelo matemático com base nas hipóteses adotadas. Assim, nas fases 4 e 5 decide-se sobre o método numérico para obter a solução das equações do modelo e o código computacional. A fase 6 é de ajuste e validação experimental do modelo, nesta ordem, que permite verificar a precisão dos resultados e seu uso prático posterior. A fase 7 consiste na aplicação do modelo, verificando se os equipamentos ou processos atendem aos objetivos inicialmente propostos.

O modelo matemático qualitativo de baixa ordem do incinerador de RSU, que se baseia nos princípios de conservação de massa, de energia e da transferência de calor do sistema global e dos volumes de controle que o compõe. Portanto, na Figura 4.2 se apresenta esquematicamente do incinerador de resíduos sólidos urbanos com suas entradas e saídas de massa, as interações com os outros sistemas, o fluxo de gases quentes e a transferência de energia.

Figura 4.2 - ESQUEMA DO INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

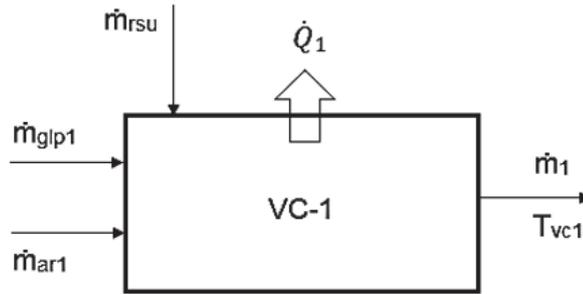


Fonte: o Autor (2023).

4.2.1 Câmara de combustão. VC – 1

A Figura 4.3 mostra de maneira esquemática a câmara de combustão com suas interações com o meio ambiente.

Figura 4.3 - CÂMARA DE COMBUSTÃO DO INCINERADOR. VC-1



Fonte: o Autor (2023).

As grandezas a serem determinadas são: distribuição da temperatura no tempo dentro da câmara e o fluxo mássico total.

Na Figura 4.3 se observam três vazões mássicas que ingressam a VC-1, todas assumindo com temperatura ambiente, sendo estas: \dot{m}_{ar1} (ar), \dot{m}_{glp1} (GLP), \dot{m}_{rsu} (RSU). Portanto, a massa total de gases que saem do VC-1 é: $\dot{m}_1 = \rho_{gas} \cdot V_{vc-1}$. Onde V_{vc-1} é o volume da câmara de combustão e ρ_{gas} a massa específica dos gases de combustão. A taxa de transferência de calor da combustão, \dot{Q}_{comb-1} , é determinado.

O balanço de energia no VC-1 permite obter a distribuição da temperatura T_{vc-1} no tempo, assumindo que os gases de combustão apresentam propriedades de gás ideal, (Moran *et al.*, 2011).

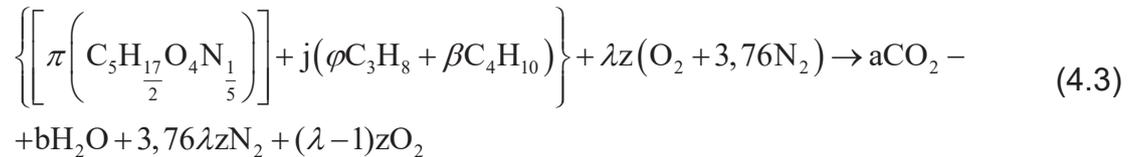
$$\frac{dT_{vc-1}}{dt} = \frac{1}{c_{p_gas} \cdot m_1} \left\{ \left[\dot{m}_{ar1} c_{p_ar} T_0 + \dot{m}_{glp1} c_{p_glp} T_0 + \dot{m}_{rsu} c_{p_rsu} T_0 + \right] \right. \\ \left. \left[-\dot{m}_1 c_{p_gas} T_{vc-1} + \dot{Q}_{comb-1} \right] \right\} \quad (4.1)$$

O balanço de massa do VC-1 obtém-se da seguinte maneira:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{rsu} + \dot{m}_{ar1} + \dot{m}_{glp1} \quad (4.2)$$

Também, se leva em consideração a reação estequiométrica da combustão completa. Assume-se que a cinética da combustão é instantânea considerando que o sistema opera com ar em excesso, (BEJAN, 1997).

Desta forma, tem-se a reação da seguinte maneira:



onde $C_5 H_{17/2} O_4 N_{1/5}$ representa a composição estequiométrica dos resíduos sólidos. (BIZUKOJC; LEDAKOWICZ, 2003). Além disso, $\varphi, \alpha, \beta, \lambda, j, z$ e b são os coeficientes do balanço estequiométrico da combustão.

A Tabela 4-1 mostra os parâmetros obtidos para estequiometria da reação de combustão na primeira câmara.

Tabela 4-1 -PARÂMETRO DA COMBUSTÃO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Fonte	Parâmetros da combustão
(MARKOVIC; BRAMER; BREM, 2014)	$\pi = 0,70$
O Autor	$j = 0,041$
	$\beta = 0,6$
(MORAN <i>et al.</i> ,2011)	$\varphi = 0,40$
O Autor	$a = 12$
	$b = 53/4$
	$z = 133/8$

Fonte: o Autor (2023)

Ainda, todos os componentes do ar seco, que não são oxigênio, são agrupados como sendo nitrogênio. Conseqüentemente, o ar tem 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio na sua composição em base molar. Com base nesta idealização, a razão molar do nitrogênio em relação ao oxigênio é $0,79/0,21 = 3,79$. (MORAN *et al.*,2011).

Assim, a relação ar/combustível requerida para que a combustão aconteça está dada por $\lambda = \frac{AFR_r}{AFR_{st}}$, onde AFR_r , AFR_{st} representam, respectivamente, a quantidade de ar e combustível real na combustão, sendo assim, $\lambda = 1,3$ a razão de equivalência (ou excesso de ar), (MORAN *et al.*, 2011).

Na reação do RSU considera-se 130% de ar teórico com 30% de ar em excesso, (NUSSBAUMER, 2003).

Desta forma, o calor gerado pela combustão, em base molar, é representado pela diferença entre a entalpia específica dos produtos e dos reagentes:

$$\dot{Q}_{comb_1} = \bar{h}_{p_1} - \bar{h}_{r_1} \quad (4.4)$$

A entalpia de cada componente é definida pela expressão: $\bar{h} = \bar{h}_f^0 + [\bar{h}(T_{vc_1}) - \bar{h}(T_\infty)]$. Para determinar o calor gerado pela combustão, em base molar, deve-se dividir pela massa dos RSU e GLP em base molar, da seguinte maneira:

$$Q_{comb_1} = \frac{\bar{Q}_{comb_1}}{M_{fuel_1}} \quad (4.5)$$

onde M_{fuel_1} , a massa molar do combustível é definida da seguinte forma:

$$M_{fuel_1} = \left[\pi \left(M_{C_3H_{17}O_4N_{\frac{1}{5}}} \right) \right] + j \left(\varphi \cdot M_{C_3H_8} + \beta \cdot M_{C_4H_{10}} \right).$$

Sendo a vazão mássica dos combustíveis: $\dot{m}_{fluc} = \dot{m}_{glp1} + \dot{m}_{rsu1}$.

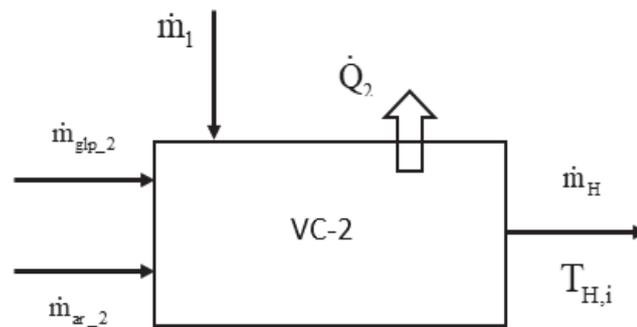
Assim, a taxa de transferência de calor por combustão dos RSU é definida da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{comb_1} = \dot{m}_{fuel_1} \cdot Q_{comb_1} \quad (4.6)$$

4.2.2 Câmara de pós-combustão. VC – 2

Os gases que saem da câmara de combustão apresentam, ainda, restos de resíduos não queimados. A câmara de pós-combustão realiza a queima total das partículas de RSU. Neste volume o fluxo de ar e o GLP ingressam à temperatura ambiente. A Figura 4.4 se apresenta o esquema para o volume de controle VC-2.

Figura 4.4 - CÂMARA DE PÓS-COMBUSTÃO VC-2



Fonte: o Autor (2023).

Realiza-se o balanço de energia para a câmara de pós-combustão utilizando a primeira lei da termodinâmica, levando em consideração que os gases de combustão têm as mesmas propriedades do gás ideal, (MORAN *et al.*, 2011).

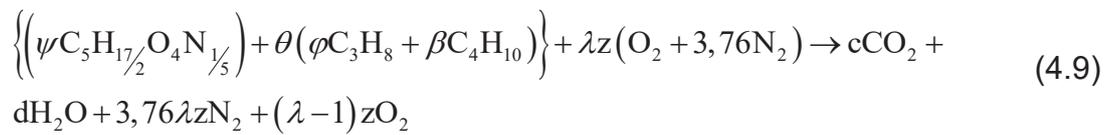
$$\frac{dT_{H,i}}{dt} = \frac{1}{c_{p_gas} \cdot m} \left\{ \left[\dot{m}_{ar_2} c_{p_ar} T_0 + \dot{m}_{glp_2} c_{p_glp} T_0 + \dot{m}_1 c_{p_gas} T_{vc_1} + \right] \right. \\ \left. \left[-\dot{m}_H c_{p_gas} T_{H,i} + \dot{Q}_2 \right] \right\} \quad (4.7)$$

sendo \dot{m}_{ar_2} vazão mássica do ar, \dot{m}_{glp_2} vazão mássica de GLP e \dot{m}_1 é a vazão mássica dos gases de combustão provenientes da câmara de combustão, T_{vc_1} é a temperatura dos gases que saem do VC-1. Sendo, c_{p_ar} , c_{p_glp} , c_{p_gas} respectivamente os calores específicos do ar, do GLP e dos gases de combustão do VC-1. Por outra parte, se tem \dot{m}_H a massa de gases do VC-2 e $T_{H,i}$ a temperatura dos gases quente que saem do incinerador e que posteriormente irão ingressar no gerador de vapor.

Dessa forma, o balanço de massa do volume de controle é determinado da seguinte maneira:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_1 + \dot{m}_{ar_2} + \dot{m}_{gp_2} \quad (4.8)$$

Por outra parte, leva-se em consideração a reação estequiométrica da combustão completa dos resíduos. Assume-se que a cinética dos gases na combustão é instantânea com excesso de ar. Assim, tem-se a reação estequiométrica.



onde, ψ , θ , φ , β , λ , c , d e z são coeficientes do balanço estequiométrico da combustão.

A Tabela 4-2 mostra os parâmetros obtidos para estequiometria da reação de combustão na segunda câmara.

Tabela 4-2 - PARÂMETRO DA COMBUSTÃO DA CÂMARA DE PÓS-COMBUSTÃO

Fonte	Parâmetros da combustão
(MARKOVIC; BRAMER; BREM, 2014)	$\psi = 0,3$
O Autor	$\theta = 0,059$
	$\beta = 0,60$
(MORAN <i>et al.</i> , 2011)	$\varphi = 0,40$
	$c = 12$
O Autor	$d = 53/4$
	$z = 133/8$

Fonte: o Autor (2023)

Portanto, o calor liberado pela combustão, em base molar, é a diferença entre a entalpia específica dos produtos e a entalpia específica dos reagentes no VC-2.

$$\bar{Q}_{\text{comb}_2} = \bar{h}_{p_2} - \bar{h}_{r_2} \quad (4.10)$$

Então, o calor gerado na combustão,

$$Q_{\text{comb}_2} = \frac{\bar{Q}_{\text{comb}_2}}{M_{\text{fuel}_2}} \quad (4.11)$$

Assim, a massa molar do combustível, é determinada pela seguinte expressão:

$$M_{\text{fuel}_2} = \xi \left[\psi \left(M_{\text{C}_3\text{H}_{17/2}\text{O}_4\text{N}_{1/5}} \right) \right] + \theta \left(\phi M_{\text{C}_3\text{O}_8} + \beta M_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \right) \quad (4.12)$$

Sendo a vazão mássica dos combustíveis: $\dot{m}_{\text{fuel}_2} = \dot{m}_{\text{glp}_2} + \dot{m}_{\text{rsu}}$, assim, a taxa de transferência de calor por combustão dos RSU é definida da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{\text{comb}_2} = \dot{m}_{\text{fuel}_2} \cdot Q_{\text{comb}_2} \quad (4.13)$$

4.2.3 Usina de Ciclo *Rankine*

Continuando com as análises, os principais componentes da usina de ciclo *Rankine* são mostrados esquematicamente na Figura 4.5. O sistema contém dois grupos de trocadores de calor (gerador de vapor e condensador), uma bomba e a turbina. O gerador de vapor contém três seções: o economizador, a evaporador e o superaquecedor que geralmente são fisicamente separados (El-Wakil, 1985).

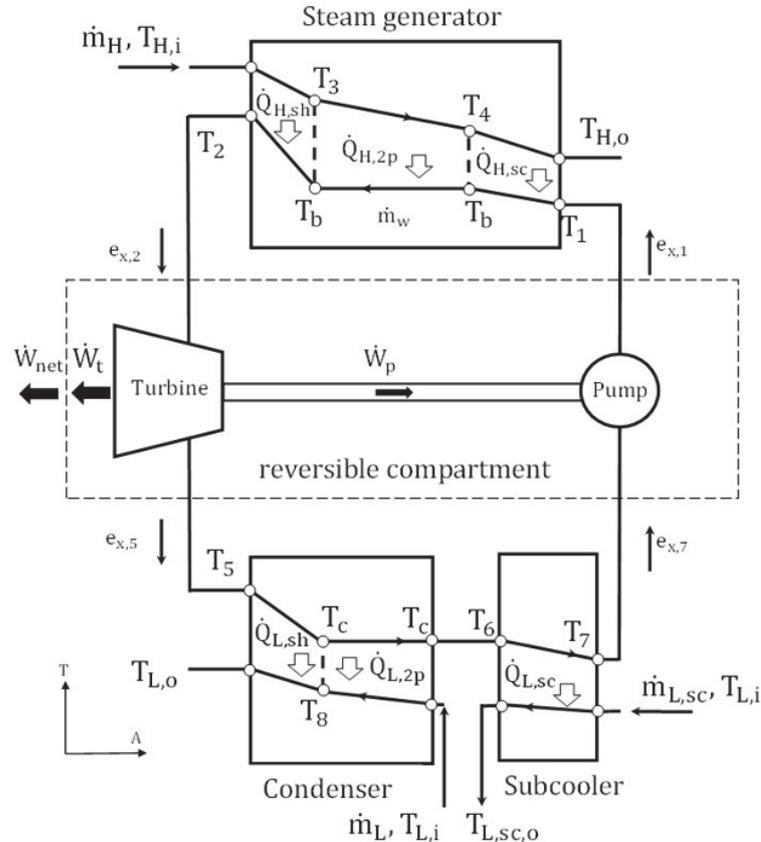
Eles são mostrados em uma caixa para simplificar o entendimento, no entanto, as três áreas de transferência de calor correspondentes são determinadas pelo modelo por meio de balanços de energia distintos.

Otimizar a relação entre duas correntes com mudança de fase para máxima extração de potência, no entanto, para simplificar, o fluido de trabalho no lado frio foi assumido como sendo predominantemente uma mistura bifásica (líquido e vapor), então uma temperatura de condensação do lado frio do fluido de trabalho uniforme (saturação) foi assumida e os componentes na planta não foram especificados para generalidade, portanto, o fluido de trabalho não precisava estar na fase líquida na

saída do fluxo de condensação. Neste trabalho, diferentemente disso, existe um grupo condensador que é dividido em duas caixas, o próprio condensador e um subresfriador, de modo que fica claro que o modelo impõe que água líquida subresfriada seja fornecida à bomba alocando um calor especificado área de transferência para isso, (VARGAS, BEJAN, 2000).

Além disso, outra novidade em comparação com o mesmo estudo é que o modelo permite que a entrada do condensador receba o fluido de trabalho como vapor superaquecido ou como mistura líquido/vapor, para cobrir todas as possibilidades em uma planta de sistema de ciclo *Rankine*. Neste estudo, para analisar uma planta, a bomba e a turbina são incluídas no sistema. Finalmente, sem perda de generalidade, reconhece-se que as irreversibilidades dominantes da planta ocorrem nos trocadores de calor, portanto, supõe-se que a bomba e a turbina sofram processos reversíveis, que são mostrados no compartimento reversível dentro da linha pontilhada na Figura 4.5.

Figura 4.5 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA USINA DE VAPOR DO CICLO RANKINE



Fonte: o autor, (2023).

O modelo é escrito com base nos componentes mostrados na Figura 4.5 para a operação da usina de ciclo *Rankine* em regime permanente.

As relações de eficácia-NTU são utilizadas para descrever os trocadores de calor, e são considerados os tipos de fluidos de trabalho, fases, coeficientes de transferência de calor e áreas, ou seja, seções de líquido, ebulição e superaquecido no sistema gerador de vapor; seções superaquecidas e de condensação no condensador e líquido subresfriado no subresfriador, que são mostradas na Figura 4.5. A taxa de transferência de calor real, e a taxa de transferência de calor máxima ideal, \dot{Q}_{actual} , \dot{Q}_{max} , razão determinam a eficácia, ε . Expressões da eficácia do trocador de calor em contrafluxo é dada por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{actual}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} = \frac{1 - \exp\{-NTU(1 - C_r)\}}{1 - C_r \exp\{-NTU(1 - C_r)\}} \quad (4.14)$$

No qual $C_r = C_{\text{min}} / C_{\text{max}}$, avalia a taxa de capacidade de calor, com C sendo as taxas de capacidade de calor do fluxo quente ou frio do trocador de calor, definidas como a taxa de fluxo de massa multiplicada pelo calor específico, onde C_{min} e C_{max} , são as taxas de capacidade mínima e máxima, respectivamente $NTU = UA / C_{\text{min}}$, é o número de unidades de transferência, onde U é o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor e A área de transferência de calor que separa as duas correntes.

O modelo matemático da usina começa reconhecendo a disponibilidade finita de recursos para qualquer projeto de sistema. Para a usina, o hardware dos trocadores de calor, representado por sua área total de transferência de calor, é, portanto, finito, devendo ser alocado adequadamente ao gerador de vapor, condensador e subresfriador da Figura 4.5, conforme segue:

$$A = A_H + A_L + A_{sc}; \quad x_H = \frac{A_H}{A}, \quad x_{sc} = \frac{A_{sc}}{A} \quad \text{and} \quad x_L = 1 - x_H - x_{sc} = \frac{A_L}{A} \quad (4.15)$$

Onde x_H , x_{sc} e $x_L = 1 - x_H - x_{sc}$ são as frações de área selecionadas para o gerador de vapor, subresfriador e condensador, respectivamente.

O número total de unidades de transferência para a usina é estabelecido para representar o inventário de transferência de calor disponível para o projeto e está relacionado à área de transferência de calor dos trocadores de calor restrita mostrada na Eq. (4.15), como segue:

$$N = \frac{U_{g,H}A}{\dot{m}_H c_{p,H}} \quad (4.16)$$

Em seguida, as hipóteses são listadas e as equações de modelagem são escritas para cada componente do sistema.

4.2.4 Gerador de vapor

O fluido de trabalho sai da bomba mostrada na Figura 4.5 como um líquido sub-resfriado e flui para a seção do economizador do gerador de vapor. Então, o fluido de trabalho sofre uma mudança de fase completa na caldeira, entra no superaquecedor e sai como vapor superaquecido. Portanto, o modelo considera três áreas distintas de transferência de calor do gerador de vapor, como segue:

$$A_H = A_{f,H} + A_{fg,H} + A_{g,H} \quad (4.17)$$

O inventário do sistema fixo, ou seja, a área total de transferência de calor, A , é utilizado para generalizar a análise para usinas de qualquer tamanho (para aumentar ou diminuir a escala), dividindo a Eq. (4.17) por A . Assim, surgem três frações de área do gerador de vapor, como segue:

$$\frac{A_H}{A} = x_H = x_{g,H} + x_{fg,H} + x_{f,H}; \quad x_{g,H} = \frac{A_{g,H}}{A}, \quad x_{fg,H} = \frac{A_{fg,H}}{A}, \quad x_{f,H} = x_H - x_{g,H} - x_{fg,H} = \frac{A_{f,H}}{A} \quad (4.18)$$

Além disso, para ampliar a análise para uma infinidade de combinações de fluxo, com base na Figura 4.5, razões entre as vazões mássicas do fluido de trabalho e da corrente fria para a corrente quente são lidas da seguinte forma:

$$M = \dot{m}_w / \dot{m}_H \text{ e } M_L = \dot{m}_L / \dot{m}_H \quad (4.19)$$

Nas próximas subseções, o modelo do gerador de vapor analisa distintamente o fluido de trabalho nas três seções do trocador de calor, ou seja, vapor superaquecido (g) no superaquecedor, bifásico (fg) na caldeira e líquido (f) no economizador.

4.2.5 Superaquecedor

O projeto do trocador de calor e os parâmetros operacionais são necessários, como a taxa de capacidade de calor e o número de unidades de transferência, como segue:

$$\mu = \frac{\dot{m}_w \bar{c}_{p,s}}{\dot{m}_H c_{p,H}} = M \frac{\bar{c}_{p,s}}{c_{p,H}}; \quad N_{g,H} = \frac{U_{g,H} A_{g,H}}{C_{\min,g,H}}; \quad C_{\min,g,H} = \dot{m}_w \bar{c}_{p,s} \text{ ou } \dot{m}_H c_{p,H} \quad (4.20)$$

no qual $\bar{c}_{p,s} = \frac{c_{p,s}(T_b) + c_{p,s}(T_2)}{2}$, é considerado como o calor específico médio do vapor a pressão constante no superaquecedor.

Assim, existem duas possibilidades, ou seja, $\mu < 1$ ou $\mu > 1$, que levam à eficácia-NTU.

$$\varepsilon_{g,H} = \frac{k_1(\tau_2 - \tau_b)}{\tau_{H,i} - \tau_b} = \frac{1 - \exp[-N_{g,H}(1 - C_{r,g,H})]}{1 - C_{r,g,H} \exp[-N_{g,H}(1 - C_{r,g,H})]} \quad (4.21)$$

em que uma temperatura adimensional $\tau_i = \frac{T_i}{T_0}$ em qualquer local “i” é definido,

$k_1 = 1$ ou μ .

$C_{r,g,H} = \mu$ ou $\frac{1}{\mu}$ e $N_{g,H} = \frac{x_{g,H} N}{\mu}$ ou $x_{g,H} N$, para, $\mu < 1$ ou $\mu > 1$, respectivamente.

Definindo $K = \frac{\tau_2 - \tau_b}{\tau_H - \tau_b}$ e $k_2 = \mu$ ou 1, para, $\mu < 1$ ou $\mu > 1$, respectivamente, a

fração de área do superaquecedor é dada por:

$$x_{g,H} = \frac{-k_2 \ln \left(\frac{K k_1 - 1}{K k_2 - 1} \right)}{N(1 - C_{r,g,H})} = f_1(\tau_2) \quad (4.22)$$

Um balanço de energia permite o cálculo da temperatura adimensional de saída do superaquecedor de corrente quente, como segue:

$$\tau_3 = \tau_{H,i} - \mu(\tau_2 - \tau_b) \quad (4.23)$$

4.2.6 Evaporador

A temperatura adimensional de saída da caldeira de corrente quente é calculada através de um balanço de energia da seguinte forma:

$$\tau_4 = \tau_3 - \mu \frac{h_{fg}(T_b)}{\bar{c}_{p,s} T_0} \quad (4.24)$$

O número de unidades de transferência na caldeira é dado por:

$$N_{fg,H} = \frac{U_{fg,H} A_{fg,H}}{\dot{m}_H c_{p,H}} = x_{fg,H} \frac{U_{fg,H}}{U_{g,H}} N \quad (4.25)$$

No qual $\frac{U_{fg,H}}{U_{g,H}}$, é a razão do coeficiente global de transferência de calor da

caldeira para o superaquecedor.

A relação eficácia-NTU da caldeira é escrita com base na Eq. (4.14), contabilizando que $C_{r,fg,H} \rightarrow 0$, do seguinte modo:

$$\varepsilon_{fg,H} = \frac{\tau_3 - \tau_4}{\tau_3 - \tau_b} = 1 - \exp \left\{ -x_{fg,H} \frac{U_{fg,H}}{U_{g,H}} N \right\} \quad (4.26)$$

As equações (4.24) e (4.26) fornecem a fração de área da caldeira da seguinte forma:

$$x_{fg,H} = \frac{1}{N U_{fg,H} / U_{g,H}} \ln \left\{ 1 - \frac{\mu h_{fg}(T_b)}{\bar{c}_{p,s} T_0 (\tau_3 - \tau_b)} \right\} = f_2(\tau_2) \quad (4.27)$$

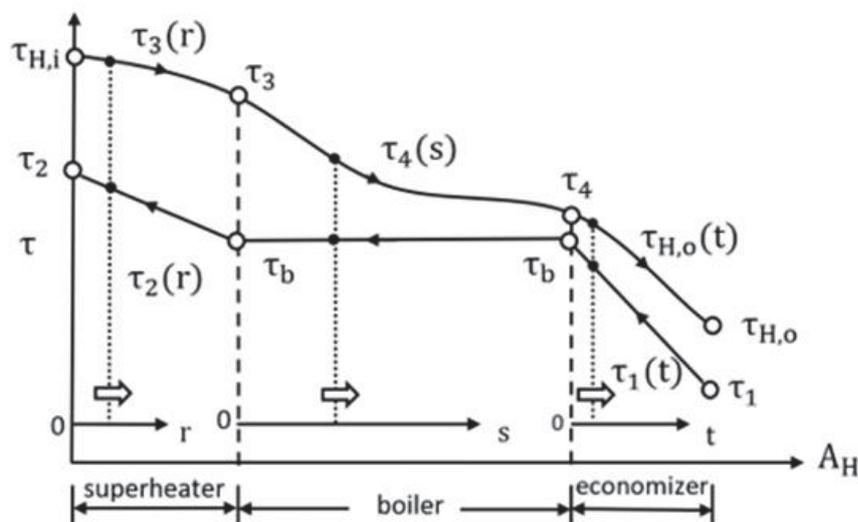
4.2.7 Economizador

O modelo para o economizador inclui a definição da taxa de capacidade de calor e o número de unidades de transferência de calor que são dadas por:

$$\mu' = \frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m}_H c_{p,H}} = M \frac{c_w}{c_{p,H}}; \quad N_{f,H} = \frac{U_{f,H} A_{f,H}}{C_{\min,f,H}}; \quad C_{\min,f,H} = \dot{m}_w c_w \quad \text{ou} \quad \dot{m}_H c_{p,H} \quad (4.28)$$

Para cobrir as duas possibilidades para o fluxo de capacidade mínima de calor, $\mu' < 1$ ou $\mu' > 1$, a expressão de eficiência do trocador de calor de contrafluxo considera a seção de fluido de trabalho líquido na Figura 4.6.

Figura 4.6 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO GERADOR DE VAPOR DA PLANTA



Fonte: o Autor (2023).

Portanto, a Eq. (4.14) afirma que:

$$\varepsilon_{f,H} = \frac{k_3 (\tau_b - \tau_1)}{\tau_4 - \tau_1} = \frac{1 - \exp[-N_{f,H}(1 - C_{r,f,H})]}{1 - C_{r,f,H} \exp[-N_{f,H}(1 - C_{r,f,H})]} \quad (4.29)$$

no qual, $k_3 = 1$ ou μ' , $C_{r,f,H} = \mu'$ ou $\frac{1}{\mu'}$ e $N_{f,H} = x_{f,H} \frac{U_{f,H}}{U_{g,H}} \frac{N}{\mu'}$ ou $x_{f,H} \frac{U_{f,H}}{U_{g,H}} N$, com $\mu' < 1$ ou $\mu' > 1$, respectivamente, observando que $x_{f,H} = x_H - x_{g,H} - x_{fg,H}$

A razão das diferenças de temperatura dos dois fluxos do economizador é tomada como $L = \frac{\tau_b - \tau_1}{\tau_4 - \tau_1}$ e $k_4 = \mu'$ ou 1 , com, $\mu' < 1$ ou $\mu' > 1$, respectivamente.

Então a fração de área do economizador é calculada por:

$$x_{f,H} = \frac{-k_4 \ln\left(\frac{L k_3 - 1}{L k_4 - 1}\right)}{\frac{U_{f,H}}{U_{g,H}} N(1 - C_{r,f,H})} = f_3(\tau_2) \quad (4.30)$$

A temperatura de saída da corrente quente adimensional é determinada por um balanço de energia no economizador, como segue:

$$\tau_{H,o} = \tau_4 - \mu' (\tau_b - \tau_1) \quad (4.31)$$

4.2.8 Temperatura de saída do fluido de trabalho do Gerador de vapor

A Equação (4.18) permite calcular a distribuição de área do sistema gerador de vapor para o superaquecedor, evaporador e economizador. Para isso, o modelo inclui uma equação a ser resolvida para uma incógnita, ou seja, a temperatura de saída do fluido de trabalho do gerador de vapor, τ_2 , e é dado por:

$$F(\tau_2) = \underbrace{f_3(\tau_2)}_{x_{f,H} = x_H - x_{g,H} - x_{fg,H}} - \left(x_H - \underbrace{f_1(\tau_2)}_{x_{g,H}} - \underbrace{f_2(\tau_2)}_{x_{fg,H}} \right) = 0 \quad (4.32)$$

No gerador de vapor, τ_2 , $\varepsilon_{g,H}$, $X_{g,H}$, τ_3 , τ_4 , $\varepsilon_{fg,H}$, $X_{fg,H}$, $\varepsilon_{f,H}$, $X_{f,H}$, e , $\tau_{H,o}$ precisam ser determinados a partir das Eqs. (4.18), (4.21), (4.22), (4.23), (4.24), (4.26), (4.27), (4.29), (4.30) e (4.31), respectivamente, que formam um sistema de equações para ser resolvido para as incógnitas listadas. Para isso, são necessários os parâmetros físicos do gerador de vapor: M , N , τ_1 , τ_b , $\tau_{H,i}$, $U_{fg,H} / U_{g,H}$, $U_{f,H} / U_{g,H}$.

As propriedades de qualquer fluido de trabalho (por exemplo, água na usina) exigidas pelo modelo para o nível de temperatura de saturação desejado e entrada de gases quentes, $T_{H,i}$, são avaliados com o pacote REFPROP.

A solução do sistema de equações algébricas não lineares é obtida encontrando inicialmente, τ_2 , com Eq. (4.32) utilizando um método de resolução de equação não linear numérica adequado (por exemplo, secante, bisseção) especificando uma tolerância, tal como $|F(\tau_2)| \leq 10^{-6}$. Em seguida, todas as outras incógnitas são encontradas diretamente com as Eqs. (4.18), (4.21), (4.22), (4.23), (4.24), (4.26), (4.27), (4.29), (4.30) e (4.31) após a substituição algébrica do valor encontrado para τ_2 .

4.2.9 Turbina a vapor

O fluido de trabalho sai da caldeira e sofre um processo de expansão na turbina, produzindo trabalho. O fluido de trabalho entra na turbina como vapor superaquecido em um estado termodinâmico de alta temperatura e pressão, ou seja, em um alto nível de entalpia. A energia do fluido é então transformada em energia cinética através de um bocal Laval divergente convergente para girar as pás da turbina, diminuindo a pressão enquanto gera energia. Então, o fluido de trabalho com energia esgotada deixa a turbina para entrar no condensador como vapor superaquecido ou como uma mistura de duas fases.

O modelo matemático aqui proposto reconhece que as perdas termodinâmicas dos trocadores de calor (ou geração de entropia dos componentes) são muito maiores do que na bomba e na turbina. Portanto, sem perda de generalidade, supõe-se que a bomba e a turbina operem reversivelmente, ou seja, passando por processos adiabáticos e reversíveis. Além disso, as mudanças na energia potencial/cinética na turbina e na bomba são desprezadas. A saída do

superaquecedor é assumida como a mesma temperatura da entrada da turbina. Como resultado das suposições, para a expansão isentrópica (reversível) do fluido de trabalho através da turbina, escreve-se que:

$$\tilde{s}_5 = \tilde{s}_2 \quad (4.33)$$

no qual, $\tilde{s} = s / c_{p,H}$, é definida como uma entropia específica adimensional. O pacote REFPROP, também é utilizado para avaliar s_2 .

4.2.10 Condensador

Inicialmente, para garantir que o fluido de trabalho sofra uma mudança completa de fase no condensador, o modelo propõe um projeto de condensador que leva sempre a um estado de líquido saturado na saída do condensador. Portanto, pode haver duas áreas distintas de transferência de calor do condensador, como segue:

$$A_L = A_{fg,L} + A_{g,L} \quad (4.34)$$

Dividindo a Eq. (4.21) por A , duas frações de área do condensador são definidas, como segue:

$$\frac{A_L}{A} = x_L = x_{g,L} + x_{fg,L}; \quad x_{g,L} = \frac{A_{g,L}}{A}, \quad x_{fg,L} = x_L - x_{g,L} = \frac{A_{fg,L}}{A} \quad (4.35)$$

Além disso, observa-se que a taxa de transferência de calor do condensador é dominada pelo fluido de trabalho com mudança de fase, portanto, o modelo assume que a área de transferência de calor do condensador é ocupada principalmente pela seção de condensação do fluido de trabalho (bifásica) mostrada esquematicamente na Figura 4.7, de modo que $A_{fg,L} \cong A_L$.

$$\tau_{5,0} = \frac{(\tau_b + 1)}{2} \quad (4.38)$$

Conseqüentemente, uma estimativa inicial é feita para a temperatura de saturação do condensador adimensional e para um coeficiente entrópico a ser determinado iterativamente, como segue:

$$\tau_{c,0} = \tau_{5,0} \quad c_{s,0} = O(1) \quad (4.39)$$

no qual, $c_{s,0} = O(1)$, é tomada arbitrariamente.

O procedimento iterativo visa determinar, τ_5, τ_c e c_s . Por uma questão de simplicidade, a convergência é avaliada apenas verificando se, $\tau_{5,j+1}$ não muda em relação $\tau_{5,j}$ dentro de uma tolerância pré-especificada, tol , por exemplo, $tol = 10^{-4}$.

As etapas são as seguintes:

1. o algoritmo parte de $j = 0$, e prossegue até a convergência de acordo com duas possibilidades, ou seja, fluido de trabalho como vapor superaquecido ou uma mistura líquido/vapor na entrada do condensador;
2. a entropia específica do vapor saturado adimensional em é avaliada usando REFPROP, ou seja, $\tilde{s}_{g,5} = s_g(T_{5,j})/c_{p,H}$, o fluido de trabalho é vapor superaquecido (a), caso contrário, é uma mistura bifásica (b);

a) Vapor superaquecido

O fluido de trabalho é vapor superaquecido, portanto, o calor específico do vapor saturado a pressão constante é dado por $c_{p,s}(T_{5,j})$, também avaliado com REFPROP. Então, a diferença de entropia específica adimensional é estimada da seguinte forma:

$$\Delta\tilde{s}_5 = \tilde{s}_5 - \tilde{s}_c = (\tilde{s}_5 - \tilde{s}_{g,5})/c_{s,j} \quad (4.40)$$

que se baseia no fato de que, para a isobárica (p_L), processo $5 \rightarrow c$, $\tilde{s}_5 - \tilde{s}_c < \tilde{s}_5 - \tilde{s}_{g,5}$, portanto, $c_s > 1$.

A diferença de temperatura adimensional entre os estados 5 e c é estimada a partir de:

$$\Delta\tau_5 = \tau_5 - \tau_c = \tau_{5,j} \Delta\tilde{s}_5 \frac{c_{p,H}}{c_{p,s}(T_{5,j})} \quad (4.41)$$

desde $ds = c_{p,s} \frac{dT}{T}$, para um processo isobárico, e para pequenas diferenças de temperatura, $\Delta T \cong \frac{T \Delta s}{c_{p,s}}$.

Um balanço de energia no condensador afirma que:

$$\tau_{L,o} = \tau_{L,i} + \frac{M}{M_L} \left[\frac{c_{p,s}(T_{5,j}) \Delta\tilde{s}_5}{c_w} + \frac{h_{fg}(T_{c,j})}{c_w T_0} \right] \quad (4.42)$$

Uma temperatura de entrada do condensador adimensional corrigida é então calculada da seguinte forma:

$$\tau_{5,j+1} = \tau_{L,i} + \frac{\tau_{L,o} - \tau_{L,i}}{\epsilon_{fg,L}} \quad (4.43)$$

A seguir, com $\tau_{5,j+1}$, o calor específico do vapor saturado a pressão constante é avaliado como $c_{p,s}(T_{5,j+1})$. Então, uma diferença de entropia específica adimensional corrigida é estimada da seguinte forma:

$$\Delta\tilde{s}_5 = \frac{c_{p,s}(T_{5,j+1}) \Delta\tau_5}{c_{p,H} \tau_{5,j+1}} \quad (4.44)$$

A temperatura de condensação adimensional é atualizada com:

$$\tau_{c,j+1} = \tau_{5,j+1} - \Delta\tau_5 \quad (4.45)$$

que permite a avaliação da entropia específica adimensional do vapor saturado no estado c das Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7, como segue:

$$\tilde{s}_{g,c} = s_g(T_{c,j+1}) / c_{p,H} \quad (4.46)$$

Como resultado, o coeficiente entrópico é atualizado com:

$$c_{s,j+1} = (\tilde{s}_5 - \tilde{s}_{g,5}) / \Delta\tilde{s}_5 \quad (4.47)$$

b) Mistura bifásica

O desafio é determinar o estado c. As Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7 não mostram essa possibilidade. Agora, $\tau_5 = \tau_c$, o título, x_5 , precisam ser encontrados para identificar o estado de entrada do condensador. Para isso, a entropia específica do líquido saturado é avaliada com o REFPROP e x_5 é calculada da seguinte forma:

$$\tilde{s}_{f,5} = s_f(T_{5,j}) / c_{p,H} \rightarrow x_5 = \frac{\tilde{s}_5 - \tilde{s}_{f,5}}{\tilde{s}_{g,5} - \tilde{s}_{f,5}} \quad (4.48)$$

Então, a entalpia específica da mistura bifásica é calculada por:

$$h_5 = x_5 h_g(T_{5,j}) + (1 - x_5) h_f(T_{5,j}) \quad (4.49)$$

Um balanço de energia no condensador afirma que:

$$\tau_{L,o} = \tau_{L,i} + \frac{M [h_5 - h_f(T_{5,j})]}{M_L c_w T_0} \quad (4.50)$$

Uma temperatura corrigida de entrada/saturação do condensador adimensional é então calculada da seguinte forma:

$$\tau_{5,j+1} = \tau_{L,i} + \frac{\tau_{L,o} - \tau_{L,i}}{\varepsilon_{fg,L}} \quad (4.51)$$

3. Após a conclusão da etapa 2, a convergência é avaliada por meio da avaliação da mudança absoluta em $\tau_{5,j}$, do seguinte modo:

$$\alpha_j = |\tau_{5,j+1} - \tau_{5,j}| < \text{tol?} \quad (4.52)$$

4. Se a resposta da Eq. (4.52) é sim, então a solução foi encontrada para ambas as possibilidades, ou seja, o fluido de trabalho no estado 5 é vapor superaquecido ou uma mistura bifásica, e o modelo prossegue com a análise do próximo componente, ou seja, o subresfriador mostrado nas Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7. Se a resposta for não, o contador é incrementado, ou seja, $j = j + 1$, e uma nova iteração é realizada a partir do passo 1 até que a convergência seja alcançada através do critério mostrado na Eq. (4.52).

Depois que as etapas 1 a 4 forem concluídas, τ_5 , τ_c , e $\tau_{L,0}$ são unicamente determinados. O contador j armazena o número de iterações necessárias para a convergência.

Quando há uma região superaquecida do condensador, uma temperatura intermediária da corrente fria precisa ser encontrada, τ_8 , como as Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7 mostram. Assim, um balanço de energia na região de mistura de duas fases fornece:

$$\tau_8 = \tau_{L,0} - \mu_{g,L}(\tau_5 - \tau_c) \quad (4.53)$$

em que, a razão de capacidade de calor de dois fluxos é definida como

$$\mu_{g,L} = \frac{\dot{m}_w c_{p,s}(T_c)}{\dot{m}_L c_w} = \frac{M c_{p,s}(T_c)}{M_L c_w}.$$

Para determinar a fração de área superaquecida do condensador $x_{g,L}$, *design* adimensional adicional e parâmetros operacionais são definidos. Portanto, as taxas de capacidade de calor do fluido de trabalho e da corrente fria para a corrente quente e o número de unidades de transferência são dados por:

$$\mu_{g,LH} = \frac{\dot{m}_w c_{p,s}(T_c)}{\dot{m}_H c_{p,H}} = M \frac{c_{p,s}(T_c)}{c_{p,H}}; \quad N_{g,L} = \frac{U_{g,L} A_{g,L}}{C_{\min,g,L}}; \quad C_{\min,g,L} = \dot{m}_w c_{p,s}(T_c) \text{ or } \dot{m}_L c_w \quad (4.54)$$

Existem duas possibilidades físicas, ou seja, $\mu_{g,L} < 1$ ou $\mu_{g,L} > 1$, que permitem a determinação da seguinte relação eficiência-NTU do trocador de calor da região de superaquecimento do condensador para a Figura 4.7, com base na Eq. (4.14):

$$\varepsilon_{g,L} = \frac{d_1 (\tau_5 - \tau_c)}{\tau_5 - \tau_8} = \frac{1 - \exp[-N_{g,L}(1 - C_{r,g,L})]}{1 - C_{r,g,L} \exp[-N_{g,L}(1 - C_{r,g,L})]} \quad (4.55)$$

no qual, $d_1 = 1$ ou $\mu_{g,L}$, $C_{r,g,L} = \mu_{g,L}$ ou $\frac{1}{\mu_{g,L}}$, e $N_{g,L} = D x_{g,L} N$, com $D = \frac{U_{g,L}}{U_{g,H}} \frac{1}{\mu_{g,LH}}$

ou $\frac{U_{g,L}}{U_{g,H}} \frac{1}{\mu_L}$ para $\mu_{g,L} < 1$ ou $\mu_{g,L} > 1$, respectivamente.

Como resultado, a fração de área superaquecida do condensador é calculada por:

$$x_{g,L} = \frac{-\ln\left(\frac{\varepsilon_{g,L} - 1}{\varepsilon_{g,L} C_{r,g,L} - 1}\right)}{D N(1 - C_{r,g,L})} \quad (4.56)$$

No início desta seção, assumiu-se que a área de transferência de calor do condensador era ocupada principalmente pela seção de condensação do fluido de trabalho (bifásica) mostrada esquematicamente na Figura 4.7, de modo que $A_{fg,L} \cong A_L$. A equação (4.56) permite avaliar se tal suposição inicial foi adequada ou não, verificando se $x_{g,L} \ll x_{fg,L} = x_L - x_{g,L}$, de fato.

Quando não há região superaquecida do condensador, $\tau_8 \equiv \tau_{L,o}$. Em seguida, a área de transferência de calor do condensador é totalmente ocupada pela mistura bifásica do fluido de trabalho de condensação.

4.2.11 Condensador e bomba

A temperatura na saída do subresfriador (ou entrada da bomba) mostrada na Figura 4.5, assumindo que o bombeamento isentrópico é igual à temperatura de entrada da caldeira, desde $ds = c_w \frac{dT}{T}$, para um líquido incompressível. Desde $ds = 0$, então $dT = 0$, também, portanto:

$$\tau_7 = \tau_1 \quad (4.57)$$

Conforme declarado anteriormente no texto, o modelo impõe que a água líquida subresfriada seja fornecida à bomba por meio de um trocador de calor do subresfriador. O modelo utiliza o método de efetividade-NTU para encontrar a taxa de fluxo de massa de água de resfriamento do condensador apropriada para a taxa de fluxo de massa, $M_{L,sc} = \dot{m}_{L,sc} / \dot{m}_H$, para satisfazer a Eq. (4.57), desde τ_1 , é considerado um parâmetro operacional na simulação da usina. Por isso, $M_{L,sc}$, é determinado selecionando a fração da área de transferência de calor do condensador, x_{sc} , e relação dos coeficientes globais de transferência de calor do subresfriador para o superaquecedor, $U_{sc} / U_{g,H}$. No subresfriador, a taxa de capacidade de calor do fluido de trabalho para a corrente fria e o número de unidades de transferência são dados por:

$$\begin{aligned} \mu_{sc} &= \frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m}_{L,sc} c_w} = \frac{M}{M_{L,sc}}; \quad \mu_{sc,H} = \frac{\dot{m}_{L,sc} c_w}{\dot{m}_H c_{p,H}} = M_{L,sc} \frac{c_w}{c_{p,H}}; \\ N_{sc} &= \frac{U_{sc} A_{sc}}{C_{min,sc}}; \quad C_{min,sc} = \dot{m}_w c_w \quad \text{or} \quad \dot{m}_{L,sc} c_w \end{aligned} \quad (4.58)$$

Existem duas possibilidades para o fluxo de capacidade mínima de calor, $\mu_{sc} < 1$ ou $\mu_{sc} > 1$. Assim, a expressão NTU da eficácia do trocador de calor de contracorrente do subresfriador leva em consideração o fluido de trabalho líquido e a corrente fria mostrados na Figura 4.7 com base na Eq. (4.14), afirmando que:

$$\varepsilon_{sc} = \frac{d_2 (\tau_6 - \tau_7)}{\tau_6 - \tau_L} = \frac{1 - \exp[-N_{sc}(1 - C_{r,sc})]}{1 - C_{r,sc} \exp[-N_{sc}(1 - C_{r,sc})]} \quad (4.59)$$

no qual, $d_2 = 1$ ou $\frac{1}{\mu_{sc}}$, $C_{r,sc} = \mu_{sc}$ ou $\frac{1}{\mu_{sc}}$, e $N_{sc} = x_{sc} \frac{U_{sc}}{U_{g,H}} \frac{N}{\mu'}$ ou $x_{sc} \frac{U_{sc}}{U_{g,H}} \frac{N}{\mu_{sc,H}}$, com $\mu_{sc} < 1$ ou $\mu_{sc} > 1$, respectivamente.

Para determinar, τ_7 e $\tau_{L,sc,o}$. Eq. (4.59) é utilizada. Assim, as temperaturas de saída adimensionais das duas correntes, conforme mostrado na Figura 4.7, são calculadas da seguinte forma:

$$\text{Para } (\mu_{sc} < 1) : \tau_{L,sc,o} = \tau_L + \varepsilon_{sc} \mu_{sc} (\tau_6 - \tau_L) \text{ e } \tau_7 = \tau_6 - \varepsilon_{sc} (\tau_6 - \tau_L) \quad (4.60)$$

$$\text{Para } (\mu_{sc} > 1) : \tau_{L,sc,o} = \tau_L + \varepsilon_{sc} (\tau_6 - \tau_L) \text{ e } \tau_7 = \tau_6 - \varepsilon_{sc} (\tau_6 - \tau_L) / \mu_{sc} \quad (4.61)$$

As equações (4.60) e (4.61) mostram que $\tau_{L,sc,o}$ e τ_7 são funções de $M_{L,sc}$ (ou μ_{sc}).

Portanto, o mínimo necessário $M_{L,sc}$, para satisfazer a Eq. (4.57) é encontrado numericamente. O procedimento começa impondo um grande valor para $\mu_{sc,0}$, que corresponde a um pequeno valor para $M_{L,sc,0}$, e diminuindo até $\tau_7 \leq \tau_1$ e $\tau_{L,sc,o} < \tau_{cf,boiling}$, (temperatura de ebulição do fluido de corrente fria), como segue:

$$\mu_{sc,i+1} = \mu_{sc,i} - \Delta\mu_{sc} \quad (i \geq 0) \quad (4.62)$$

no qual, $\Delta\mu_{sc,0} = \mu_{sc,0} / n_{sc}$, e n_{sc} deve ser grande o suficiente para levar a, $\tau_7 \cong \tau_1$, dentro de uma tolerância pré-especificada, por exemplo, 1%.

As altas e baixas pressões adimensionais da planta são então calculadas a partir das temperaturas de saturação no gerador de vapor e no condensador, respectivamente, como segue:

$$\tilde{p}_H = \frac{p_{\text{sat}}(T_b)}{p_0} \text{ e } \tilde{p}_L = \frac{p_{\text{sat}}(T_c)}{p_0} \quad (4.63)$$

4.2.12 Distribuições adimensionais de temperatura no Gerador de vapor, Condensador e Subresfriador.

No desenvolvido ε -NTU, as relações permitem prever o comportamento das temperaturas adimensionais de todos os trocadores de calor. O primeiro objetivo é obter as distribuições reais de temperaturas adimensionais das seções de vapor superaquecido, ebulição e líquido do sistema gerador de vapor, correspondentes aos trocadores de calor do superaquecedor, caldeira e economizador, respectivamente, que são mostrados na Figura 4.6. Os tamanhos dos trocadores de calor variam com base nos parâmetros de operação e projeto do sistema e nas condições de contorno, que devem ser determinadas pelo modelo aqui proposto. Com base nas frações de área obtidas, o pós-processamento permite o cálculo das temperaturas adimensionais em todas as seções. O mesmo procedimento é feito para o condensador e o subresfriador mostrados na Figura 4.7. Os tamanhos calculados são $(r, s, t, y, w, z)_e$ de acordo com a Figura 4.6 e Figura 4.7. O subscrito e indica o ponto final de cada região. Por exemplo, a seção bifásica superaquecida do condensador varia de $w = 0$ para w_e , isto é, $0 \leq w \leq w_e$. Um tratamento semelhante é dado a todas as seções de trocadores de calor.

4.2.13 Superaquecedor ($0 \leq r \leq r_c = x_{g,H}$)

A equação (4.21) permite o cálculo de $\varepsilon_{g,H} = \varepsilon_{g,H}(r)$. Então, as temperaturas adimensionais das duas correntes, para qualquer valor de r , são dadas por:

$$\text{Para } (\mu < 1): \tau_2(r) = \frac{\tau_2 - \varepsilon_{g,H}(r) \tau_{H,i}}{1 - \varepsilon_{g,H}(r)} \text{ e } \tau_3(r) = \tau_{H,i} - \mu \varepsilon_{g,H}(r) [\tau_{H,i} - \tau_2(r)] \quad (4.64)$$

$$\text{Para } (\mu > 1): \tau_2(r) = \frac{\tau_2 - \tau_{H,i} \varepsilon_{g,H}(r) / \mu}{1 - \varepsilon_{g,H}(r) / \mu} \text{ e } \tau_3(r) = \tau_{H,i} - \varepsilon_{g,H}(r) [\tau_{H,i} - \tau_2(r)] \quad (4.65)$$

4.2.14 Evaporador $(0 \leq s \leq s_e = x_{fg,H})$

O cálculo de $\varepsilon_{fg,H} = \varepsilon_{fg,H}(s)$ é feito com a Eq. (4.26). Com isso, obtém-se a temperatura adimensional da corrente externa para qualquer valor de s , como segue:

$$\tau_4(s) = \tau_4 - \varepsilon_{fg,H}(s) (\tau_3 - \tau_b) \quad (4.66)$$

4.2.15 Economizador $(0 \leq t \leq t_e = x_H - x_{g,H} - x_{fg,H})$

Para determinar $\varepsilon_{f,H} = \varepsilon_{f,H}(t)$. Eq. (4.29) é utilizada. Assim, as temperaturas adimensionais das duas correntes em qualquer posição t , conforme mostrado na Figura 4.5, são calculadas da seguinte forma:

$$\text{Para } (\mu' < 1) : \tau_1(t) = \frac{\tau_b - \varepsilon_{f,H}(t) \tau_4}{1 - \varepsilon_{f,H}(t)} \text{ e } \tau_{H,o}(t) = \tau_4 - \varepsilon_{f,H}(t) \mu' [\tau_4 - \tau_1(t)] \quad (4.67)$$

$$\text{Para } (\mu' > 1) : \tau_1(t) = \frac{\tau_b - \varepsilon_{f,H}(t) \tau_4 / \mu'}{1 - \varepsilon_{f,H}(t) / \mu'} \text{ e } \tau_{H,o}(t) = \tau_4 - \varepsilon_{f,H}(t) [\tau_4 - \tau_1(t)] \quad (4.68)$$

4.2.16 Seção superaquecida do condensador $(0 \leq w \leq w_e = x_{g,L})$

A eficácia da seção superaquecida do condensador é calculada com a Eq. (4.55) para qualquer posição na seção, ou seja, $\varepsilon_{g,L} = \varepsilon_{g,L}(w)$. Então, para as duas correntes mostradas na Figura 4.6, as temperaturas adimensionais em qualquer ponto w são obtidas de:

$$\text{Para } (\mu_{g,L} < 1) : \tau_{L,o}(w) = \frac{\tau_{L,o} - \varepsilon_{g,L}(w) \mu_{g,L} \tau_5}{1 - \varepsilon_{g,L}(w) \mu_{g,L}} \text{ e } \tau_5(w) = \tau_5 - \varepsilon_{g,L}(w) [\tau_5 - \tau_{L,o}(w)] \quad (4.69)$$

$$\text{Para } (\mu_{g,L} > 1): \tau_{L,o}(w) = \frac{\tau_{L,o} - \varepsilon_{g,L}(w) \tau_5}{1 - \varepsilon_{g,L}(w)} \text{ e } \tau_5(w) = \tau_5 - \frac{\varepsilon_{g,L}(w)}{\mu_{g,L}} [\tau_5 - \tau_{L,o}(w)] \quad (4.70)$$

4.2.17 Seção bifásica do condensador ($0 \leq y \leq y_e = x_{fg,L}$)

A temperatura adimensional do fluxo externo mostrada na Figura 4.6 é calculada para qualquer posição y através de:

$$\tau_{L,i}(y) = \frac{\tau_8 - \varepsilon_{fg,L}(y) \tau_c}{1 - \varepsilon_{fg,L}(y)} \quad (4.71)$$

no qual, $\varepsilon_{fg,L} = \varepsilon_{fg,L}(y)$ é a efetividade da região bifásica do condensador, que é determinada com a Eq. (4.37). No entanto, como o modelo assumiu que a taxa de transferência de calor do condensador é amplamente dominada pela região do fluido de trabalho bifásico, ou seja, $x_{fg,L} \cong x_L$ um fator de correção é necessário. Para isso, uma vez conhecidos os estados inicial e final na região bifásica do condensador para qualquer configuração do sistema, a eficácia real para $y_e = x_{fg,L}$ é obtido com:

$$\varepsilon_{fg,L,actual}(y_e = x_{fg,L}) = \frac{\tau_8 - \tau_{L,i}}{\tau_c - \tau_{L,i}} \quad (4.72)$$

de modo que, o fator de correção é determinado da seguinte forma:

$$\gamma_{eff,L} = \frac{\varepsilon_{fg,L,actual}}{1 - \exp\left[-x_{fg,L} \frac{U_{fg,L} N}{U_{g,H} \mu_L}\right]} \quad (4.73)$$

onde o denominador é $\varepsilon_{fg,L} = \varepsilon_{fg,L}(y_e = x_{fg,L})$, que é determinado pela Eq. (4.37).

Como resultado, a efetividade da região bifásica do condensador em qualquer posição y é dada por:

$$\varepsilon_{fg,L}(y) = \gamma_{eff,L} \left\{ 1 - \exp \left[-y \frac{U_{fg,L}}{U_{g,H}} \frac{N}{\mu_L} \right] \right\} \quad (4.74)$$

4.2.18 subresfriador ($0 \leq z \leq z_e = x_{sc}$)

Para determinar $\varepsilon_{sc} = \varepsilon_{sc}(z)$, Eq. (4.59) é utilizada. Assim, as temperaturas adimensionais das duas correntes em qualquer posição z , conforme mostrado na Figura 4.6, são calculadas da seguinte forma:

$$\text{Para } (\mu_{sc} < 1): \tau_{L,sc,o}(z) = \frac{\tau_{L,sc,o} - \varepsilon_{sc}(z) \mu_{sc} \tau_6}{1 - \varepsilon_{sc}(z) \mu_{sc}} \text{ e } \tau_7(z) = \tau_6 - \varepsilon_{sc}(z) [\tau_6 - \tau_{L,sc,o}(z)] \quad (4.75)$$

$$\text{Para } (\mu_{sc} > 1): \tau_{L,sc,o}(z) = \frac{\tau_{L,sc,o} - \varepsilon_{sc}(z) \tau_6}{1 - \varepsilon_{sc}(z)} \text{ e } \tau_7(z) = \tau_6 - \frac{\varepsilon_{sc}(z)}{\mu_{sc}} [\tau_6 - \tau_{L,sc,o}(z)] \quad (4.76)$$

4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DETERMINANDO OS IMPACTOS NA RESPOSTA DO SISTEMA, IDENTIFICANDO OPORTUNIDADES DE OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

A otimização fundamental da usina deve ser baseada na análise de destruição de exergia (ou geração de entropia) da usina mostrada esquematicamente na Figura 4.5. O gás quente traz a seguinte taxa de exergia de fluxo para o sistema:

$$\dot{E}_{x,H} = \dot{m}_H e_{x,H} \quad (4.77)$$

em que, a exergia específica do fluxo em qualquer estado i é $e_{x,i} = (h_i - T_0 s_i) - (h_0 - T_0 s_0)$, e é notado que a taxa de exergia do fluxo final da

corrente quente é zero quando o equilíbrio termomecânico com o ambiente é alcançado, (BEJAN, 2016).

A saída de energia líquida da usina, \dot{W}_{net} , para o sistema mostrado esquematicamente na Figura 4.5, operando com qualquer fluido de trabalho, fluidos de fluxo quente e frio é calculado por:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p = \dot{m}_w(e_{x,2} - e_{x,1}) - \dot{m}_w(e_{x,5} - e_{x,7}) \quad (4.78)$$

A otimização fundamental da usina pode ser buscada maximizando \dot{W}_{net} ou minimizando o trabalho disponível perdido (ou energia), ou $\dot{W}_{lost} = T_0 \dot{S}_{gen} = \dot{E}_{x,H} - \dot{W}_{net}$, que em termos de taxa de geração de entropia total para o sistema da Figura 4.5 é a seguinte, (KESTIN, 1980).

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{E}_{x,H} - \dot{W}_{net}}{T_0} \quad (4.79)$$

No presente estudo, a otimização fundamental da usina foi realizada com base na maximização de, \dot{W}_{net} , adimensionalmente. Para isso, a taxa de exergia do fluxo adimensional e a potência líquida são definidas da seguinte forma:

$$\left(\tilde{E}_{x,H}, \tilde{W}_{net} \right) = \frac{\left(\dot{E}_{x,H}, \dot{W}_{net} \right)}{\dot{m}_H c_{p,H} T_0} \quad (4.80)$$

A entrada da taxa de exergia do fluxo adimensional e a potência líquida são calculadas com base nos estados termodinâmicos mostrados na Figura 4.5 pelas seguintes expressões:

$$\tilde{E}_{x,H} = \tau_{H,i} - 1 - \ln \tau_{H,i} \quad (4.81)$$

$$\tilde{W}_{net} = \mu (a + b) \quad (4.82)$$

em que, na linha de alta pressão do gerador de vapor, o termo a na Eq. (4.82) foi avaliado considerando o comportamento do gás ideal ou propriedades tabuladas para o vapor, como segue:

$$a = \tau_2 - \tau_b - \ln \frac{\tau_2}{\tau_b} \quad (\text{assumindo comportamento de gás ideal para vapor}) \quad (4.83)$$

$$a = \frac{h_2 - h_g(T_b)}{\bar{c}_{p,s} T_0} - \frac{s_2 - s_g(T_b)}{\bar{c}_{p,s}} \quad (\text{usando propriedades tabuladas de vapor}) \quad (4.84)$$

e b foi calculado por:

$$b = \frac{h_{fg}(T_b)}{\bar{c}_{p,s} T_0} \left(1 - \frac{1}{\tau_b}\right) + \frac{c_w}{\bar{c}_{p,s}} \left(\tau_b - \tau_1 - \ln \frac{\tau_b}{\tau_1}\right) - \xi_{\text{cond}} - \frac{c_w}{\bar{c}_{p,s}} \left(\tau_6 - \tau_7 - \ln \frac{\tau_6}{\tau_7}\right) \quad (4.85)$$

onde ξ_{cond} é a variação adimensional da taxa de exergia do fluxo no condensador que foi avaliada com base no fluido de trabalho entrando no condensador como vapor superaquecido ou como uma mistura líquido/vapor, que foi determinada pelo modelo matemático. Portanto, as duas possibilidades são as seguintes:

a) Vapor superaquecido na entrada do condensador

$$\xi_{\text{cond}} = \frac{c_{p,s}(T_5)}{\bar{c}_{p,s}} \left(\tau_5 - \tau_c - \ln \frac{\tau_5}{\tau_c}\right) + \frac{h_{fg}(T_c)}{\bar{c}_{p,s} T_0} \left(1 - \frac{1}{\tau_c}\right) \quad (4.86)$$

b) Mistura líquido/vapor na entrada do condensador

$$\xi_{\text{cond}} = \frac{h_5 - h_f(T_c)}{\bar{c}_{p,s} T_0} \left(1 - \frac{1}{\tau_c}\right) \quad (4.87)$$

Como resultado, a eficiência da segunda lei da usina é dada por:

$$\eta_{II} = \frac{\tilde{W}_{net}}{\tilde{E}_{x,H}} \quad (4.88)$$

para que $0 \leq \eta_{II} \leq 1$

Neste estudo, a otimização da usina foi realizada fundamentalmente da seguinte forma:

- a. uma função objetivo foi selecionada para avaliar a potência líquida adimensional da usina, \tilde{W}_{net} , definido pela Eq. (4.80), que foi maximizado;
- b. a outra função objetivo foi a eficiência da segunda lei da planta, com base na Eq. (4.88);
- c. considerando que o hardware da planta, ou seja, as áreas de transferência de calor dos trocadores de calor, representadas na Figura 4.5, não são ilimitadas, é razoável considerar a área total de transferência de calor como representativa do tamanho da planta e dos materiais necessários para construir o sistema. Portanto, o inventário total da área, A , foi imposto como uma restrição física para o problema de otimização fundamental, que foi definido pela Eq. (4.15);
- d. apenas os casos em que a temperatura de entrada do subresfriador calculada é maior que a temperatura de entrada da água do gerador de vapor são fisicamente possíveis, $\tau_6 > \tau_1$, que também é reconhecida como uma restrição física, e
- e. finalmente, na otimização fundamental do sistema, vários parâmetros de projeto e operação do sistema são avaliados, observando que apenas sistemas fisicamente possíveis devem ser considerados. Consequentemente, todos os conjuntos de parâmetros que resultam na geração de entropia negativa de qualquer componente do sistema (ou destruição de exergia) são descartados para cumprir a segunda lei da termodinâmica.]

4.3.1 Método Numérico

Para resolver o modelo desenvolvido na Seção 4.2, um conjunto completo de projeto da planta e parâmetros operacionais são necessários como entrada para

configurar o projeto do sistema a ser analisado. A Tabela 4-3 lista os parâmetros utilizados como layout de referência da planta, que posteriormente é modificado para realizar uma análise paramétrica para avaliar o impacto da variação dos parâmetros de projeto e operação nos ótimos e máximos encontrados no caso de referência.

Tabela 4-3 -PROJETO DE CONFIGURAÇÃO BÁSICA DA USINA E PARÂMETROS OPERACIONAIS

$c_{p,H} = 1.005 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$x_H = 0,4$
$M_L = 1$	$x_{sc} = 0,1$
$N = 6$	$\tau_b = 1,96$
$T_0 = 298.15 \text{ K}$	$\tau_H = 4$
$\frac{(U_{fg,H}, U_{f,H}, U_{fg,L}, U_{g,L}, U_{sc})}{U_{g,H}} = 1$	$\tau_{L,i} = 0,97$

FONTE: o Autor (2023).

O algoritmo a seguir resume o método numérico para encontrar a solução do modelo computacionalmente e o projeto de usina de energia otimizado bidirecional para qualquer conjunto de parâmetros geométricos e operacionais, por exemplo, o layout de referência da planta da:

1. *Loop* para determinar a temperatura de entrada do gerador de vapor, τ_1 , para cada testado x_H . Assume-se uma fração fixa da área do subresfriador desejada, x_{sc} , e estimativa $\tau_{1,i}$ para $i=0$, ou seja, $\tau_{1,0} = 1.2 (T_{1,0} = 373.15 \text{ K})$;
2. Calculam-se as propriedades necessárias na linha de alta pressão do fluido de trabalho: i) Avalia-se o calor específico do vapor de água, $c_{p,s}(T_b)$, e ii) entalpia específica de vaporização, $h_{fg}(T_b)$, vapor saturado, $h_g(T_b)$ e líquido saturado, $h_f(T_b)$;
3. *Loop* para maximizar M para o máximo, η_{II} e $\tilde{W}_{net,m}$. O intervalo foi refinado para encontrar a discretização mínima apropriada para que, $\eta_{II,m}$ e $\tilde{W}_{net,m}$, não mudou em 1% (THE EDITORIAL BOARD, 1994).

4. Calcule-se a temperatura de saída dos gases quentes do gerador de vapor, τ_2 , através do método descrito na seção 4.2.5, observando que $\bar{c}_{p,s} = [c_{p,s}(T_b) + c_{p,s}(T_2)]/2$;
5. Avalia-se a entropia específica da água superaquecida na saída do gerador de vapor, s_2 ;
6. Usando a metodologia descrita na seção 4.2.7, calcula-se o estado na entrada do condensador e temperatura e pressão de saturação do condensador, τ_c e p_c . Além disso, encontra-se a temperatura intermediária da corrente fria do condensador, τ_8 , e a fração de área superaquecida do condensador, $x_{g,L}$, quando há uma região superaquecida;
7. Calcula-se o estado do fluido de trabalho de saída do subesfriador e as temperaturas da corrente fria, τ_7 e $\tau_{L,sc,o}$, de acordo com o método descrito na seção 4.2.8, e avaliar;
8. Calcula-se a saída de potência líquida adimensional da usina, \tilde{W}_{net} , e eficiência da segunda lei, η_{II} , de acordo com o método descrito na seção 4.3;
9. Retorna-se à etapa 4 até que todo o intervalo M seja coberto, ou seja, $M_{min} \leq M \leq M_{max}$, para achar M_{opt} , que leva a $\eta_{II,m}$ e $\tilde{W}_{net,m}$;
10. Se $|\tau_{1,i+1} - \tau_{1,i}| \leq tol$ (uma tolerância pré-especificada), então o ciclo convergiu, caso contrário, faça $i = i + 1$, e uma nova iteração deve começar com, $\tau_{1,i}$, do passo 2 até a convergência ser alcançada;

5 RESULTADOS

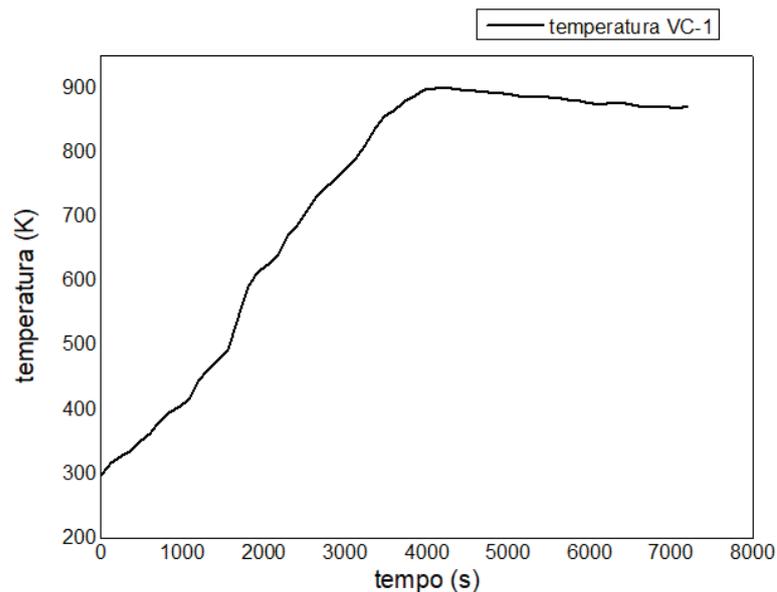
Neste capítulo se apresentam os resultados obtidos do processo de desenvolvimento e montagem da usina de ciclo *Rankine*, os resultados experimentais produto dos testes efetuados no incinerador de resíduos sólidos, no gerador de vapor e na turbina. Além disso, são apresentados os resultados da modelagem matemática e simulação numérica da usina de ciclo *Rankine*.

5.1 DESENVOLVER E INSTRUMENTAR UMA USINA TERMOELÉTRICA DE CICLO RANKINE.

Para obter os resultados de distribuição de temperatura nas câmaras do incinerador foram repetidos três ensaios de incineração obtendo assim três distribuições de temperatura ao longo do tempo. Após isto se determinou a média simples dos valores, que deram origem às curvas que se apresentam a seguir.

Na Figura 5.1 se apresenta o resultado experimental da distribuição de temperatura no tempo da câmara de combustão do incinerador de RSU.

Figura 5.1 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO -VC-1

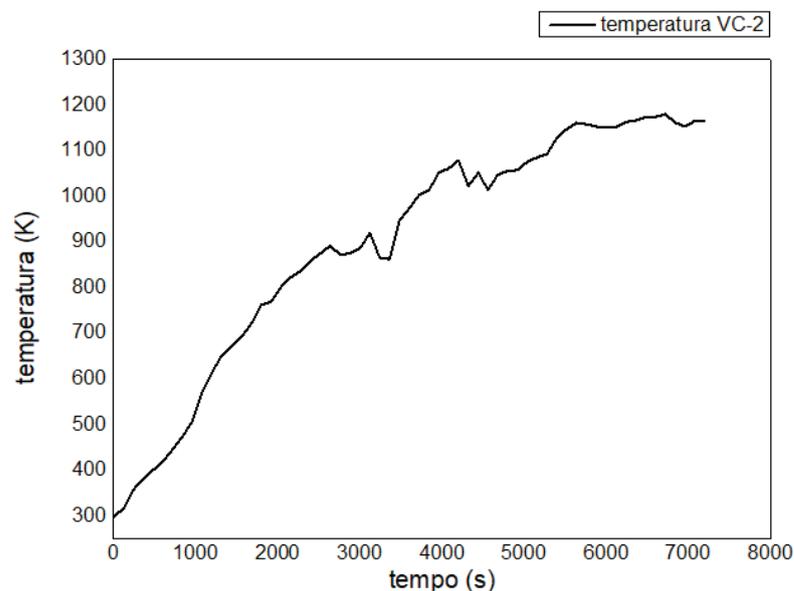


Fonte: o Autor (2023)

Utilizou-se o medidor de temperatura tipo termopar localizado na câmara de combustão para registrar os dados de temperatura a cada 120 s, desta forma se obteve a Figura 5.1. A curva apresenta uma fase crescente quase linear no período inicial dos ensaios até os 4.000 s, isto se deve a que o sistema se encontra a temperatura ambiente no início dos ensaios, à medida que começa a ingressar resíduos em forma de batelada, a cada 300 segundos, e é queimado a temperatura começa a aumentar. Uma vez que o leito de brasas, embaixo da grelha, é formado a temperatura estabiliza e o sistema entra em regime permanente. A partir deste ponto a operação se torna mais simples, devendo-se continuar com o abastecimento de resíduos em batelada e regulando a quantidade de ar sempre tentando garantir a queima completa e evitar o excesso de CO_2 .

Para obter os resultados da distribuição de temperatura na câmara de pós-combustão, também se utilizou um medidor de temperatura tipo termopar, e se registrou a temperatura a cada 120 s. O resultado obtido é apresentado na Figura 5.2.

Figura 5.2 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA CÂMARA DE PÓS-COMBUSTÃO VC-2



Fonte: o Autor (2023).

Observa-se na Figura 5.2 que no início dos ensaios a curva mostra um comportamento linear crescente da temperatura até os 3.000 s. Após isto, a temperatura apresenta variação crescente e decrescente afetada pelas variações na

injeção de ar no sistema, se verificou que pequenas mudanças na quantidade de ar fornecido na câmara de combustão produzem variações significativas na temperatura do ciclone, da ordem de 200 °C ou até mais. Observa-se na Figura 5.2 que a faixa de temperaturas aumenta com uma velocidade maior se comparada com a Figura 5.1, pois os gases que saem da câmara de combustão carregam uma temperatura elevada e ao entrar na câmara de pós-combustão se produz uma nova queima dos mesmo aumentando ainda mais sua temperatura.

Os gases que saem da câmara de pós-combustão ingressam no gerador de vapor. Nos testes de queima se acompanhou a evolução da pressão no gerador de vapor, a fim de verificar se chegava na pressão de trabalho desejada entre 7 e 9 bar. Na Imagem 5-1 se observa o aumento de pressão até os 7 bar.

Imagem 5-1 - AUMENTO DE PRESSÃO NO GERADOR DE VAPOR



Fonte: o Autor (2023).

Na Imagem 5-1 se observa como a pressão aumenta na medida que o teste de incineração acontece. Após 5 horas de incineração o gerador de vapor alcançou os 7 bar. Para chegar nesse nível de pressão foram fechadas as válvulas no distribuidor de vapor, Imagem 4-11. Após alcançar os 7 bar foi aberta $\frac{1}{4}$ de volta da válvula de drenagem do distribuidor de vapor, Imagem 4-12 verificando que a pressão após um período de 10 minutos caiu para 6 bar.

Ainda, foi realizado um teste na turbina a vapor em um banco de prova. No mesmo foi utilizar ar comprimido. O teste serviu para verificar a rotação da máquina, alcançando 8080 rpm conforme se apresenta na Imagem 5-2.

Imagem 5-2 - TESTE DE ROTAÇÃO DA TURBINA E SISTEMA DE ÓLEO



Fonte: o Autor (2023).

Ainda, foi testado o sistema de óleo da turbina verificando o correto funcionamento para a função que foi projetado de lubrificar os mancais e planetário e reduzir o calor gerado pela rotadas das partes móveis da máquina como o eixo, o planetário e os mancais.

Contudo, o teste da usina termoelétrica em funcionamento pleno não pôde ser realizado. Isto se deveu a vários contratempos acontecidos no período do trabalho de doutorado. Serão relatados a seguir.

- o desenvolvimento e montagem do ciclo *Rankine* começou no final de 2019 e finalizou em junho de 2022. Nesse período foram realizados apenas testes, de queima no incinerador que permitiram obter as distribuições de temperatura em ambas as câmaras;
- no decorrer dos testes de queima verificam-se falhas graves nos queimadores a GLP, vinculados principalmente com regulagem da chama, desligamento repentino do equipamento e houve até alguns testes que foram abortados por retorno da chama pelo ventilador do queimador, torna o mesmo perigoso para a operação. A troca do equipamento foi decidida e efetivada em novembro de 2022. De lá para aca, os queimadores do incinerador são a biodiesel, ainda estão em fase de teste porque apresentaram algumas falhas principalmente

da regulação da injeção de combustível para obter a chama. O ideal é que o combustível saia do bico injeto de maneira pulverizada e no momento está saindo em forma de jato, isto acaba cortando a faísca elétrica e impossibilitando a ignição da chama. No momento, está sendo trocado o sistema de bombeamento para aumentar a pressão de injeção e lograr com que o combustível saia pulverizado do bico injetor;

- falhas no sistema pneumática do incinerador, três testes de incineração foram cancelados durante a operação por um travamento em um dos *dampers* da câmara de combustão. Com os *dampers* estão interconectados e o fechamento de um possibilita a abertura de outro, acaba acumulando muita fumaça dentro das câmaras por não ter uma compensação na pressão interna do sistema, contudo o excesso de fumaça acaba abafando o leito se tornando impossível de recuperar a combustão. Assim, o sistema deve ser desligado por completo, esfriar o sistema para voltar a começar a operação desde o início;
- outro ponto relevante é o ajuste na quantidade de ar para a combustão dos resíduos, resulta que se respeita-se os parâmetros indicado pelo fabricante do incinerado, a chama nos queimadores é desligada impossibilitando a combustão pelo excesso de ar no sistema. Após vários testes de queima foi possível reconfigurar a quantidade de ar necessária para uma queima mais estável, mesmo assim qualquer pequena variação na quantidade de ar o sistema se torna imperecível;

Portanto, as falhas principalmente no sistema de incineração fizeram com os testes da usina termoelétrica, para obtenção de resultados experimentais, se estendessem por um prazo maior do que o estabelecido para a defesa deste trabalho. Ainda, se continua realizando testes de incineração a fim de ajusta os parâmetros de operação para torna-o mais estável e previsível nos momentos de mudança de estágios.

5.2 MODELO MATEMÁTICO PARA A USINA TERMOELETRICA DE CICLO *RANKINE*

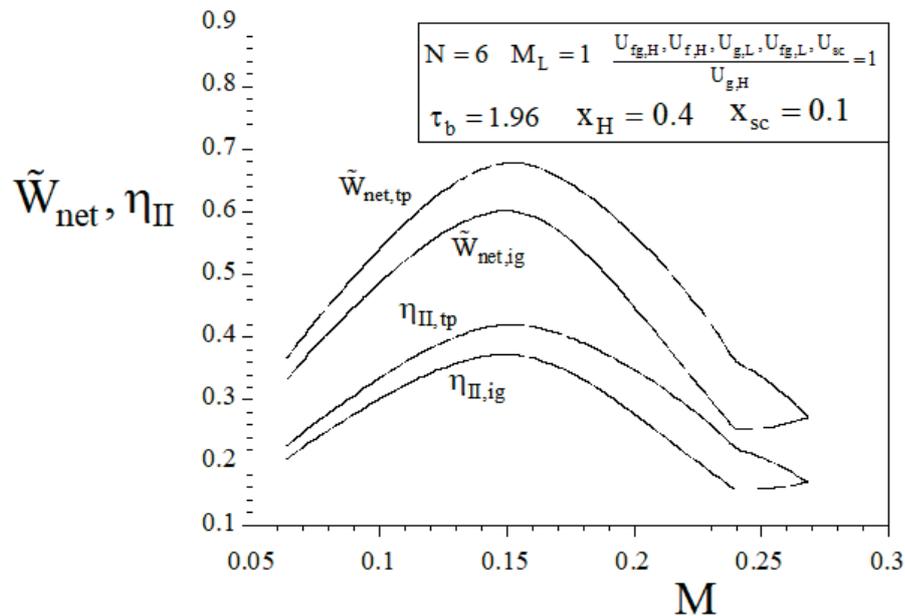
No capítulo 4, um modelo matemático foi desenvolvido e utilizado neste capítulo para produzir resultados a fim de: i) determinar fundamentalmente as

condições ótimas gerais de operação da usina de ciclo *Rankine* e a estrutura interna (projeto), ou seja, o sistema otimizado bidirecional para a saída de potência líquida adimensional duas vezes maximizada, $\tilde{W}_{net,mm}$, e eficiência da segunda lei, $\eta_{II,mm}$, sujeito a uma porção total da área de transferência de calor da planta de ciclo *Rankine*, A , e ii) realizar uma análise paramétrica do sistema, para investigar o impacto dos parâmetros do sistema no desempenho e na localização dos ótimos encontrados. Para isso, foi desenvolvido um código em Fortran com as equações do modelo para conduzir as simulações numéricas em um DESKTOP - i7-4710HQ Intel(R) Core (TM) i7-4710HQ CPU @ 2.50GHz 16.0 GB RAM, 64-bit.

Uma configuração básica do sistema de ciclo *Rankine* foi definida como dados de entrada para as simulações iniciais. A estratégia foi estabelecer parâmetros ambientais, geométricos e operacionais adequados, listados na Tabela 4-3. A otimização do sistema de ciclo *Rankine* foi realizada apenas para a água como fluido de trabalho.

A tarefa inicial proposta é mostrar a existência de uma razão ótima de vazão mássica, M_{opt} , para máxima eficiência da segunda lei do ciclo *Rankine* e saída de energia líquida. Para a configuração básica do sistema dada pela Tabela 4-3, Figura 5.3 investiga o impacto da variação de M sobre η_{II} e \tilde{W}_{net} , usando as propriedades do fluido de trabalho calculadas com os modelos de gás ideal e propriedades tabuladas apresentadas na seção 4.2. Estudos anteriores demonstraram a existência de M ideal para extração máxima de energia de uma corrente quente e duas correntes em temperaturas diferentes, (VARGAS; BEJAN, 2000).

Figura 5.3 - A EXISTÊNCIA DE UMA RAZÃO DE FLUXO DE MASSA IDEAL PARA O DESEMPENHO MÁXIMO DA PLANTA



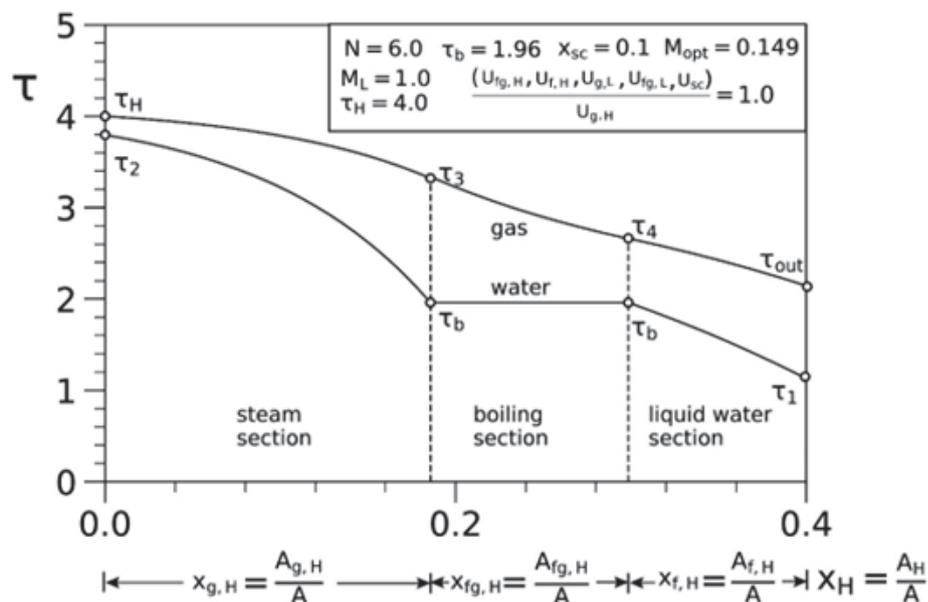
Fonte: o Autor (2023).

Nesses estudos, embora a mudança de fase do fluido de trabalho tenha sido considerada parcialmente, a mudança total de fase no condensador e todos os componentes do sistema de ciclo *Rankine* não foram considerados pelos modelos. Portanto, é importante mostrar que essa compensação fundamental é realmente esperada em usinas de ciclo *Rankine* reais. Além disso, de acordo com a formulação do problema de otimização fundamental do ciclo *Rankine* apresentada na seção 4.2, o reservatório do sistema é restrito, o que é reconhecido no modelo por uma área total fixa de transferência de calor do sistema, A . Assim, os resultados da Figura 5.3 mostram a existência de ótimos agudos para M que levam ao máximo η_{II} e \tilde{W}_{net} , usando o modelo de gás ideal ou de propriedades tabeladas para avaliar as propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido do fluido de trabalho. A existência de uma taxa de fluxo de massa ideal, M_{opt} , é justificada pela análise de dois extremos: i) À medida que M diminui, a extração de exergia da corrente quente pelo gerador de vapor da Figura 4.5 diminui, eventualmente desaparecendo, porque \dot{m}_w , cai para zero, e ii) À medida que M aumenta, a exergia capturada também diminui, pois $T_2 \rightarrow T_1$, porque a área de transferência de calor é restrita, de modo que a diferença de temperatura efetiva do gerador de vapor aumenta. Portanto, para

qualquer usina ciclo *Rankine*, deve haver um intermediário, M_{opt} , que levem a $\eta_{II,m}$ e $\tilde{W}_{net,m}$. A localização ótima encontrada com ambos os modelos é praticamente idêntica, mas o modelo de gás ideal subestima $\eta_{II,m}$ e $\tilde{W}_{net,m}$, portanto, não deve ser utilizado para prever a resposta precisa da usina. Assim, a partir deste ponto, apenas os resultados obtidos com o modelo tabulado de propriedades foram utilizados na análise. Os resultados também mostram que à medida que M aumenta, a fração de área do gerador de vapor demandada pelo fluido de trabalho superaquecido diminui para acomodar as seções bifásica e líquida, eventualmente desaparecendo, como fisicamente esperado. Para os parâmetros do caso base da Tabela 4-3, o trocador de calor do superaquecedor não é mais necessário quando $M=0.268$, de modo que $x_{g,H} = 0$ e a η_{II} e \tilde{W}_{net} , os valores calculados com ambos os modelos (gás ideal e propriedades tabuladas) coincidem neste ponto, pois não há necessidade de avaliar as propriedades do vapor superaquecido para calcular η_{II} e \tilde{W}_{net} .

A importante questão de como alocar o equipamento disponível nas três seções distintas do trocador de calor quente (gerador de vapor) foi abordada com os resultados descritos na Figura 5.4.

Figura 5.4 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO GERADOR DE VAPOR

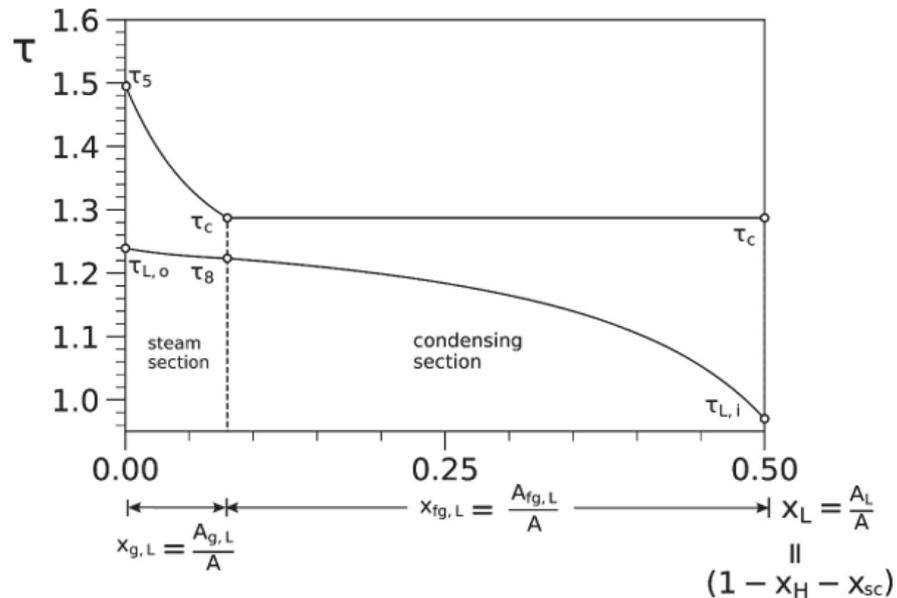


Fonte: o Autor (2023).

O modelo estimou as áreas necessárias para o superaquecedor, evaporador e economizador no gerador de vapor, conforme descrito nas seções 4.2.1, 4.2.2 e 4.2.3, respectivamente, para um conjunto de determinados parâmetros da planta de ciclo *Rankine*. Como resultado, foram calculadas as distribuições reais de temperatura das correntes quentes e frias do gerador de vapor, e são mostradas na Figura 5.4, a partir da qual foi possível avaliar a proximidade obtida das duas correntes, ou a qualidade do contato térmico que resultou de uma determinada fração de alocação de área do gerador de vapor x_H .

Da mesma forma, a Figura 5.5 ilustra as distribuições de temperatura das correntes quentes e frias do condensador obtidas, que permitiram a análise da qualidade do contato térmico resultante entre as duas correntes para uma determinada fração de alocação de área do condensador x_L .

Figura 5.5 - DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA DO CONDENSADOR



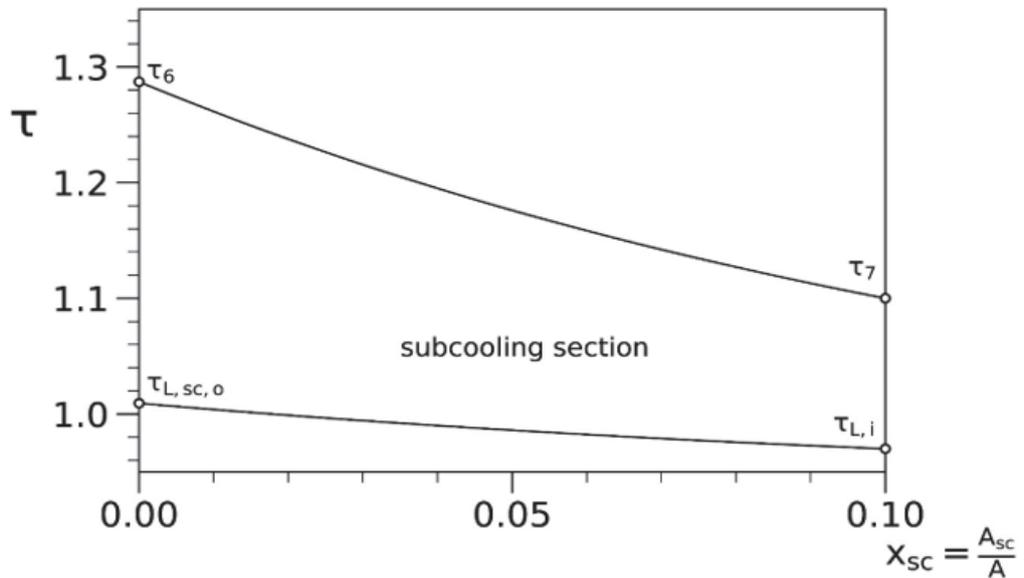
Fonte: o Autor (2023)

Tais características permitiram a avaliação do impacto dos parâmetros operacionais e de projeto no desempenho da usina em termos de eficiência da segunda lei e potência de saída. De fato, as distribuições de temperatura mostradas na Figura 5.4 e 5.5 foram obtidas para a taxa de fluxo de massa otimizada unidirecional, M_{opt} , que levou à eficiência máxima da segunda lei do usina, $\eta_{II,m}$ e

saída de potência líquida adimensional, $\tilde{W}_{net,m}$. Os resultados também forneceram a diferença de temperatura mínima ideal, (KLEMEŠ *et al.*,2018), entre as correntes quente e fria nos trocadores de calor da usina otimizada unidirecional em relação à taxa de vazão mássica, que equilibra a compensação que existe entre um pequeno e um grande ΔT_{min} . Como se sabe, a diferença de temperatura das correntes é uma medida da não idealidade (irreversibilidade) do trocador de calor, de modo que pequenas ΔT_{min} , requer grande área (alto investimento de capital) e baixo custo de combustível, somando alto custo total, enquanto grandes ΔT_{min} , requer uma pequena área (baixo investimento de capital) e alto custo de combustível, que também se somam a um alto custo total. Portanto, deve haver um intermediário (e ótimo) $\Delta T_{min,opt}$, para o custo total mínimo, que é mostrado neste documento diretamente relacionado à eficiência máxima da segunda lei, $\eta_{II,m}$ e saída de potência líquida adimensional $\tilde{W}_{net,m}$.

A distribuição de temperatura resultante no subresfriador é mostrada na Figura 5.6.

Figura 5.6 - A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DO SUBRESFRIADOR

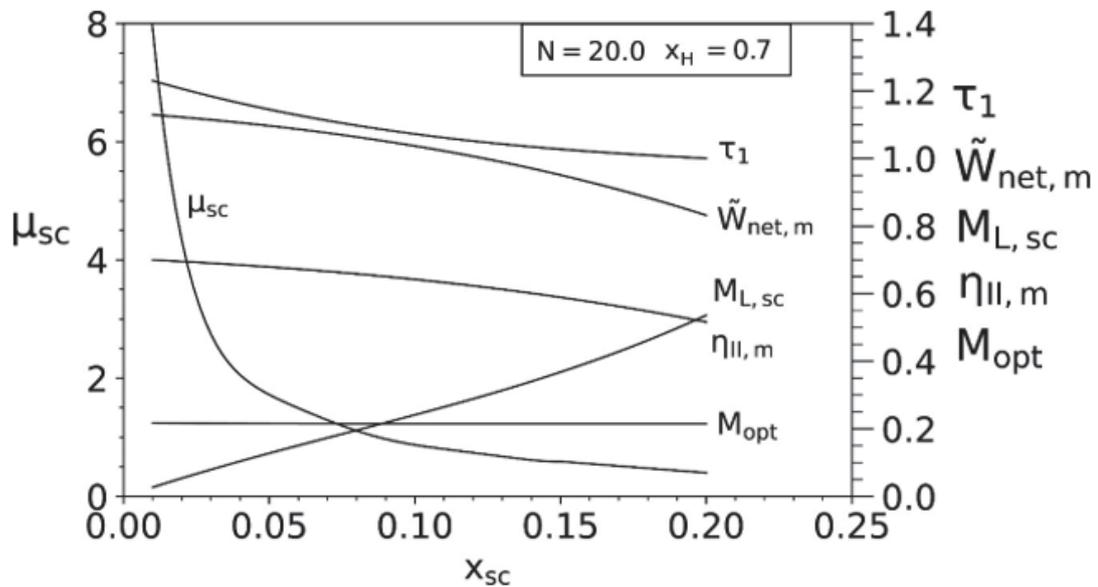


Fonte: o Autor (2023).

Conforme discutido anteriormente, parte da área total de transferência de calor da planta é intencionalmente dedicada a garantir que a água líquida seja

fornecida à bomba. Desta forma, a temperatura da água líquida saturada na saída do condensador cai de τ_6 para τ_7 (líquido subresfriado). O impacto da alocação da área do subresfriador, x_{sc} , sobre o desempenho da planta é investigado mais detalhadamente na Figura 5.7.

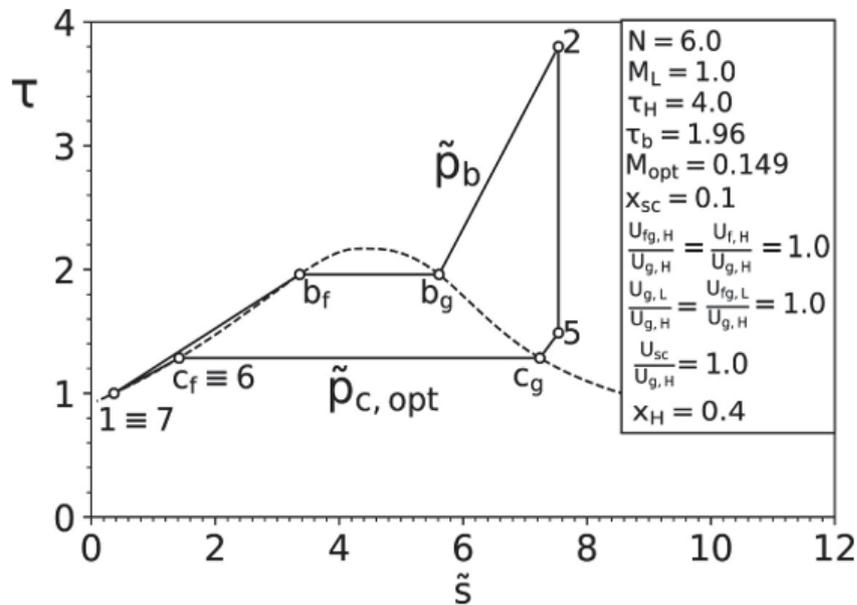
Figura 5.7 - O EFEITO DE x_{sc} NA PLANTA OTIMIZADA UNIDIRECIONAL PARA $x_H = 0.7$, E $N = 20$



Fonte: o Autor (2023).

Além disso, um diagrama de temperatura adimensional versus entropia adimensional mostrando os estados termodinâmicos do fluido de trabalho em todos os pontos-chave do sistema (seções de trocadores de calor, entradas e saídas de componentes) é apresentado na Figura 5.8. O diagrama da planta foi desenhado para o sistema operando com a taxa de fluxo de massa otimizada unidirecional, $M_{opt} = 0.149$, que foi obtido para um determinado conjunto de parâmetros geométricos e operacionais fixos listados no $(N, \tau_H, \tau_b, x_H$ e $x_{sc})$.

Figura 5.8 - A TEMPERATURA ADIMENSIONAL VERSUS DIAGRAMA DE ENTROPIA ESPECÍFICA DO CASO BASE OTIMIZADO UNIDIRECIONAL



Fonte: o Autor (2023).

A principal mensagem dos resultados da otimização unidirecional da taxa de fluxo de massa é que o ótimo termodinâmico é observado quando o fluido de trabalho sofre uma mudança completa de fase, na qual são esperadas as maiores taxas de transferência de calor, tanto no alto (gerador de vapor) e linhas de baixa pressão (condensador), conforme mostrado nas Figuras 5.6 e 5.8. Neste ponto, é importante observar que os resultados foram obtidos sob a hipótese simplificadora de que os coeficientes globais de transferência de calor eram iguais em todas as seções do gerador de vapor e condensador da Figura 4.5, cujo impacto no desempenho da planta de ciclo *Rankine* serão investigados em trabalhos futuros.

A análise prossegue com a investigação do impacto da alocação de parte da área de transferência de calor da planta para o trocador de calor do subresfriador mostrado na Figura 4.5, no desempenho da planta. Para isso, a fração de área do subresfriador foi variada dentro da faixa $0,01 \leq x_{sc} \leq 0,2$, para um projeto de usina de ciclo *Rankine* fixo, ou seja, com uma fração fixa de área do gerador de vapor, $x_H = 0,7$ e $N=20$ para estudar apenas o impacto x_{sc} , na planta otimizada de sentido único em relação a M . A Figura 5.7 mostra que x_{sc} aumenta à custa de x_L (fração de área do condensador), $M_{opt} \cong 0,2$, permanece inalterado, mas $\tilde{W}_{net,m}$ e $\eta_{II,m}$ diminuem, assim para evitar perda de desempenho, x_{sc} deve ser o mínimo possível.

No entanto, quando x_{sc} é baixo, μ_{sc} aumenta, ou seja, $M_{L,sc}$ diminui, e τ_1 aumenta, afetando o grau de subresfriamento na entrada da bomba, que é resultado das equações governantes, de modo que τ_1 e x_{sc} não poderia ser variado independentemente. Como resultado, a Figura 5.7 deve ser interpretada ao contrário: para uma temperatura de entrada da bomba conhecida e desejada τ_1 , então o gráfico mostra a fração necessária da área do subresfriador x_{sc} , com correspondente μ_{sc} e $M_{L,sc}$, para operar no ótimo fundamental. Por exemplo, com o conjunto de parâmetros da planta considerado pela Figura 5.7, para um desejado $\tau_1 = 1,1$, $x_{sc} = 0,08$ com $\mu_{sc} = 1,11$ e $M_{L,sc} = 0,193$.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este estudo introduziu um modelo matemático geral (adimensional) para uma usina de ciclo *Rankine*, para otimizar o projeto e os parâmetros operacionais fundamentalmente para a máxima potência líquida do sistema e eficiência da segunda lei. O objetivo era contribuir para o esforço global de permitir a criação de usinas de energia limpa ou renovável ou a conversão de usinas existentes movidas a combustíveis fósseis para eficiências térmicas mais altas do que as obtidas atualmente.

Os resultados numéricos obtidos permitiram tirar as seguintes conclusões:

- o sistema de incineração apresenta variações significativas da temperatura quando existe uma variação pequena na quantidade de ar fornecido ao sistema. O que faz que a combustão dos resíduos se torne menos eficiente, correndo o risco de ter uma combustão incompleta e até formação de dioxina e furano;
- considerando a disponibilidade finita de espaço e hardware, traduzida no inventário total da área de transferência de calor disponível, em qualquer usina de ciclo *Rankine*, uma taxa de fluxo de massa otimizada bidirecional, M_{2wo} e alocação de área de trocadores de calor ($x_{H,2wo}$ ou $x_{L,2wo}$) existir, de modo que o desempenho da usina seja maximizado, em termos de eficiência da 2ª lei e saída de energia líquida;
- a fração geral de área otimizada bidirecional demonstrou ser independente da variação de todos os parâmetros de projeto e operação testados neste estudo

$$(M_L, N, \tau_b, \tau_H, \frac{U_{fg,H}}{U_{g,H}} \text{ e } \frac{U_{fg,L}}{U_{g,H}}) \text{ ou seja } x_{H,2wo} = 0,5.$$

- o grau de subresfriamento na entrada da bomba é resultado das equações governantes, então τ_1 e x_{sc} não variam independentemente. Portanto, para uma temperatura de entrada da bomba conhecida desejada τ_1 os resultados indicaram a fração necessária da área do subresfriador x_{sc} , μ_{sc} e $M_{L,sc}$, para operar no ótimo fundamental. Por exemplo, com o conjunto de parâmetros da

planta considerado pela Figura 5.7 para um desejado $\tau_1 = 1,1$, $x_{sc} = 0,08$ com $\mu_{sc} = 1,11$ e $M_{L,sc} = 0,193$.

6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

1. Realizar a simulação numérica do sistema adicionando o modelo matemático do incinerador de resíduos sólidos urbanos, descrito na seção 4.1 deste trabalho;
2. Obter resultados experimentais da usina termoelétrica para geração de energia elétrica a partir da incineração de resíduos sólidos;
3. Validar o modelo matemático do sistema com um conjunto de dados experimentais;
4. Otimizar x_H para os máximos η_{II} e \tilde{W}_{net} , variando entre $x_{H,min} \leq x_H \leq x_{H,max}$;

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10004: resíduos sólidos –classificação. Rio de Janeiro, 2004.
- AGOSTINHO, F.; ALMEIDA, C. M.V.B.; BONILLA, S.H.; SACOMANO, J.B.; GIANNETTI, B. F. Urban solid waste plant treatment in Brazil: Is there a net energy yield on the recovered materials? *Resources, Conservation and Recycling*, São Paulo, v. 73, p. 143 – 155, 2013.
- BEJAN A. *Entropy Generation Minimization*. Boca Raton, Florida: CRC Press; 1995
- BEJAN, A. *Advanced engineering thermodynamics*. Second Edition. Jhon Wiley & Sons, 1997.
- BEJAN A. *Freedom and Evolution: Hierarchy in Nature, Society and Science*. New York: Springer Nature; 2020
- BIZUKOJC, E., LEDAKOWICZ, S., *Stoichiometry of the aerobic biodegradation of the organic fraction of municipal solid waste (MSW)*. Kluwer Academic Publishers. Poland, v. 14, p. 51 –56, 2003.
- BUJAK, J. Determination of the optimal area of waste incineration on a Rotary kiln using a simulation model. *Waste Management*, Bydgoszcz, v. 42, 148 – 158, 2016.
- CASTALDI, M.J., THEMELIS, N.J., The case for increasing the global capacity for waste to energy (WTE). *Waste Biomass Valor*. Italy, v. 1, p. 91 – 105, 2010.
- CHEN, P.; QINGLONG, X.; ADDY, M.; ZHOU, W.; LIU, Y.; WANG, Y.; CHENG, Y.; LI, K.; RUAN, R. Utilization of municipal solid and liquid wastes for bioenergy and bioproducts production. *Bioresource Technology*, Minnesota, v. 215, p. 163 – 172, 2016.
- CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA. Resolução nº 316, 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.
- CONSONNI, S., VIGANÒ, F., Waste gasification vs. conventional Waste-To-Energy: a comparative evaluation of two commercial technologies. *Waste Management*. Italy, v. 32, p. 653–666, 2012.
- DAMGAARD, A., RIBER, C., FRUERGAARD, T., HULGAARD, T., CHRISTENSEN, T.H., Life-cycle-assessment of the historical development of air pollution control and energy recovery in waste incineration. **Waste Management**. Dinamarca, v. 30, p. 1244 – 1250, 2010.
- DASKALOPOULOS, BADR, E.; PROBERT, S.D. An integrated approach to municipal solid waste management. *Resources, Conservation and Recycling*,

Bedfordshire, v. 24, p. 33 – 50, 1998.

DE GREEF, J., VILLANI, K., GOETHALS, J., VAN BELLE, H., VAN CANEGHEM, J., VANDECASTEELE, C., Optimizing energy recovery and use of chemicals, resources and materials in modern waste-to- energy plants. *Waste Management*. Belgium, v. 33, p. 2416 – 2424, 2013.

DILAY, E., Modelagem e simulação para engenharia de sistemas: acondicionamento de eletrônicos, navios elétricos e fotobiorreatores. 2013, p. 198, (Teses Doutorado, Engenharia e ciências dos materiais). Sector de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

DU, Z.; LI, Y.; WANG, X.; WAN, Y.; CHEN, Q.; WANG, C.; LIN, X.; LIU, Y.; CHEN, P.; RUAN, R. Microwave-assisted pyrolysis of microalgae for biofuel production. *Bioresource Technology*, Minnesota, v. 102, p. 4890 – 4896, 2011.

DRUDI R., ANTONIO, G.C.; TONELI, J.T., MARTINS C.L; DRUDI, K.C. Municipal waste heating value modelling using computational and mathematical techniques. 25th European Biomass Conference. Stockholm, Sweden, p. 241-245. jun. 2017.

EL-WAKIL MM. *Powerplant Technology*. New York: McGraw-Hill; 1985

GABBAR, H. A., ABOUGHALY, M., AYOUB, N., Comparative study of MSW heat treatment processes and electricity generation. *Journal of the Energy Institute*. Canada, v. 91, p. 481 – 488, 2018.

INCOSE. Disponível em: <<http://www.incose.org/AboutSE/WhatIsSE>>. Acesso em 16 de fevereiro, 2020.

ISMAIL, T.M., ABD EL-SALAM, M., EL-KADY, M.A., EL-HAGGAR, S.M. Threedimensional model of transport and chemical late phenomena on a MSW incinerator. *International Journal of Thermal Sciences*. Egypt, v. 77, p. 139 – 157, 2014.

JHA, A. K.; SINGH, S. K.; SINGH, G. P.; GUPTA, P. K. Sustainable municipal solid waste management in low-income group of cities: a review. *Tropical Ecology*, Patna, v. 52, p. 123 – 131, 2011.

KESTIN, J., Availability, the concept and associated terminology, *Energy* 5 (1980) 679-692.

LIU, A., REN, F., LIN, W. Y., WANG, J. Y. A review of municipal solid waste environmental standards with a focus on incinerator residues. *International Journal of Sustainable Built Environment*. Singapore, v. 4, p. 165 – 188, 2015.

LOMBARDI, L.; CARNEVALE, E.; CORTI, A. A review of technologies and performances of thermal treatment systems for energy recovery from waste. *Waste Management*. Roma, v. 37, p. 26 – 44, 2015.

LUKE, M., WARANGKANA, J., KUA-ANAN, T. The evolution of waste-to-energy incineration: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. v. 91, p. 812 – 821, 2018.

MAVROTAS, G. SKOULAXINO, S., GAKIS, N., KATSOUROS, V., GEORGOPOULOU, E., A multi-objective programming model for assessment the GHG emissions in MSW management. *Waste Management*. Greece, v. 33, p. 1934 – 1949, 2013.

MORAN, J. M., SHAPIRO, H.N., BOETTNER, D.D. AND BAILEY, M.B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Seven editions. Wiley & Sons, 2011.

MOYA, D., ALDÁS, C., LÓPEZ, G., KAPARAJU, P. Municipal solid waste as a valuable renewable energy resource: a worldwide opportunity of energy recovery by using Waste-To-Energy Technologies. 9th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, SEB-17, 5-7 July 2017, Chania, Crete, Greece. v. 134, p. 286 -295.

MURER, M.J., SPLIETHOFF, H., DE WAAL, C.M.W., WILPSHAAR, S., BERKHOUT, B., VAN BERLO, M.A.J., GOHLKE, O., MARTIN, J.J.E., Highly efficient waste-to-energy in Amsterdam: getting ready for the next steps. *Waste Management*. Germany, v. 29, p. 20 – 29, 2011

MUKHERJEE, C., DENNEY, J., MBONIMPA, E.G., SLAGLEY, J., BHOWMIK, R. A review on municipal solid waste-to-energy trends in the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. EUA, v. 119, p. 109 – 126, 2020.

NAKAMURA, M., ZHANG, H., MILLRATH, K., THEMELIS, N.J., Modeling of Waste-to-Energy Combustion with Continuous Variation of the Solid Waste Fuel. ASME International Mechanical Engineering Congress. USA, 2003.

NOGUEIRA H., L. A. e LORA S., E. E. *Dendroenergia: Fundamentos e Aplicações*, segunda Edição, Rio de Janeiro, Editora Interciência, 2003.

NUSSBAUMER, T. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy & Fuels*, v.17, p. 1510-1521, 2003.

PAVLAS, M., TOUS, M., KLIMEK, P., BEBAR, L., Waste incineration with production of clean and reliable energy. *Clean Technol. Environ. Policy*. Czech Republic, v. 13, p. 595 – 605, 2011.

PUTNA, O., JANOSTAK, F., SOMPLAK, R., PAVLAS, M. Demand modelling in district heating systems within the conceptual design of a waste-to-energy plant. *Energy*. Czech Republic, v. 163, p. 1125 – 1139, 2018.

REIMANN, D.O., 2012. CEWEP Energy Report III. (Status 2007–2010). <http://www.cewep.eu/information/publicationsandstudies/studies/climateprotection/978.CEWEP_Energy_Efficiency_Report_Status_.html> 2020.

SEFERLIS, P. VARBANOV, P. S., KLEMEŠ, J.J. Applied Thermal Engineering Solutions through Process Integration, Modelling and Optimization. Applied Thermal Engineering. Greece, v. 89, p. 1001 – 1005, 2015.

SHAPIRO, B., Creating Compact Models of Complex Electronic Systems: An Overview and Suggested Use of Existing Model Reduction and Experimental System Identification Tools. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies. New York, v. 26, p. 165 – 172, 2003.

SINGH, H. M. et al. Bio-fixation of flue gas from thermal power plants with algal biomass: Overview and research perspectives. Journal of Environmental Management, 23 fev. 2019.

SRIVASTAVA, V.; ISMAIL, S. A.; SINGH, P.; SINGH, R. P., Urban solid waste management in the developing world with emphasis on India: challenges and opportunities. Environmental Science & Biotechnology. India, v. 14, p. 317 – 337, 2014.

STEHLÍK, P., Up-to-date technologies in waste to energy field. Rev. Chem. Eng. Czech Republic, v. 28, p. 223 – 242, 2012.

SUN, R., ISMAIL, T.M., REN, X., ABD EL-SALAM, M. Effect of ash content on the combustion process of simulated MSW in the fixed bed. Waste Management. China, 2016.

THE EDITORIAL BOARD. Journal of Heat Transfer Editorial Policy Statement on Numerical Accuracy. Journal of Heat Transfer 1994; 116:797–8

VAN CANEGHEM, J., BREMS, A., LIEVENS, P., BLOCK, C., BILLEN, P., VERMEULEN, I., DEWIL, R., BAEYENS, J., VANDECASTEELE, C., Fluidized bed waste incinerators: Design, operational and environmental issues. Progress in Energy and Combustion Science. China, v. 38, p. 551 – 582, 2012.

VARGAS, J. V. C.; ARAKI, L. K., Cálculo Numérico aplicado. 1a ed. Barueri, SP. Manole, 2016.

VARGAS JVC, BEJAN A. Thermodynamic optimization of the match between two streams with phase change. Energy. 2000;25(1):15–33

VARGAS, J. V. C.; STANESCU, G.; FLOREA, R.; CAMPOS, M.C.A numerical model to predict the thermal and psychrometric response of electronic packages. ASME Journal of Electronic Packaging, Curitiba, v. 123, p. 200 – 210, 2001.

XIA, Z.; LI, J.; WU, T.; CHEN, C.; ZHANG, X., D. Simulation of MSW combustion and SNCR in a commercial incinerator. Waste Management. Shanghai, v. 34, p. 1609 – 1618, 2014.