



Vanessa Bautista Paganelli

**Desenvolvimento de um Modelo Numérico para
Análise Energética e Exergética de Caldeiras
Flamo-Tubulares Operando em Regime Permanente com
Gás Natural**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise
Co-orientador: Prof. Florian Alain Yannick Pradelle

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2022



Vanessa Bautista Paganelli

**Desenvolvimento de um Modelo Numérico para
Análise Energética e Exergética de Caldeiras
Flamo-Tubulares Operando em Regime Permanente com
Gás Natural**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio.

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Florian Alain Yannick Pradelle

Co-orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Sergio Leal Braga

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Dr. Paul Ortega Sotomayor

TECGRAF – PUC-Rio

Dr. Luiz Umberto Rodrigues Sica

Instituto de Física - Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ)

Rio de Janeiro, 02 de fevereiro de 2022

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

Vanessa Bautista Paganelli

Engenheira Eletromecânica formada na Universidade Mayor de San Simon - UMSS, 2017.

Ficha Catalográfica

Bautista Paganelli, Vanessa

Desenvolvimento de um modelo numérico para análise energética e exergética de caldeiras flamo-tubulares operando em regime permanente com gás natural / Vanessa Bautista Paganelli ; orientador: José Alberto dos Reis Parise ; co-orientador: Florian Alain Yannick Pradelle. – 2022.

116 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. 2022.

CDD: 621

Agradecimentos

A Deus, por me dar luz espiritual e orientação para meu crescimento intelectual e moral.

À PUC-Rio pelo ensino de excelência e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico

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

Ao professor José Alberto dos Reis Parise, meu orientador pessoa de grande sabedoria que me ajudo a chegar aonde estou. O processo não foi simples, mas graças ao desejo de transmitir seu conhecimento e dedicação a mim, alcancei objetivos importantes, como concluir com sucesso o desenvolvimento da minha tese.

Ao professor Florian Alain Yannick Pradelle, meu coorientador por todos os ensinamentos e disposição para elucidação dos diversos questionamentos e desafios deste trabalho. Aprendi muito com o seu grande conhecimento em engenharia e a sua visão objetiva e criativa.

Aos meus pais pelo amor incondicional, pelo forte apoio e incentivo durante toda a minha vida.

Aos meus irmãos Graciela, Katherine, Rodrigo e Jesús pelo amor e apoio incondicional ao longo deste processo, por estarem comigo em todos os momentos, obrigado.

A minha segunda família Angelica, Orlando, Bruna porque me acolheram como parte da família e me acompanham em todo meu processo de formação.

Ao meu namorado Claudio por ser o apoio incondicional em minha vida, que com seu amor e apoio, me ajuda a alcançar meus objetivos.

À Paul Ortega, meu amigo, agradeço as longas conversas, as preocupações o apoio incondicional.

Quero dedicar esta tese a todos os meus amigos, por me apoiarem quando mais precisei deles, por estenderem a mão nos momentos difíceis, muito obrigada, sempre as carregando comigo meu coração.

Aos meus amigos da pós-graduação Verônica, Marcus, Isabela, Clarice e Pedro por toda amizade, ajuda e contribuição para minha formação.

Resumo

Paganelli, Bautista Vanessa; Parise, José Alberto dos Reis; Pradelle, Florian Alain Yannick. **Desenvolvimento de um Modelo Numérico para Análise Energética e Exergética de Caldeiras Flamo-Tubulares Operando em Regime Permanente com Gás Natural**. Rio de Janeiro, 2022. 116p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo termodinâmico para uma caldeira flamotubular, de três passes, operando em regime permanente com gás natural boliviano. Foi testado o impacto no cálculo da temperatura no final de cada passe de várias correlações de troca de calor encontradas na literatura. Um planejamento composto central permitiu avaliar simultaneamente o impacto da variação de seis parâmetros (diâmetro dos tubos no primeiro passe e nos dois passes seguintes, comprimento da caldeira, número de tubos no segundo e terceiro passe e porcentagem de excesso de ar na combustão) e obter um modelo polinomial empírico a fim de otimizar as eficiências energética e exergética de caldeira. Um teste de malha foi realizado com temperaturas no final da chama, câmara de combustão, segundo e terceiro passes e apontou que, a partir de 200 divisões em cada passe o impacto do volume não é mais significativo na temperatura. O modelo foi validado com dados experimentais, observando-se que a diferença entre os valores experimentais e teóricos das temperaturas do primeiro e segundo passes é inferior a 22,9°C e menor que 43,9°C no terceiro passe. Com os modelos polinomiais robustos obtidos com o planejamento de experimentos, foi possível observar os parâmetros mais significativos, tanto para as eficiências energética e exergética, assim como para a destruição de exergia. São por ordem decrescente de importância: o excesso de ar; as duas contribuições associadas ao comprimento da caldeira; o número de tubos nos segundo e terceiro passes e; o diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe e o diâmetro do tubo no primeiro passe. Além disso, foi possível quantificar o *trade-off* entre o aumento da superfície de troca de calor e a manutenção do nível de turbulência do escoamento.

Palavras-chave

Termodinâmica, Combustão, Planejamento de experimentos, Feixes tubulares, Troca de calor.

Summary

Paganelli, Bautista Vanessa; Parise, José Alberto dos Reis; Pradelle, Florian Alain Yannick. **Development of a Numerical Model for Energy and Exergy Analysis of Fire Tube Boilers Operating in Permanent Regime with Natural Gas.** Rio de Janeiro, 2022. 116p. Master's Dissertation – Department of Mechanical Engineering, Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro.

In this work, a thermodynamic model was developed for a three-pass firetube boiler operating in a steady state with Bolivian natural gas. The sensitivity in the temperature profile of various heat exchange correlations found in the literature was tested. A central composite design made it possible to simultaneously evaluate the impact of the variation of six parameters (diameter of tubes in the first and two subsequent passes, boiler length, number of tubes in the second and third passes and percentage of excess air in combustion) and obtain an empirical polynomial model to optimize boiler energy and exergetic efficiencies. A mesh test was performed with temperatures at the end of the flame, combustion chamber, second and third passes and pointed to from 200 divisions in each pass the impact of volume is no longer significant on temperature. The model was validated with data obtained experimentally, observing that the difference between the experimental and theoretical values of the temperatures of the first and second passes is less than 22.9°C and less than 43.9°C in the third pass. With the robust polynomial models obtained with the design of experiments, it was possible to observe the most significant parameters, both for energy and exergetic efficiencies, as well as for exergy destruction. They are, in decreasing order of importance: excess air; the two contributions associated with the length of the caldera; the number of tubes in the second and third passes and the diameter of the tubes in the second and third pass and the diameter of the tube in the first pass. In addition, it was possible to quantify the trade-off between increasing the heat exchange surface and maintaining the flow turbulence level.

Keywords

Thermodynamics, Combustion, Design of experiments, Tube bundles, Heat exchange.

Sumário

1	Introdução	15
1.1	Contextualização	15
1.2	Relevância	17
1.3	Objetivos	19
1.4	Estrutura da dissertação	19
2	Revisão bibliográfica	21
2.1	Caldeiras na indústria	21
2.2	Tipos de caldeira	21
2.2.1	Caldeira Aquatubular	25
2.2.2	Caldeiras flamotubular	26
2.3	Estratégias para melhoria de rendimento em caldeiras flamotubulares e aquatubulares.	29
2.4	Simulação de caldeira flamotubular na literatura	30
2.5	Perdas em caldeiras.	34
3	Modelo matemático	39
3.1	Modelagem da combustão.	40
3.1.1	Considerações a respeito do combustível e do ar úmido	40
3.1.2	Reação de Combustão do Gás Natural	42
3.1.3	Cálculo do poder calórico do combustível e perfil de liberação de calor ao longo da chama	45
3.2	Propriedade físico-químicas das misturas de gases.	46
3.3	Equações de conservação.	49
3.3.1	Equação da continuidade e balanço de energia de um volume de controle.	49
3.3.2	Equações auxiliares para troca de calor radiativa	53
3.3.3	Equações auxiliares para troca de calor convectiva do lado do gás (escoamento interno)	54
3.3.4	Equações auxiliares para troca de calor convectiva do lado da água (escoamento externo)	56
3.3.5	Análise exergética	58

3.3.5.1 Componentes de exergia	58
3.3.5.2 Irreversibilidade e eficiência exergetica	61
3.4 Procedimento da solução	64
3.5 Planejamento de experimentos	66
4 Objeto de estudo e metodologia	68
4.1 Descrição da caldeira estudada	68
4.2 Coleta de dados experimentais	69
4.2.1 Bancada experimental	70
4.2.2 Procedimento para a aquisição de dados	71
4.2.3 Dados obtidos	74
4.2.4 Análise de incerteza	75
4.3 Simulação numérica	77
5 Resultados e discussão	81
5.1 Validação das correlações para as propriedades físico-químicas e termodinâmicas	81
5.2 Teste de malha e validação do modelo com os dados experimentais	82
5.3 Análise paramétrica no objetivo da otimização da eficiência da caldeira	88
5.3.1 Eficiência energética	90
5.3.2 Eficiência exergetica	94
5.3.3 Taxa de irreversibilidade	98
5.3.4 Otimização	101
6 Conclusões	105
6.1 Principais resultados	105
6.2 Perspectivas / Trabalhos futuros	109
7 Referências bibliográficas	111

Lista de Figuras

Figura 1.1: Produção de Energia Primária na Bolívia por Fontes	15
Figura 2.1: Caldeira com caixa de giro submersa	22
Figura 2.2: Caldeira de tubo de água	23
Figura 2.3: Caldeira tubular vertical.....	23
Figura 2.4: Circulação natural de água na caldeira aquatubular.....	25
Figura 2.5: Caldeira flamotubular de 3 passes.	26
Figura 2.6: Visão esquemática de uma caldeira flamotubular	27
Figura 3.1: Representação esquemática da caldeira flamotubular de três passes	39
Figura 3.2: Diagrama esquemático do fluxo de calor da caldeira no regime estacionário	39
Figura 3.3: Combustão gradual ao longo do comprimento da fornalha ...	46
Figura 3.4: Esquema simplificada dos fenômenos de transporte em um volume de controle.....	50
Figura 3.5: Rede térmica da troca de calor do gás de combustão para água fervendo	52
Figura 3.6: Esquema geral de cálculo para o modelo da caldeira flamotubular horizontal.....	65
Figura 3.7: Representação esquemática de um planejamento composto central com duas variáveis.....	66
Figura 4.1: Vista frontal de uma caldeiras flamotubulares de 3 Passes...	68
Figura 4.2: Caixa de controle de temperatura	70
Figura 4.3: Termopar Tipo K	71
Figura 4.4: Termopar Tipo J.....	71
Figura 4.5: Posição dos sensores na caldeira de estudo	72
Figura 4.6: Medição de temperatura na Caldeira 1- PIO RICO.	73
Figura 5.1: Variação de temperatura em função do número de divisões do volume de controle usando a correlação de Petukhov	83
Figura 5.2: Variação de temperatura em função do número de divisões do volume de controle usando a correlação de Gnielinski	84

Figura 5.3: Variação de temperatura em função do número de divisões de volume de controle usando doce opções de correlações	86
Figura 5.4: Temperaturas no final de cada passe com os valores medidos da Caldeira 1 e os valores obtidos do modelo matemático	86
Figura 5.5: Temperaturas no final de cada passe com os valores medidos da Caldeira 2 e os valores obtidos do modelo matemático	87
Figura 5.6: Diagrama de Pareto para os coeficientes do modelo para a eficiência energética	91
Figura 5.7: Diagrama de valores observados vs. residuais.	92
Figura 5.8 Impacto na eficiência energética em relação ao número de tubos no segundo passe (X4)	94
Figura 5.9: Gráfico de Pareto para eficiência energética no CCD	95
Figura 5.10: Diagrama de Pareto para os coeficientes do modelo para a eficiência energética	96
Figura 5.11: Impacto na eficiência exérgica em relação ao número de tubos no segundo passe (X4)	97
Figura 5.12: Diagrama de Pareto para os coeficientes do modelo para a Irreversibilidade.....	98
Figura 5.13: Diagrama representando os resíduos em função dos valores de valores observados simulados no EES.	100
Figura 5.14: Impacto na irreversibilidade em função ao número de tubos no segundo passe (X4)	101
Figura 5.15: Diagrama de Grassman para fluxo de exérgia na câmara de combustão.	102
Figura 5.16: Diagrama de Grassman para fluxo de exérgia no segundo passe	103
Figura 5.17: Diagrama de Grassman para fluxo de exérgia no terceiro passe	103
Figura 5.18: Diagrama de Grassman para fluxo de exérgia na caldeira	104

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Tipos de caldeiras	24
Tabela 3.1: Composição química do gás natural na Bolívia	41
Tabela 3.2: Composição do ar seco	41
Tabela 3.3: Entalpias de formação dos reagentes e dos produtos da combustão	45
Tabela 3.4: Exergia química molar do gás de combustão	60
Tabela 4.1: Especificações técnicas das caldeiras.....	68
Tabela 4.2: Dados de operação da caldeira PIO RICO	69
Tabela 4.3: Dados de operação da caldeira Hotel TOLOMA.....	69
Tabela 4.4: Dados da medição da Caldeira 1	74
Tabela 4.5: Dados da medição da Caldeira 2	74
Tabela 4.6: Resolução dos equipamentos usados	75
Tabela 4.7: Cálculo da incerteza combinada para Termopar tipo K	76
Tabela 4.8: Parâmetros geométricos variáveis.....	78
Tabela 4.9: Parâmetros de desempenho	78
Tabela 4.10: CCD Número de experimentos com 6 fatores (k = 6)	78
Tabela 4.11: Valores dos fatores CCD (6 fatores).....	78
Tabela 4.12: Testes Planejamento Composto Central do projeto.....	79
Tabela 5.1: Erro relativo da exergia química do combustível	81
Tabela 5.2: Erro relativo da condutividade e viscosidade de mistura gasosas	82
Tabela 5.3: Combinações para o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo.	85
Tabela 5.4: Resultados das simulações numéricas para a eficiência energética, eficiência exergética e taxa de irreversibilidade	88
Tabela 5.5: Resultados de eficiências na literatura	89

Lista de Siglas

Nomenclatura

a Quantidade de matéria [$kmol$]

C_p Calor específico [$\frac{J}{kg.K}$]

D Diâmetro [m]

\dot{E} Taxa de variação de exergia [W]

exc Excesso de ar [-]

F_{comb} Fração de calor liberado ao longo da chama [-]

F_{Q_c} Fração de calor liberado no i -ésimo volume de controle da chama

[-]

g_{rad} Coeficiente total de transferência de calor por radiação [-]

h Entalpia específica [$\frac{J}{kg}$]

H Entalpia de formação [$\frac{kJ}{kmol}$]

HRSG: Geradores De Vapor De Recuperação De Calor

i Volume de controle [-]

\dot{I} Taxa de irreversibilidade [W]

k Condutividade térmica [$\frac{W}{m.K}$]

LMTD: Diferença de temperatura média logarítmica

L_f Comprimento da chama [m]

M Peso molecular [$\frac{kg}{kmol}$]

\dot{m} Vazão mássica [$\frac{kg}{s}$]

NTU: Método Número de Unidades de Transferência

$Nus_{Laminar}$: Número de Nusselt em escoamento interno laminar [-]

Nus_{out} : Número de Nusselt externo [-]

$Nus_{Turbulento}$: Número de Nusselt em escoamento interno turbulento [-]

P Pressão [kPa]

PCI Poder calorífico do combustível do combustível [$\frac{kJ}{kmol}$]

q_{area} Fluxo de calor rejeitado [$\frac{W}{m^2}$]

\dot{Q}_c Taxa de liberação de calor de combustão [W]

\dot{Q}_{exch} Taxa de transferência de calor do gás de combustão para o metal [W]

$q_{latente}$ Calor latente de vaporização da água $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

R Constante universal dos gases considerada 8,314472 $\left[\frac{J}{mol.K}\right]$

Re Número de Reynolds [-]

r_{wM} Resistência térmica do metal $\left[\frac{K.m^2}{W}\right]$

S Área [m^2]

T Temperatura [K]

w Coeficiente estequiométrico da água no ar úmido [-]

w_{prima} Umidade absoluta em base mássica [-]

x Comprimento do volume de controle [m]

y Fração molar [-]

Letras gregas

α : Coeficiente de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$

ΔG Alteração na função de Gibbs padrão $\left[\frac{J}{mol}\right]$

ϵ : Constante numérica próxima da unidade [-]

$\tilde{\epsilon}$ Exergia específica $\left[\frac{J}{mol}\right]$

ϵ_m Emissividade do aço carbono SAE 1010 [-]

ξ_{nu} Fator de atrito para fluxo turbulento em tubos cilíndricos lisos [-]

μ : Viscosidade dinâmica $\left[\frac{kg}{m.s}\right]$

ρ : Densidade $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

σ : Constante de radiação Stefan Boltzmann, $5,669 \cdot 10^{-5} \left[\frac{W}{m^2.K^4}\right]$

ψ : Eficiência exergetica da caldeira [-]

Subscrito

0 Entrada do primeiro passe

1 Primeiro passe

1-g Final do primer passe

2 Segundo passe

2-g Final do segundo passe

3	Terceiro passe
3-g	Final do terceiro passe
ar	Ar
B	Caldeira
c	Combustão
comb	Combustível (base molar)
Fi	Interno do tubo
Fo	Externo do tubo
fuel	Combustível (base mássica)
g	Mistura gasosa
H ₂ O	Água
In	Entrada
Int	Interno
k	Cinética
M	Metal
N ₂	Nitrogênio
O ₂	Oxigênio
Out	Externo
P	Potencial
p	Produtos da combustão
ph	Física
Q	Química
r	Reagentes da combustão
Red	Reduzida
T	Trabalho

1 Introdução

1.1 Contextualização

O uso racional da energia é uma preocupação essencial de todos os países, tanto desenvolvidos quanto em desenvolvimento. O consumo mundial de energia aumenta constantemente, impulsionado pelo crescimento socioeconômico das nações e pelo aumento da população mundial. Nesse contexto, os combustíveis fósseis continuarão sendo usados por vários anos. (Badcock-Wanson, 2020)

Precisamos de energia, por exemplo, para acender a luz, preparar nossas refeições e nos transportar de carro até a escola, a praia. Essa energia vem de um conjunto de fontes que formam o que chamamos de matriz energética. Ou seja, ela representa o conjunto de fontes disponíveis em um país, estado, ou no mundo, para suprir a necessidade (demanda) de energia. (Empresa de Pesquisa Energética, 2019)

De acordo com o Balanço Energético Nacional da Bolívia 2000 – 2014, o último publicado até o momento, mas cujas proporções e tendências não mudaram (Ministério de Hidrocarbonetos e Energia, 2015).

A demanda por energia nos últimos anos vem apresentando um crescimento permanente, os dados mostrados na Figura 1.1 mostram que ela foi aumentando, pois, a produção passou de pouco mais de 40.000 quilo barris de óleo equivalente para mais de 160.000 nesses 14 anos. A Figura 1.1 também mostra que esse aumento se deve exclusivamente ao aumento da produção de gás natural.

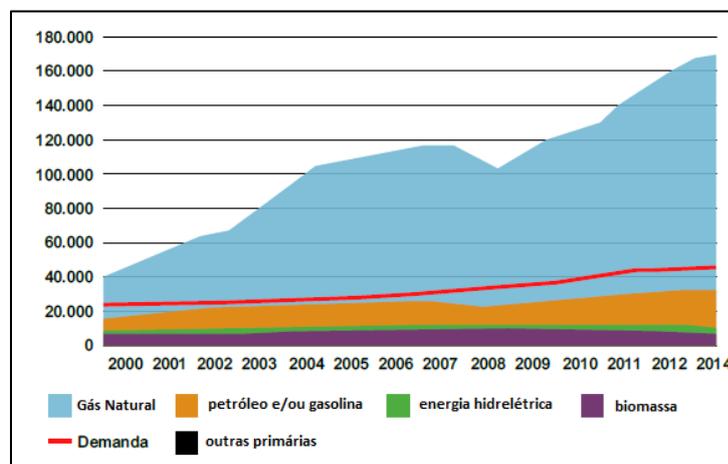


Figura 1.1: Produção de Energia Primária na Bolívia por Fontes, 2014 (Ministério de Hidrocarbonetos e Energia da Bolívia)

Quando analisamos a produção de energia primária por fonte, verificamos que o gás natural tem uma participação de 80,7 % do total, seguido pela produção de hidrocarbonetos líquidos (petróleo, condensado e gasolina natural) com uma proporção de cerca de 13,9 %, o que significa que a quase totalidade da energia produzida no país (em precisão, 94,6 %) provém de fontes fósseis (Figura 1.1).

Se observa que o gás natural tem porcentagem significativo, porém o gás natural é hoje visto como uma das principais e mais relevantes fontes de energia, tanto para uso doméstico como para uso industrial ou comercial, é uma forma de energia menos nociva ao ambiente, segura, acessível em termos económicos e única alternativa que, na prática, pode substituir maciçamente o carvão e os derivados de petróleo em diversos usos.

O principal combustível em caldeiras por setor industrial é o gás natural portanto, é óbvio que o aumento da eficiência de uma caldeira a vapor em apenas uma pequena fração reduzirá uma grande quantidade de consumo de energia na geração de eletricidade. Novamente, apesar do esgotamento das reservas de combustíveis fósseis e questões de proteção ambiental, a demanda por petróleo, gás natural e carvão deverá aumentar para 47,5 %, 91,6 % e 94,7 %, respectivamente, entre 2003 e 2030 (Som & Datta, 2008). Portanto, uma caldeira eficiente também tem uma influência significativa na economia de energia relacionada ao aquecimento (Ganapathy, 2002). Uma quantidade substancial de energia pode ser economizada adotando medidas de economia de energia e melhorando a eficiência geral da caldeira.

Atualmente, as caldeiras fabricadas na Bolívia são projetadas por métodos semi-teóricos e principalmente empíricos, obtidos a partir da experiência de cada uma dessas empresas. Porém, pode levar a um sobre dimensionamento destes equipamentos, ou pior, a um subdimensionamento dos mesmos, o que provoca um consumo excessivo de combustível, área insuficiente de transferência de calor. (Oliveira, 2003). Essa falta de otimização de projeto significa perdas econômicas para o fabricante e para as indústrias de processo que adquirem este equipamento.

É nesse contexto que caldeiras industriais ou geradores de vapor adquirem grande importância, uma vez que mais de 50 % da energia requerida pela indústria

(processos industriais) é obtida a partir do vapor gerado nesses equipamentos (Simbolotti & Tosato, 2010).

O presente trabalho desenvolve um modelo matemático baseado nos trabalhos desenvolvidos na literatura de Beyne, (2019) e Gutiérrez Ortiz (2011) no qual Gutierrez apresenta tanto um modelo rigoroso de estimativa da transferência de calor quanto um modelo simplificado. No modelo simplificado, a transferência de calor é calculada como o produto da taxa de queima e uma eficiência assumida. O modelo de regime estacionário de Beyne dá atenção especial às caixas de giro e seu posicionamento específico para avaliar o impacto das caixas de giro na eficiência da caldeira.

Assim, o presente trabalho aborda o estudo do comportamento da caldeira flamotubular, através das equações de conservação de massa e de energia, em particular para a modelagem da transferência de calor nos volumes de controle considerados: câmara de combustão, feixe de tubos e caixas de giro com a diferença de que se fara uma validação do modelo na comparação de conjuntos de correlações de troca de calor convectivo para avaliar a sensibilidade do modelo e comparação de temperatura prevista do gás de saída na câmara de combustão, segundo e terceiro passe com os dados operacionais (obtidos experimentalmente) também se fara uma análise paramétrica para avaliar simultaneamente o impacto de seis parâmetros de projeto ou operação (diâmetro dos tubos; comprimento da caldeira; número de tubos na segunda e terceira passagens; excesso de ar na mistura) com fim de maximizar a energia da caldeira e as eficiências exergéticas e reduzir as irreversibilidades.

1.2 Relevância

A indústria usa o vapor como principal fonte de aquecimento em diversos equipamentos e/ou operações unitárias: reatores químicos, trocadores de calor, evaporadores, secadores e vários equipamentos térmicos.

Caldeiras são as peças principais na maioria das plantas industriais. Elas fornecem a fonte de energia para o aquecimento de ambientes e refrigeração para conforto pessoal e o calor necessário para muitos processos industriais.

Ao longo da história as caldeiras percorreram um longo caminho de desenvolvimento e do aperfeiçoamento para melhoria da sua eficiência, desde o lançamento da revolução industrial até hoje. Atualmente, as caldeiras podem ser personalizadas para praticamente qualquer produção de pressão e vapor, são cada vez mais eficientes e confiáveis. O fato de as caldeiras poderem ser projetadas para usar uma ampla gama de combustíveis, aumenta ainda mais sua eficiência e versatilidade e permite a seleção das caldeiras, com base na fonte de combustível mais econômica e conveniente para uma determinada indústria.

A eficiência térmica das caldeiras que produzem vapor superaquecido ou óleo térmico para aquecimento depende exclusivamente da quantidade de calor perdido. As formas de perda de calor variam dependendo do tipo de combustível, tipo de caldeira, condições de operação etc. Bujak (2008) relataram que a perda de calor ocorre em caldeiras a gás e óleo combustível através da chaminé, da superfície externa da caldeira para a atmosfera, e devido à combustão incompleta. A caldeira também perde calor devido às condições técnicas e operacionais, o que influencia a eficiência térmica.

A eficiência térmica das caldeiras a carvão varia entre 81 % e 85 %, para óleo entre 78 % e 81 % e para gás entre 76 % e 81%. Devido à má manutenção das caldeiras se perder até 30% da eficiência (Einstein, Worrell, Khrushch, & Marta, 2001). A maior parte da perda de calor ocorre devido a altas relações ar/combustível, geração de vapor abaixo da capacidade nominal, perdas térmicas de superfície e altas temperaturas dos gases de combustão (Kaya & Eyidogan, 2010). Todas as perdas podem ser categorizadas em quatro grandes categorias (Kilicaslan & Ozdemir, 2005).

- Calor transportado por gases de combustão secos (excluindo vapor de água).
- Calor transportado pelo vapor de água quente, incluindo tanto sensível quanto latente.
- Perda de calor devido ao carbono não queimado no combustível, combustão incompleta.
- Perdas por condução, radiação e convecção da superfície externa.
- Perda por purga

1.3 Objetivos

Neste trabalho, o principal objetivo é o desenvolvimento e a validação de um simulador numérico para realizar uma análise energética e exergética de uma caldeira flamotubular de três passagens em estado estacionário com capacidade de produção de 1000 kg/hr com pressão de trabalho entre 1 e 10 bar, com caixas de giro não submersas operando com gás natural boliviano. O programa é desenvolvido no software Engineering Equation Solver (EES) e usa assim, o programa de cálculo é sensível a parâmetros relativos à geometria da caldeira (comprimento da caldeira, diâmetro da câmara de combustão, diâmetro e número dos tubos nos segundo e terceiro passe), assim como relativos ao combustível (excesso de ar) para simular a reação de combustão e as características de transferência de calor.

A validação do modelo consiste na comparação de conjuntos de correlações de troca de calor convectivo para avaliar a sensibilidade do modelo e comparação de temperatura prevista do gás de saída na câmara de combustão, segundo e terceiro passe com os dados operacionais (obtidos experimentalmente) das caldeiras Pio Rio e do Hotel Toloma localizados na Cochabamba - Bolívia para condições de regime permanente.

Também se fara um projeto central composto para avaliar simultaneamente o impacto de seis parâmetros de projeto ou operação (diâmetro dos tubos; comprimento da caldeira; número de tubos na segunda e terceira passagens; excesso de ar na mistura) e maximizar a energia da caldeira e as eficiências exergéticas e reduzir as irreversibilidades. A partir da análise paramétrica baseada nos modelos matemáticos da caldeira, se fara uma otimização dos parâmetros de rendimento da caldeira a partir da melhor combinação de condições experimentais.

1.4 Estrutura da dissertação

Uma revisão bibliográfica sobre caldeiras industriais, a simulação de caldeiras flamotubular na literatura e a estratégias para melhorias de rendimento está reunida no Capítulo 2. No Capítulo 3, é apresentada a caldeira a ser estudada junto com o procedimento de coleta de dados experimentais. A modelagem matemática da caldeira assim como a abordagem numérica é apresentada no Capítulo 4. Em particular, são descritas a modelagem da reação de combustão

completa, o procedimento de cálculo das propriedades físico-químicas das misturas de gás não queimadas e de produtos de combustão e as diferentes correlações encontradas na literatura para modelagem da transferência de calor. Uma subseção está dedicada a uma breve apresentação do planejamento de experimentos usados nesse trabalho. No Capítulo 5, são apresentados e discutidos os resultados do teste de malha, da validação do modelo com os dados experimentais, assim como a análise paramétrica usando os modelos matemáticos obtidos pelo planejamento de experimentos. Por último, o Capítulo 6 apresenta as principais conclusões deste trabalho e sugere perspectivas e trabalhos futuros sobre o tema.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Caldeiras na indústria

O vapor de água é usado como meio de geração de energia desde o início do desenvolvimento industrial no século XIX. Inúmeras razões justificam o uso de energia na forma de vapor, mas a principal reside no fato que a água é um dos compostos mais abundantes da Terra e, portanto, facilmente obtidos e de baixo custo como ser no caso da Bolívia. O vapor possui um alto conteúdo de energia por unidade de massa e volume, representado pelo calor latente de vaporização. As taxas de temperatura e pressão de saturação de vapor permitem seu uso como fonte de calor em temperaturas médias e pressões de trabalho perfeitamente toleráveis pela tecnologia disponível. (Bizzo, 1998).

As caldeiras são usadas para produzir água quente, vapor saturado e vapor superaquecido. O vapor ou a água quente podem ser usados para alimentar equipamentos de processo, geração de energia mecânica e energia elétrica, respectivamente (Bazzo, 1995). A caldeira tem a função de transferir energia na forma de calor (de gases de combustão) para a água, para convertê-la em vapor. Trabalham com pressões moderadas ou altas, sendo considerados equipamentos de alto risco. Existem vários equipamentos auxiliares (economizadores e pré-aquecedores de ar) que permitem obter a maior eficiência térmica possível. As principais partes de caldeiras em geral são: câmara de combustão, onde ocorre a combustão, câmara de água, onde ocorre a ebulição (ou vaporização) da água, câmara de vapor, que é uma região onde o vapor produzido é armazenado (Bazzo, 1995).

2.2 Tipos de caldeiras

Os geradores de vapor são classificados de acordo com vários critérios, relacionados à disposição dos fluidos e sua circulação, o mecanismo de transmissão de calor dominante, os aspectos estruturais, a forma como o combustível é queimado, a forma como a água é alimentada e muitos outros fatores (Bazzo, 1995).

Com base em alguns desses critérios, as caldeiras podem ser classificadas da seguinte forma:

A. Pela posição relativa de fluidos e tubos:

- **Caldeira flamotubular**

Caldeiras flamotubular, são formadas por um invólucro de aço com um feixe tubular por onde circulam os gases da combustão e que aquecem a água que está fora dos tubos (Figura 2.2). podem ser classificadas:

- **Por número de passes:** refere-se à quantidade de vezes que os gases de combustão passam pela caldeira, sendo duas até quatro passes.
- **Pelo tipo da caixa de giro:** depende da construção e da disposição da caixa de giro. Se a caixa estiver completamente submersa de água, ela é chamada de caldeira com caixa de giro submersa como é mostrado na Figura 2.1.

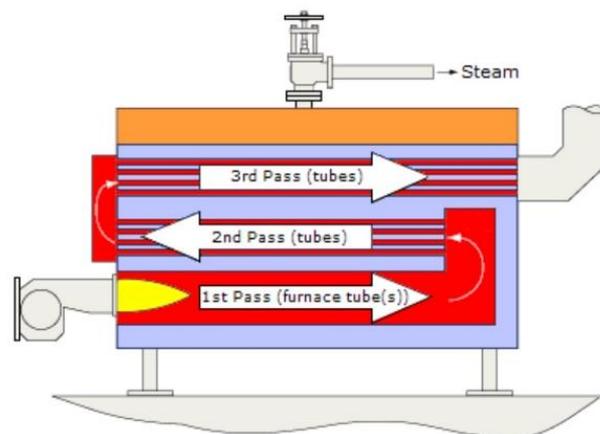


Figura 2.1: Caldeira com caixa de giro submersa (Spiraxsarco, 2021)

Caso contrário, se a caixa de giro não estiver submersa de água, ela é chamada de caldeira com caixa de giro não submersa.

- **Caldeira aquatubulares**

Caldeiras aquatubulares, constituídas por um feixe de tubos por onde circula a água e que é atravessado externamente pelo fluxo de gases quentes. As primeiras têm um nível de água definido, enquanto as últimas requerem uma cúpula adicional onde está localizada a câmara de vapor (Figura 2.2).

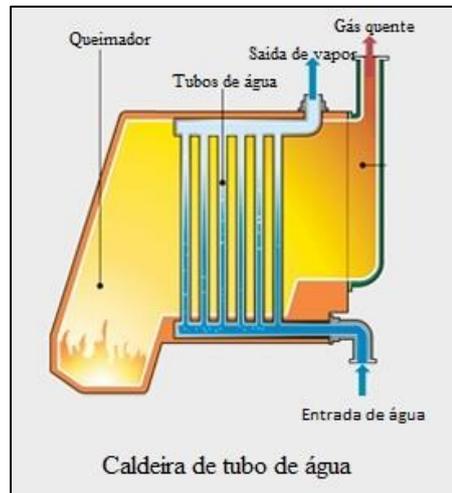


Figura 2.2: Caldeira de tubo de água, (Mathapati, 2011)

A principal diferença de conceito entre caldeira aquatubular e flamotubular é a circulação da água e dos gases de combustão.

B. Pela posição dos tubos:

- **Caldeiras tubulares verticais**

As caldeiras verticais possuem fornalha imersa em água, o que proporciona menor perda de calor, com conseqüente aumento de rendimento, um único passe de gases (Figura 2.3).



Figura 2.3: Caldeira tubular vertical (Ecal Caldeiras, 2021)

A Figura 2.3 mostra uma caldeira tubular vertical. Como todos os tipos de caldeiras, uma caldeira vertical pode ser construída como aquatubular ou flamotubular.

- **Caldeiras tubulares horizontais**

São as flamotubulares como explicado acima.

C. Pelo tipo de fluido de trabalho:

- Água
- Óleo térmico

A seguir se tem na Tabela 2.1 com a comparação entre os tipos de caldeiras.

Tabela 2.1: Tipos de caldeiras

Tipos de caldeiras				
		Pressão de trabalho	Combustível	Fluido de trabalho
Pela posição relativa de fluidos e tubos	Flamotubular	Min:100 kPa Max:2000 kPa	Gás Natural Óleo combustível Gás Liquefeito de Petróleo	Água Óleo térmico
	Aquatubular	Min: 1500 kPa Max:200000 kPa	Gás Natural Óleo térmico Gás Liquefeito de Petróleo	Água Óleo térmico
Pela posição dos tubos:	Horizontal	Min:100 kPa Max:1700 kPa	Gás Natural Óleo combustível Gás liquefeito de Petróleo	Água Óleo térmico
	Vertical	Max:1000 kPa	Gás Natural Óleo combustível Gás liquefeito de Petróleo	Água Óleo térmico

As caldeiras flamotubulares também são conhecidas como caldeiras de baixa pressão, pois sua pressão operacional não ultrapassam um máximo de 2000 kPa e suas capacidades de produção somente podem atingir até 6 kg/s de vapor. Valores superiores a esses não são recomendados, pois envolvem a construção de caldeiras de dimensões exageradas, tornando-se menos competitivas que as caldeiras aquatubular. Sua forma construtiva se torna mais vulnerável ao risco da

explosão (Bazzo, 1995). Por sua vez, as caldeiras aquatubulares são mais adequadas para usos em pressões mais altas.

Tolerância do nível de água: O nível de água em uma caldeira horizontal deve ser mantido sempre acima da coroa (topo) da câmara de combustão, caso contrário a placa da coroa pode superaquecer e dobrar, causando uma explosão da caldeira.

2.2.1 Caldeira Aquatubular

As caldeiras aquatubulares diferem das caldeiras flamotubular porque a água circula dentro dos tubos, cercada pela fonte de calor. (Spiraxsarco, 2021)

Caldeiras aquatubular são usadas em aplicações de usinas de energia que requerem:

- Grande produção de vapor (até 500 kg/s).
- Vapor de alta pressão (até 160 bar).
- Vapor superaquecido (até 550 °C).

Muitas caldeiras aquatubulares operam com base no princípio da circulação natural da água. A Figura 2.4 ajuda a explicar este princípio: (Spiraxsarco, 2021)

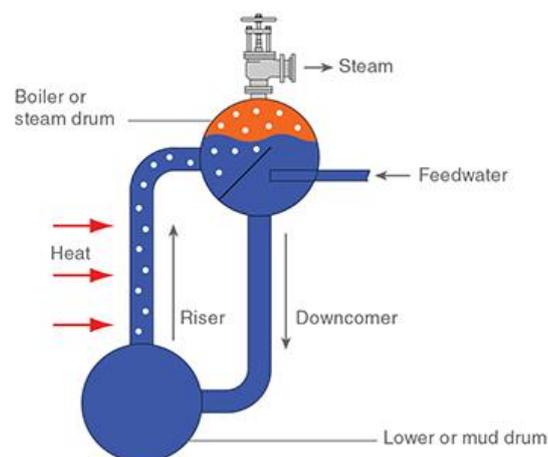


Figura 2.4: Circulação natural de água na caldeira aquatubular (Spiraxsarco, 2021)

A água de alimentação mais fria é introduzida no tambor de vapor atrás de um defletor onde, como a massa específica da água fria é maior, ela segue uma trajetória descendente em direção ao tambor inferior, ou de 'lama', deslocando a água mais quente em direção aos tubos dianteiros. O aquecimento contínuo cria

bolhas de vapor nos tubos frontais, que são naturalmente separados da água quente no tambor de vapor e removidos. (Spiraxsarco, 2021)

2.2.2 Caldeiras flamotubular

As caldeiras flamotubulares são as caldeiras mais comuns em nosso ambiente e, em particular, representam mais de 95 % de todas as caldeiras existentes na Bolívia. Caldeiras desse tipo são construídas de tal maneira que a água circula ao redor dos tubos. Nestas caldeiras, os gases de combustão circulam dentro dos tubos, em duas ou mais passagens, e depois são expelidos pela chaminé. (Bizzo, 1998).

A Figura 2.5 mostra a trajetória dos gases de combustão de uma caldeira flamotubular através da câmara de combustão e do feixe de tubos, até serem expulsos pela chaminé.

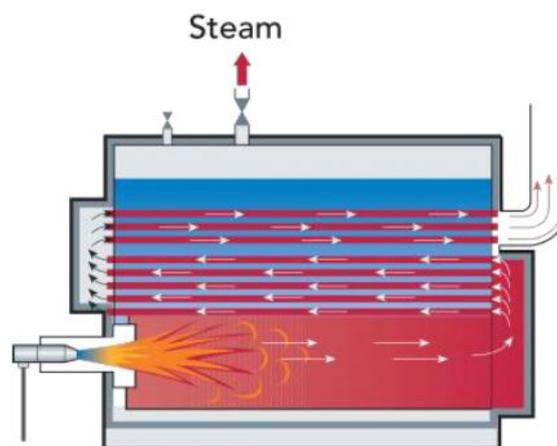


Figura 2.5: Caldeira flamotubular de 3 passes (Mathapati, 2011).

A caldeira flamotubular horizontal consiste em um feixe de tubos contidos em uma carcaça e o processo de evaporação ocorre fora do feixe de tubos gerando vapor. As caldeiras flamotubulares são frequentemente caracterizadas por seu número de passagens, referindo-se ao número de vezes que o gás de combustão flui ao longo do comprimento dos passagem, transferindo calor para a água. Cada passagem envia o gás de combustão pelos tubos na direção oposta. As zonas de recuperação podem ser caixa de giro não submerso ou caixa de giro submerso. Em caldeira com caixa de giro não submerso, a área de rotação é revestida com refratário. Em caldeira de caixa de giro submerso, há resfriamento por água, eliminando a necessidade de revestimento refratário. (Gutiérrez Ortiz, 2011)

A continuação se tem um resumo de todas as partes constituintes das caldeiras flamotubulares horizontais com suas respectivas descrições. A Figura 2.6 mostra as principais partes e componentes de uma caldeira flamotubular com câmara de combustão corrugada.

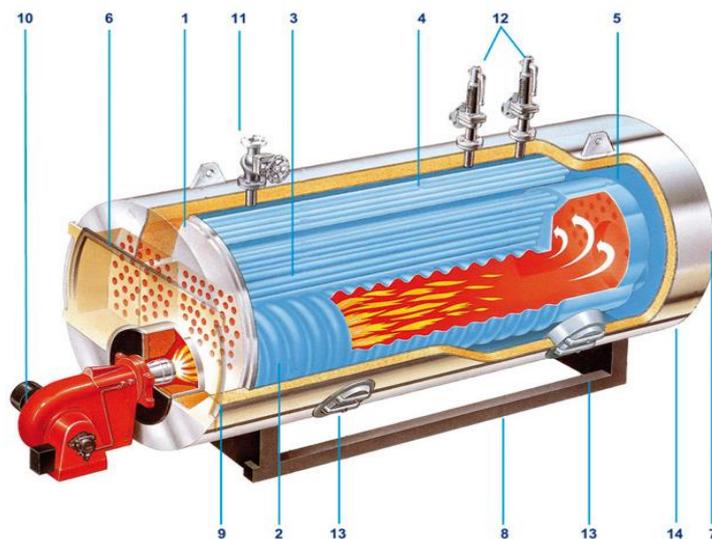


Figura 2.6: Visão esquemática de uma caldeira flamotubular: 1) Corpo da caldeira; 2) Câmara de combustão (corrugada); 3) Feixe de tubos do primeiro passe; 4) Feixe de tubos do segundo passe; 5) Caixa de giro traseira; 6) Caixa de giro frontal; 7) Tampa protetora; 8) Estrutura de suporte; 9) Isolação; 10) Queimador; 11) Válvula de vapor; 12) Válvula de segurança; 13) Janela de inspeção; 14) Válvula de purga (Spiraxsarco, 2021)

Queimador: É o dispositivo da caldeira que promove a mistura de combustível com ar, permitindo, na presença de uma fonte de energia suficiente para a ignição, a reação de combustão que causa a liberação da energia química do combustível em formato de calor. Geralmente, os queimadores da caldeira têm escoamentos turbulentos, com chamas não pré-misturadas, ou seja, o combustível e o ar são injetados individualmente.

- **Câmara de combustão ou primeiro passe:** Nesta parte da caldeira, é observada a reação química do combustível com o ar, que libera a energia do combustível que é transferida para a água em seguida. Por sua vez, essa câmara pode ser de 2 tipos: tipo simples (cilindro de parede lisa) ou tipo corrugado (cilindro de linha curva em forma de onda sinuosa com diferentes configurações) (Pera, 1990).

- **Feixe de tubos:** O conjunto de tubos é composto por vários tubos de diâmetro menor que a câmara de combustão, através dos quais apenas produtos de combustão circulam a temperaturas reduzidas (abaixo de 800 °C) (Bizzo W. , 1996). A função desta parte da caldeira é transferir a maior quantidade de energia dos referidos gases quentes para a água. Dependendo do número de passes na caldeira, os produtos de combustão circulam mais de uma vez dentro da caldeira, para que a energia térmica que ainda está nos produtos de combustão seja aproveitada ao máximo.
- **Corpo:** É basicamente um cilindro de aço, dentro do qual a câmara de combustão e o feixe de tubos estão alojados integralmente. Ele suporta a pressão de vapor e está sujeito a tensão de tração.
- **Tampas:** As caldeiras do tipo flamotubular possuem uma tampa frontal e uma tampa traseira que servem para acessar a chapa do tubo, para realizar a manutenção e limpeza dos tubos da caldeira. Na tampa frontal, encontra-se o queimador, enquanto na parte inferior da tampa traseira é colocado um material refratário para reduzir as perdas. Isto porque essa parte é exposta a gases de combustão a altas temperaturas. Normalmente, as tampas têm defletores que servem para direcionar o aos produtos de combustão em cada um dos passes da caldeira.
- **Chaminé:** É o setor pelo qual os produtos de combustão são expelidos para o meio ambiente.
- **Dispositivos de controle e segurança:** São aqueles que garantem o correto funcionamento do equipamento, incluindo:
 - Sensor de nível de água
 - Sensor de pressão de vapor
 - Válvula de segurança
 - Detector de chamas
- **Bomba de alimentação:** Cumpre a função de bombear água do tanque de condensado ou de outro sistema de abastecimento de água para a caldeira, elevando sua pressão a pressão operacional da caldeira.

2.3 Estratégias para melhoria de rendimento em caldeiras flamotubulares e aquatubulares.

Jamil (1994) estudou o desempenho termodinâmico da usina de Ghazlan na Arábia Saudita, onde uma mistura de metano, etano e propano foi usada como combustível. Descobriu que a eficiência exergética da caldeira era cerca de 18,88%. O autor também constatou que as perdas totais são altas na caldeira, principalmente no trocador de calor 43,4% em relação aos demais equipamentos. Finalmente, foram observados a na usina Qurayah uma eficiência de exergia no forno de cerca de 16,88% e, no trocador de calor, 25,19%.

Cortez (1998) apresentou um método para análise termodinâmico de caldeiras alimentadas por bagaço de cana-de-açúcar. O autor utiliza um método baseado nas reações de combustão completa e nos processos reais para o cálculo das entalpias do processo e da exergia de cada uma das vazões da combustão por meio de um exemplo com dados reais de uma caldeira projetada para produzir 80 toneladas por hora de vapor de bagaço de cana de açúcar. Os resultados mostram que a eficiência energética é 84,05%. No entanto, a taxa de irreversibilidade de 49,8 MW, demonstrando que cerca de 70% da exergia do combustível é realmente destruída no processo de combustão.

Gonzalez (1998) estudou a melhoria do desempenho da caldeira por meio do uso do modelo economizador. O autor usou um sistema de recuperação de gás quente para melhorar o desempenho da caldeira. relatou que até 57% do custo pode ser economizado com o sistema de recuperação de calor.

Saidur e Ahmed (2010) identificaram energia, eficiência exergética, perdas de energia e irreversibilidade para uma caldeira e analisaram formas de reduzir o consumo de energia da caldeira usando um acionamento de velocidade variável e nano fluidos para melhorar a transferência de energia, calor aplicado e benefício energético e econômico.

Men, Liu, e Zhang (2021) propõem sistemas de recuperação de calor residual mais avançados. O princípio é aumentar a diferença entre a fonte fria e o gás de combustão. Os sistemas específicos revisados são classificados de acordo com os princípios de funcionamento: (I) para diminuir a temperatura da fonte fria;

(II) diminuir a temperatura do ponto de orvalho da fonte fria; (III) para aumentar a temperatura do ponto de orvalho do gás de combustão. O desempenho do sistema é analisado envolvendo eficiência, dissipação de entrância, benefícios econômicos e emissão de poluentes. A eficiência de recuperação de calor de vários sistemas de bomba de calor e sistemas de caldeira de bomba de vapor pode exceder 80%. O sistema de caldeira com bomba de vapor tem um período de retorno de 1,4.

2.4 Simulação de caldeira flamotubular na literatura

No trabalho de Zeng, Yang e Oye (1999), foi apresentado um método para calcular as emissões de CO₂ da caldeira industrial a carvão com base nos dados obtidos nos testes térmicos. A eficiência energética média da caldeira foi de aproximadamente 65%. As principais causas da baixa eficiência e das altas emissões de CO₂ das caldeiras industriais foram o alto excesso de ar e carbono não queimado na escória e nas cinzas volantes.

Rahmani (2008) simulou o comportamento termo hidráulico de uma caldeira flamotubular de três passes. A usina foi projetada para produzir 4,5 toneladas por hora de vapor saturado a 8 bar. A abordagem de modelagem consiste em subdividir o sistema em três trocadores de calor. O programa de cálculo é baseado na composição do gás combustível, nas leis de transferência de calor dos gases quentes para a água fervente. E nas leis de conservação de massa e energia as previsões numéricas são comparadas com os dados medidos registrados na planta para diferentes valores de pressão, vazão do combustível e excesso de ar em estado estacionário. A comparação mostra que os resultados da simulação concordam bem com as declarações de operação da caldeira a vapor. O erro máximo na estimativa da temperatura do gás foi de 12,71%, considerado aceitável. Desvios com os dados operacionais foram devidos principalmente às simplificações introduzidas no modelo.

Os resultados do trabalho de Saidur, Ahamed e Masjuki, (2010) para uma caldeira a carvão para uma capacidade de 3 toneladas por hora de vapor tem resultados de eficiência energética e exérgica de 72,46% e 24,89% respectivamente, a perda de exérgia do gás de combustão representou 23% das perdas totais, enquanto outras perdas de exérgia representaram 52%.

Ortiz (2011) propôs um modelo dinâmico para a análise do desempenho da caldeira. No modelo, são consideradas as duas partes da caldeira (lados chama/gás e água/vapor), o economizador, o super aquecedor e a recuperação de calor. Um estudo de caso foi simulado usando uma caldeira flamotubular de três passes projetada para produzir de 12,5 toneladas por hora de vapor. Os resultados mostram o comportamento dinâmico das variáveis vazão do combustível e vapor, pressão, temperatura, volume da água na caldeira. Houve uma boa concordância qualitativa entre o modelo e os dados experimentais da literatura.

Rahmani (2014) investigou numericamente a transferência de calor em uma caldeira a vapor com capacidade de 7,81 toneladas por hora de vapor, com feixe de tubos de 4 passes, realizou um programa de cálculo para simular as características de transferência de calor entre os gases quentes e as paredes internas do tubo da caldeira. Os resultados calculados foram comparados com os dados de operação da caldeira para diferentes regimes de estado estacionário variando o tipo de combustível (gás natural e óleo) com distintas pressões de operação. O erro máximo na estimativa da temperatura do gás foi de 9% considerado aceitável. O cálculo mostra que o mecanismo de transferência de calor predominante na caldeira flamotubular de 4 passagens é a convecção, que representa mais de 80% do total.

Pattanayak e Ayyagari (2014) realizaram um balanço de energia e exergia em uma caldeira a carvão com capacidade de 637,8 toneladas por hora de vapor em uma usina elétrica. As eficiências energéticas e exergética da caldeira foram de 85% e 41%, respectivamente.

Terhan e Comakli (2017) realizaram análises de energia e exergia para caldeiras a gás natural em um sistema de aquecimento urbano. As eficiências energéticas e exergética da caldeira foram estimadas em 82% e 33%, respectivamente.

Zhang, Henan, Zaihai, Jintong e Xiaozhuang (2018) estudaram a análise de eficiências energética e exergética para quatro caldeiras a carvão com capacidade de geração de 10 toneladas por hora de vapor, com eficiência energética de 83,79% e exergética de 27,97%, para uma capacidade de 11,16 toneladas por hora de vapor com eficiência energética de 81,21% e exergética de 14,40%, para uma capacidade de 46.24 toneladas por hora de vapor com eficiência energética de 85,96% e

exergética de 10,83%, para uma capacidade 111,6 toneladas por hora de vapor com eficiência energética de 85,29% e exergética de 13,41%.

Rajic, Banic, Živkovic, Tomic, e Mancic (2018) analisam uma caldeira flamotubular, produzida pela “Minel-Kotlogradnja” Belgrado, tipo TE110V, instalada dentro da planta “Faculdades Técnicas” da Faculdade de Engenharia Mecânica em Nis, Sérvia. Para investigar e fornecer recomendações para a espessura da placa do tubo da primeira câmara de reversão com base em determinada dependência funcional da tensão equivalente na placa do tubo da espessura da placa. A dependência funcional observada e determinada pela superfície de resposta de Krigagem com base nos resultados do experimento numérico virtual com diferentes espessuras da placa do tubo. Os resultados da simulação indicam que a placa do tubo e a parede da câmara de reversão estão sob a maior carga (mais precisamente a primeira linha das juntas de soldagem dos tubos de fumaça e placa do tubo). A dependência funcional entre as tensões da placa do tubo e a espessura da placa do tubo e determinada pela superfície de resposta de Krigagem com base em resultados de experimentos numéricos com diferentes espessuras da placa do tubo.

Beyne (2019) desenvolveu um modelo térmico válido tanto para o regime estacionário e transitório. O modelo de regime estacionário permite otimizar projetos de caldeiras e foi verificado com relatórios de medição. O modelo dá atenção especial às caixas de giro e seu posicionamento específico. As caixas giratórias submersas contribuem com cerca de 7% para o calor total transferido, enquanto as caixas giratórias não submersas podem resultar em uma penalidade de eficiência na eficiência total de até 12%.

Marco, Behzad, Renzo, e Fabio (2019) implementam um modelo dinâmico detalhado de caldeiras flamotubulares equipadas com camara de combustao de fluxo reverso de ponto de estagnação. Utiliza dados experimentais, obtidos através de um procedimento de teste, para validar o modelo desenvolvido. Várias configurações de caldeiras com diferentes tamanhos são consideradas e um controlador PID é posteriormente ajustado para cada modelo de caldeira. Em uma etapa seguinte, o comportamento dinâmico das caldeiras consideradas, atendendo diferentes perfis de demanda de vapor, é simulado a eficiência global

correspondente é determinada. Para realizada uma análise econômica abrangente e escolher o modelo de caldeira mais adequada para cada perfil, levando em consideração tanto o consumo de combustível correspondente quanto o investimento inicial necessário. Os resultados mostram que, além de um determinado tamanho, o aumento das dimensões da caldeira leva a um incremento insignificante na eficiência. Além disso, as variações de pressão do vapor fornecido por diferentes configurações também foram estudadas, os resultados demonstraram que a utilização de caldeiras maiores leva a uma redução insignificante na amplitude dos desvios de pressão e não tem efeito na duração dessas variações. Portanto, os resultados fornecidos podem ser utilizados para escolher o tamanho da caldeira economicamente mais adequado, considerando o perfil de consumo do cliente, garantindo que as especificações do cliente em termos de desvio de pressão aceitável do vapor fornecido também sejam atendidas.

Sepehr e Ali (2021) desenvolveu uma modelagem e otimização de caldeiras flamotubulares e aquatubulares para planta de cogeração de motores a gás (HRSG). Para a modelagem, as equações do método efetividade - número de unidades de transferência (ϵ -NTU), diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) e coeficientes de transferência de calor para escoamento monofásico e escoamento bifásico são organizados para formar um sistema de equações não linear. Além disso, na próxima etapa, dois pares de funções objetivo (taxa de destruição de exergia eficiência térmica) são selecionados para otimização multiobjetivo de HRSG pelo uso de algoritmo genético para um, dois e três MW de motor a gás usinas de cogeração. Os resultados para um motor a gás de 2 MW mostram que as despesas totais do HRSG da caldeira flamotubular são 50% menores do que as do HRSG da caldeira aquatubular. Nesta situação, para caldeiras tubulares de água e fogo, a eficácia e o custo são 0,9, 40000 \$/ano e 0,9, 20000 \$/ano, respectivamente. Além disso, as taxas de destruição de exergia são próximas e iguais a 1373,45 kW e 1366,2 kW.

Mansir, Mansour, e Habib (2021) estudam a modelagem numérica de um reator de transporte de oxigênio de duas passagens para caldeira flamotubular e conduzida para investigar as características de transferência de calor para a água saturada e vapor em várias pressões operacionais, emissividades e condutividades térmicas. Os resultados indicam que o efeito da variação da carga térmica da

caldeira resultou em uma ligeira diminuição no calor transferido em apenas cerca de 2% a 50 bar, na taxa de queima de combustível fixa. Apesar deste aumento insignificante no calor total transferido, o componente de combustão do calor total transferido diminuiu significativamente em cerca de 16% a 50 bar. A eficiência de combustão também diminuiu apenas cerca de 0,03%, o que é considerado insignificante. O calor total transferido para a carga diminuiu ligeiramente à medida que a emissividade dos tubos aumenta até a emissividade de 0,95, além da qual o calor transferido diminuiu drasticamente na emissividade de 1 devido à extinção da chama. A condutividade térmica ideal do tubo interno para fornecer o maior calor à carga, garantindo a disponibilidade da chama, a eficiência máxima de combustão de 98,58%, como a transferência de calor ideal $0,1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Não houve variações significativas na transferência de calor e eficiência de combustão quando a emissividade da membrana foi variada entre 0,5 e 1.

2.5 Perdas em caldeiras.

A maioria dos principais processos industriais tem caldeiras para produzir vapor. Esse vapor tem sido utilizado em diversos processos como aquecimento, concentração e destilação de líquidos, secagem etc. As principais indústrias intensivas em energia destinam parte significativa de seu consumo de combustível primário à geração de vapor: processamento de alimentos 57%, papel e celulose 81%, refino de petróleo 23%, produtos químicos 42% e metais primários 10% (Einstein, Worrell, Khrushch, & Marta, 2001). Saidur e Mekhilef (2010) relataram que 20% do consumo total de energia é usado no processo de aquecimento em uma indústria produtora de borracha na Malásia.

As perdas em caldeiras podem ser classificadas da seguinte forma:

Perda de calor devido ao gás na chaminé

A maior parte da perda de energia em uma caldeira ocorre através do gás da chaminé. A temperatura e o volume do gás da chaminé que sai são os principais fatores para a avaliação das perdas de calor. Portanto, a redução de qualquer um desses parâmetros reduzirá a perda de calor. Para eliminar a perda da chaminé, a temperatura do gás da chaminé teria que ser reduzida para a temperatura ambiente da caldeira. Porém devido à inviabilidade econômica e limitação no princípio de

transferência de calor, essas perdas são inevitáveis (ERC, 2004) (Kilicaslan & Ozdemir, 2005).

O excesso de gases de combustão pode resultar de vazamentos na caldeira, excesso de ar devido à alta frequência do ventilador de tiragem forçada e vazamentos no duto de gases de combustão, que é responsável pela redução na transferência de calor para o vapor e aumento nas necessidades de bombeamento (Hasanbeigi, 2010) (Einstein, Worrell, Khrushch, & Marta, 2001). A perda de calor do gás pode ser minimizada tomando as seguintes medidas:

- Otimização do excesso de ar
- Manter a área de transferência de calor limpa
- Adição de sistemas de recuperação de calor de gases de combustão

O volume de gás da chaminé é reduzido devido ao menor excesso de ar. Assim, a velocidade do gás de combustão diminui devido ao menor volume de gás da chaminé, permitindo mais tempo para absorver o calor do gás de combustão e a temperatura do gás de combustão seria reduzida. (Showers, 2002).

Perdas por condução e radiação

Existe uma diferença de temperatura entre a superfície externa das caldeiras, equipamentos auxiliares e tubulação de distribuição de vapor e as áreas circundantes. Portanto, a perda de calor ocorre por radiação, convecção e condução das superfícies quentes das caldeiras. A quantidade de calor perdida depende da temperatura da superfície quente, que por sua vez depende do isolamento (espessura, condutividade térmica e condição). Para minimizar essa perda de calor, as superfícies quentes devem ser cobertas com material isolante com resistência suficiente à transferência de calor. Além disso, o isolamento deve ser de espessura adequada e estar em boas condições. Além disso, a perda de calor depende da área da superfície quente. Como as caldeiras têm grandes áreas de superfície, a perda de calor da caldeira por radiação pode ser significativa ao operar com cargas baixas. (Gupta, Ghai, & Jain, 2011)

Perdas de ciclo curto da caldeira

A perda de ciclo curto da caldeira ocorre quando uma caldeira superdimensionada é selecionada para um processo específico onde o aquecimento necessário é baixo e possui um processo que nunca ocorreu (Office of Energy Efficiency at Natural Resources Canada, 2010). É comum em grandes indústrias onde uma única caldeira foi usada para fornecer vapor para muitas linhas de produção, mas apenas algumas linhas de produção estão em operação. A estimativa de carga de aquecimento sem considerar a outra fonte de calor, como luzes, equipamentos ou pessoas e a perda de calor através do edifício, pode levar à seleção de caldeiras superdimensionadas. Uma perda de calor adicional ocorre nos processos de pré-purga e pós-purga. O ventilador é usado para forçar o ar através da caldeira para remover a mistura de gases combustíveis que pode ter se acumulado. Durante a purga, o calor é removido da caldeira à medida que o ar purgado é aquecido (Losses, 2012).

Incrustação, escamação nas superfícies de transferência de calor da caldeira

Incrustação, escamação e acúmulo de fuligem nas superfícies de transferência de calor das caldeiras atuam como isolantes e levam à redução da transferência de calor. Isso resulta em menor transferência de calor para a água na caldeira e maior temperatura dos gases de combustão. Se nas mesmas condições de carga e na mesma configuração de excesso de ar a temperatura dos gases de combustão aumenta com o tempo, isso é uma boa indicação de aumento da resistência térmica à transferência de calor na caldeira. Normalmente, 1 a 1,5 mm de fuligem acumulada no lado do fogo pode aumentar o consumo de combustível em cerca de 3 a 8%. Da mesma forma, para o lado da água, o acúmulo de carbonato de cálcio de 1 a 1,5 mm pode resultar em um consumo adicional de combustível de 4 a 9% (LJ, 2016).

Depois de incrustações ocorrem devido à presença de cálcio, magnésio e sílica na maioria dos suprimentos de água, que normalmente reagem para formar uma camada contínua de material no lado da água dos tubos de troca de calor da caldeira. Pesquisadores mostraram que 1 mm de acúmulo pode aumentar o consumo de combustível em 2% para caldeiras aquatubulares (Dockrill & Ontario,

2001) e 5% para caldeiras flamotubulares. Além disso, a incrustação pode resultar em falhas do tubo.

Perdas de energia de purga

A água evapora no tambor de vapor deixando as partículas sólidas presentes na água de alimentação no tambor de vapor. Essas partículas sólidas formam lodo ou sedimentos no tambor de vapor, o que cria uma resistência térmica entre a superfície do tambor de vapor e a água. Os sólidos dissolvidos também causam espuma e transferência de água para o vapor. Portanto, a água precisa ser drenada em um determinado intervalo de tempo, da parte inferior do tambor de vapor, para manter os níveis de sólidos suspensos e totais dissolvidos dentro dos limites padrão. A taxa de descarga depende do tipo de caldeira, pressão de operação, tratamento de água e qualidade da água de reposição, podendo estar na faixa de 4 a 10% da vazão de água de alimentação da caldeira (Hasanbeigi, 2010) (Bhatt, 2000).

As perdas de purga representam cerca de 1 a 3% do consumo de combustível, mas essa perda de energia pode ser reduzida, assim, os custos de água de reposição e tratamento químico podem ser economizados otimizando a taxa de purga. Um sistema automático de controle de purga pode ser usado para manter taxas ótimas de purga com um período de retorno simples de 1 a 3 anos (Hasanbeigi, 2010).

Perda de calor devido à umidade no combustível

Durante a combustão, a umidade ou água líquida presente no combustível recebe calor sensível e latente para se tornar vapor superaquecido. O vapor superaquecido produzido na câmara de combustão tem o custo adicional do calor de combustão que vai para a chaminé junto com os gases de combustão. A quantidade de calor absorvida pela umidade é diretamente proporcional à quantidade de umidade presente no combustível. (Krishnanunni, 2012).

Perda de calor por combustão incompleta

A combustão incompleta do carbono pode ocorrer devido à falta de oxigênio na câmara de combustão. O produto da combustão incompleta é o monóxido de carbono que resulta na liberação de apenas 52% do calor total do combustível.

Assim, o produto formado pela combustão incompleta pode ser queimado novamente com maior liberação de energia. (Krishnanunni, 2012)

3 Modelo matemático

A modelagem da caldeira flamotubular de três passes com caixa de giro não submersa será feita em regime permanente, conforme mostrado na Figura 3.1.

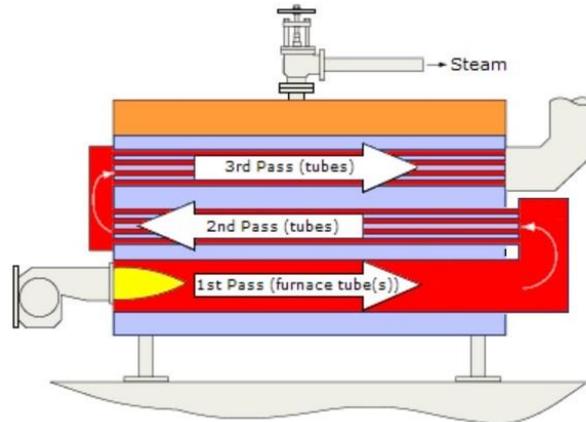


Figura 3.1: Representação esquemática da caldeira flamotubular de três passes (Spiraxsarco, 2021)

A caldeira a vapor é modelada como um conjunto de vários trocadores de calor em série, submersos em um volume uniforme de água saturada. Uma zona bifásica de água/vapor, zona de metal e zona de gás, respectivamente, são discernidas como ilustrado na Figura 3.2.

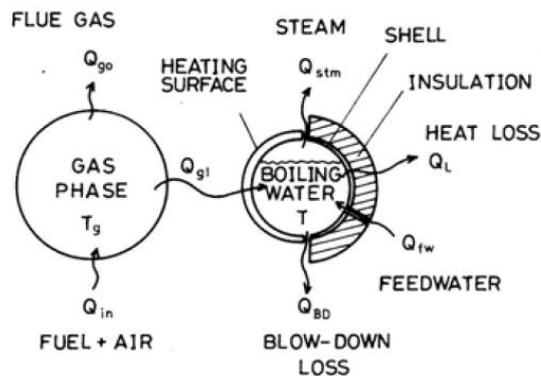


Figura 3.2: Diagrama esquemático do fluxo de calor da caldeira no regime estacionário (Huang, Yen, & Shyu, 1988)

A transferência de calor entre o volume do gás e a água, ocorre nas superfícies internas dos tubos da caldeira. Nelas, o equilíbrio do balanço de energia é estabelecido levando-se em consideração a transferência de calor por radiação e convecção. Nas paredes externas do tubo, é considerado o mecanismo de transferência de calor convectiva por ebulição nucleada. Para cada seção, é

estabelecido um balanço de conservação de energia levando em consideração a potência gerada devido à combustão e transferida no volume de controle. Expressar a conservação de massa, de espécies e de energia nos volumes de controle resulta em um conjunto de equações que determina os estados da zona de gás e metal. As zonas de gás da câmara de combustão e feixe de tubos são subdivididas em seções elementares, de comprimento x na direção do fluxo de gás.

Para a realização de um balanço energético geral adequado da caldeira, algumas considerações devem ser feitas para facilitar a análise:

- A caldeira funciona em regime permanente, ou seja, o regime transitório não é considerado.
- O processo de geração de vapor é isobárico, a pressão constante.
- O título ou qualidade do vapor produzido pela caldeira é igual a 100%, ou seja, se trata de vapor saturado.
- A temperatura, a pressão e a composição dos gases de combustão são uniformes nos volumes de controle.

A operação em regime estacionário da caldeira flamotubular descrita na seção 3 é simulada através do desenvolvimento de um programa computacional no software Engineering Equation Solver – EES versão 9.944. O programa é baseado no método implícito das diferenças finitas unidimensional para a solução do sistema de equações diferenciais associadas as equações de conservação (massa e primeira lei da termodinâmica).

3.1 Modelagem da combustão.

3.1.1 Considerações a respeito do combustível e do ar úmido

O gás natural produzido na Bolívia é isento de compostos com enxofre; por isso, é conhecido como “gás doce”. De acordo com os testes realizados pela Yacimientos petrolíferos Fiscales Bolivianos (2013), o gás natural boliviano possui um poder calorífico inferior médio de 49,067 kJ/kg e possui a composição química mostrada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Composição química do gás natural na Bolívia (YPFB Refinaria Gualberto Villarroel, 2018)

Componente Químico	Valor [% Molar]
Metano CH ₄	92,10
Etano C ₂ H ₆	4,56
Propano C ₃ H ₈	1,23
Isobutano C ₄ H ₁₀	0,15
n-Butano C ₄ H ₁₀	0,32
Isopentano C ₅ H ₁₂	0,10
n-Pentano C ₅ H ₁₂	0,10
Hexano C ₆ H ₁₄	0,22
Hidrogeno H ₂	0,00
Nitrogênio N ₂	0,73
Dióxido de Carbono CO ₂	0,48
Total	99,99 %

Tendo a composição química do gás natural, pode se calcular o peso molecular do combustível.

$$M_{comb} = \frac{\sum_i a_i M_i}{\sum_i a_i} \quad (1)$$

Onde

M_{comb} : Peso molecular do combustível $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

M_i : Peso molecular dos elementos que compõem o Gás Natural $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

a_i : Quantidade de matéria dos elementos que compõem o Gás Natural presente nos reagentes (Tabela 3.1).

O oxidante utilizado neste trabalho é o ar seco (Tabela 3.2.).

Tabela 3.2: Composição do ar seco (Borgnakke & Sonntag, 2012)

Componente Químico	Valor [% Molar]
Nitrogênio N ₂	79
Oxigênio O ₂	21
Total	100

As propriedades do ar seco são calculadas usando software Engineering Equation Solver - EES, podem ser expressas como uma função da umidade relativa,

que é a relação entre a fração molar do vapor de água no ar e a fração molar do vapor de água no ar saturado na mesma taxa, ou em função da umidade absoluta, que é a relação entre a massa de vapor da água e a massa de ar seco, procede-se para o cálculo do coeficiente estequiométrico da água no ar úmido com a equação (2).

$$w = w_{prima} \cdot \left[\frac{M_{(O_2)} + \frac{79}{21} \cdot M_{(N_2)}}{M_{(H_2O)}} \right] \quad (2)$$

Onde

w : Coeficiente estequiométrico da água no ar úmido [-]

w_{prima} : Umidade absoluta em base mássica [-]

$M_{(O_2)}$: Peso molecular do oxigênio $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

$M_{(N_2)}$: Peso molecular do nitrogênio $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

$M_{(H_2O)}$: Peso molecular da água $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

Com o valor do coeficiente estequiométrico da água no ar úmido, pode-se calcular o peso molecular do ar úmido com a equação (3).

$$M_{ar} = \frac{M_{(O_2)} + \frac{79}{21} \cdot M_{(N_2)} + w \cdot M_{(H_2O)}}{1 + \frac{79}{21} + w} \quad (3)$$

Onde

M_{ar} : Peso molecular do ar $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

3.1.2 Reação de Combustão do Gás Natural

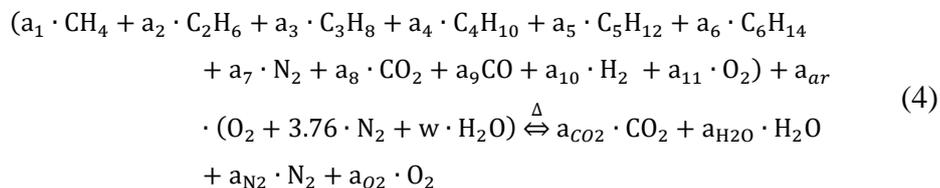
No caso da análise termodinâmica de combustão em caldeira flamotubular, analisa-se a composição química do gás, e a seguir, por meio da equação de reação da combustão, obtém-se a quantidade de cada um dos produtos da combustão. É de grande importância para poder avaliar, de forma bastante próxima da realidade, as propriedades físico-químicas e termodinâmicas do gás quente escoando na caldeira

que por sua vez servirão para determinar as condições do fluxo de energia na análise de transferência de calor.

As seguintes considerações são tomadas para calcular o balanço de massa e energia no processo de combustão.

- O processo de combustão é realizado de forma completa, ou seja, os únicos produtos de combustão são dióxido de carbono (CO_2) e vapor de água (H_2O)
- Tanto os reagentes quanto os produtos estão na fase gasosa e são considerados gases ideais.

O processo de combustão completa envolve uma oxidação dos elementos combustíveis (principalmente carbono e hidrogênio), de acordo com a reação química global (Andrade de Carvalho, 2007):



Onde:

$a_1 - a_{11}$: Quilomol dos elementos que compõem o gás natural presente nos reagentes (Tabela 3.1) [$kmol$].

a_{ar} : Quantidade de matéria de ar presente nos reagentes [$kmol$]

w : Coeficiente estequiométrico da água no ar úmido [-]

a_{CO_2} : Quantidade de matéria de dióxido de carbono nos produtos de combustão [$kmol$].

a_{H_2O} : Quantidade de matéria de água nos produtos de combustão [$kmol$].

a_{N_2} : Quantidade de matéria de nitrogênio nos produtos de combustão [$kmol$].

a_{O_2} : Quantidade de matéria de oxigênio nos produtos de combustão (não será nulo se houver excesso de ar) [$kmol$].

Os coeficientes estequiométricos a_{ar} e a_{O_2} são determinados através das equações de conservação de cada elemento.

Balço do elemento carbono

$$a_{CO_2} = a_1 + 2 \cdot a_2 + 3 \cdot a_3 + 4 \cdot a_4 + 5 \cdot a_5 + 6 \cdot a_6 + a_8 + a_9 \quad (5)$$

Balço do elemento hidrogênio

$$2 \cdot a_{H_2O} = 4 \cdot a_1 + 6 \cdot a_2 + 8 \cdot a_3 + 10 \cdot a_4 + 12 \cdot a_5 + 14 \cdot a_6 + 2 \cdot a_{10} + 2 \cdot a_{ar} \cdot w \quad (6)$$

Balço do elemento oxigênio

Nas condições da estequiometria, ou seja, sem excesso de ar

$$a_{ar;s} = 2 \cdot a_1 + 3,5 \cdot a_2 + 5 \cdot a_3 + 5,5 \cdot a_4 + 8 \cdot a_5 + 9,5 \cdot a_6 + 0,5 \cdot [a_9 + a_{10}] - a_{11} \quad (7)$$

Com excesso de ar

$$a_{ar} = exc \cdot a_{ar;s} \quad (8)$$

$$a_{O_2} = a_{ar} - a_{ar;s} \quad (9)$$

Onde:

exc : Excesso de ar [-]

$a_{ar;s}$: Quantidade de matéria de ar presente na estequiometria [$kmol$]

Balço do elemento nitrogênio

$$2 \cdot a_7 + \frac{79}{21} \cdot 2 \cdot a_{ar} = 2 \cdot a_{N_2} \quad (10)$$

Completado o balanço estequiométrico completo, procede-se com o cálculo da vazão mássica do ar.

$$\dot{m}_{ar} = exc \cdot a_{ar;s} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot \left[1 + \frac{79}{21} + w \right] \quad (11)$$

Onde

\dot{m}_{ar} : Vazão mássica do ar [$\frac{kg}{s}$]

\dot{m}_{comb} : Vazão mássica do combustível $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

3.1.3 Cálculo do poder calorífico do combustível e perfil de liberação de calor ao longo da chama

O poder calorífico inferior do combustível (PCI) é definido como a diferença entre a entalpia de formação dos reagentes do qual se subtrai a entalpia de formação dos produtos em condições padrões (a 25 °C e pressão atmosférica), considerando todas as espécies em fase gasosa.

$$PCI = Q_{comb} = H_R - H_P = \sum YR_i * HR_i - \sum YP_i * HP_i \quad (12)$$

Onde

PCI : Poder calorífico do combustível do combustível $\left[\frac{kJ}{kmol} \right]$

H_R : Entalpia de formação dos reagentes da combustão $\left[\frac{kJ}{kmol} \right]$

H_P : Entalpia de formação dos produtos da combustão $\left[\frac{kJ}{kmol} \right]$

YR_i : Fração molar de cada composto dos reagentes da combustão [-]

YP_i : Fração molar de cada composto dos produtos da combustão [-]

As entalpias de formação dos reagentes e dos produtos da combustão são obtidas no software Engineering Equation Solver (EES) os valores são mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Entalpias de formação dos reagentes e dos produtos da combustão

Composto	Entalpia de formação [J/mol]
CH_4	$-7,4595 \times 10^4$
C_2H_6	$-8,3846 \times 10^4$
C_3H_8	$-1,04674 \times 10^5$
C_4H_{10}	$-1,25782 \times 10^5$
C_5H_{12}	$-1,46751 \times 10^5$
C_6H_{14}	$-1,66910 \times 10^5$
N_2	0
CO_2	$-3,93486 \times 10^5$
CO	$-1,10528 \times 10^5$
H_2	0
O_2	0
H_2O	$-2,41811 \times 10^5$

No presente trabalho, é utilizado um modelo de combustão gradual ao longo do comprimento da fornalha como mostrado na Figura 3.3.

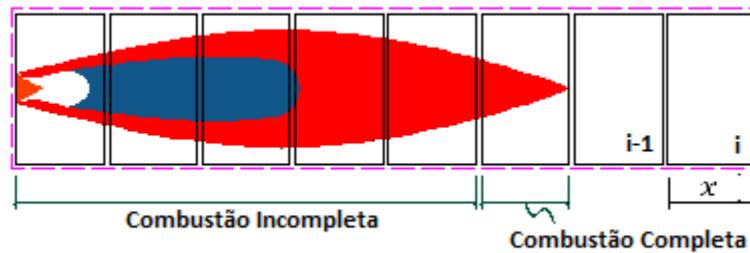


Figura 3.3: Combustão gradual ao longo do comprimento da fornalha

O padrão de liberação de calor ao longo da chama, ou seja, o progresso da reação e conseqüentemente a proporção de gás queimado, pode ser descrito de forma exponencial (Rhine & Tucker, 1991), parabólica (Roesler, 1967) ou uniforme. No presente trabalho, a forma parabólica proposta por Roesler é aplicada (Farhadi, Bahrami, Babaheidari, & Hashemi, 2005) conforme equações (13) e (15)

$$F = \frac{6}{L_f} \cdot \left(\frac{x}{L_f} - \frac{x^2}{L_f^2} \right) \quad \text{Para } 0 \leq x \leq L_f \quad (13)$$

$$F = 0 \quad \text{Para } x > L_f \quad (14)$$

Onde

L_f : Comprimento da chama [m]

x : Comprimento do volume de controle [m]

3.2 Propriedade físico-químicas das misturas de gases.

A condutividade térmica de uma mistura de gás, bem como outras propriedades, como viscosidade dinâmica, calor específico, densidade e número de Prandtl, são necessárias para os cálculos de transferência de calor.

A condutividade térmica de uma mistura gasosa geralmente não é uma função linear da fração molar, a condutividade térmica da mistura é maior do que seria previsto a partir de uma fração molar média. Muitas técnicas foram propostas; todos são essencialmente empíricos, e a maioria se reduz a alguma forma a equação de Wassiljewa. Métodos de estados correspondentes para condutividades térmicas de baixa pressão também foram adaptados para misturas, mas os resultados obtidos

em vários testes não foram animadores. Neste trabalho, utiliza-se a equação de Wassiljewa (1904).

$$k_g = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \cdot k_i}{\sum_{j=i}^n y_j \cdot A_{ij}} \quad (15)$$

Onde

k_g : Condutividade térmica da mistura de gás $\left[\frac{W}{m.K}\right]$

y_i : Fração molar de cada composto da mistura de gás [-]

k_i : Condutividade térmica de cada composto da mistura de gás $\left[\frac{W}{m.K}\right]$

Mason e Saxena (1958) sugerem a seguinte expressão para o termo A_{ij} , termo que depende das interações entre as espécies i e j

$$A_{ij} = \frac{\epsilon \cdot \left[1 + (k_i/k_j)^{1/2} \cdot (M_i/M_j)^{1/4}\right]^2}{\left[8 \cdot (1 + M_i/M_j)\right]^{1/2}} \quad (16)$$

Onde

ϵ : Constante numérica próxima da unidade [-]

Para a viscosidade dinâmica, é usado neste trabalho o método de Wilke é o equivalente para a viscosidade do método de Wassiljewa descrito para a condutividade e leva a estimativa que mostra como a viscosidade dinâmica da mistura varia com a composição (Reid, 1987).

$$\mu_g = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=i}^n y_j \cdot \phi_{ij}} \quad (17)$$

Onde

μ_g : Viscosidade dinâmica da mistura de gás $\left[\frac{kg}{m.s}\right]$

μ_i : Viscosidade dinâmica de cada composto da mistura de gás $\left[\frac{kg}{m.s}\right]$

O termo ϕ_{ij} depende das interações entre as espécies i e j

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} \cdot (M_j/M_i)^{1/4}\right]^2}{\left[8 \cdot (1 + M_j/M_i)\right]^{1/2}} \quad (18)$$

O calor específico a pressão constante é calculado com base na composição molar dos produtos de combustão como uma função da temperatura, com base na equação (19) (Cengel & Boles, 2012)

$$Cp_g(T) = \sum_{i=1}^N y_i Cp_i(T) \quad (19)$$

Onde

Cp_g : Calor específico a pressão constante da mistura de gás $\left[\frac{J}{kg.K}\right]$

Cp_i : Calor específico de cada composto da mistura de gás $\left[\frac{J}{kg.K}\right]$

A densidade da mistura de gases é calculada com base na composição molar de combustão produtos e temperatura, com base na equação (21) (Cengel & Boles, 2012)

$$\rho_g = \sum_{i=1}^N y_i \rho_i \quad (20)$$

Onde

ρ_g : Densidade da mistura de gás $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

y_i : Fração molar de cada composto da mistura de gás $[-]$

ρ_i : Densidade de cada composto da mistura de gás $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

O número de Prandtl é calculado com a seguinte equação (Incropera, 2000):

$$Pr_g = \frac{\mu_g \cdot Cp_g}{k_g} \quad (21)$$

Onde

Pr_g : Número de Prandtl da mistura de gás $[-]$

μ_g : Viscosidade dinâmica da mistura de gás $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$

cp_g : Calor específico a pressão constante da mistura do gás $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

k_g : Condutividade térmica da mistura de gás $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

3.3 Equações de conservação.

3.3.1 Equação da continuidade e balanço de energia de um volume de controle.

Para cada volume de controle, é estabelecido um balanço de energia levando em consideração a potência gerada pela reação de combustão (dentro da chama) e a potência transferida para a água. Para o cálculo da fração de calor liberado no i -ésimo volume de controle do passe partindo da equação (13) e toma-se como referência o comprimento da chama é aproximadamente igual 70% do comprimento da caldeira (Badcock-Wanson, 2020). F_{Q_c} é dado pela equação (22) que é a integração da equação (13), a qual é diferente da equação utilizada no trabalho de Gutiérrez Ortiz (2011) já que é utilizado uma equação exponencial para calcular a fração do calor gerado pela reação de combustão.

$$F_{Q_c} = \frac{6}{L_f} \cdot \left[(i \cdot x)^2 - [(i-1) \cdot x]^2 \right] \cdot \frac{1}{2 \cdot L_f} - \left(\frac{[i-x]^3 - [(i-1) \cdot x]^3}{3 \cdot L_f^2} \right), \quad (22)$$

para $0 < (i-1) \cdot x \leq L_f$

$$F_{Q_c} = 0, \quad (i-1) \cdot x > L_f \quad (23)$$

Onde

F_{Q_c} : Fração de calor liberado no i -ésimo volume de controle da chama [–]

i : Denota o volume de controle [–]

Para o padrão de combustão gradual ao longo da chama e para cada volume de controle, pode ser descrito como a integral do calor liberado e é calculado da seguinte forma:

$$F_{comb} = \frac{6}{L_f} \cdot \left[(i \cdot x)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot L_f} - \frac{(i \cdot x)^3}{3 \cdot L_f^2} \right], \quad 0 \leq i \cdot x \leq L_f \quad (24)$$

$$F_{comb} = 1, \quad i \cdot x > L_f \quad (25)$$

Onde

F_{comb} : Fração de calor liberado ao longo da chama [–]

O balanço de energia para um volume de controle genérico é mostrado na Figura 3.4. A composição química dos gases de combustão varia em cada volume de controle em função ao padrão de combustão gradual. O consumo dos reagentes, e conseqüentemente a geração dos produtos, que formem a mistura gasosa está dependendo do valor assumido por F_{comb} , já que se assume que a mistura de gás natural irá entrar em combustão de maneira uniforme (ou seja, sem que uma espécie reaja de maneira privilegiada).

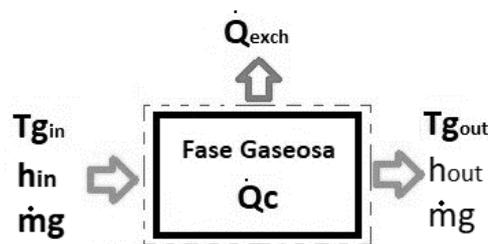


Figura 3.4: Esquema simplificada dos fenômenos de transporte em um volume de controle (Elaboração Própria)

Para a análise do volume de controle no segundo e terceiro passe, é analisado um único tubo para cada passe. Assim, a vazão mássica na entrada do tubo é dividida entre o número de tubos em cada passe.

A equação de conservação de energia em regime estacionário para um volume de controle é dada pela equação (26) a qual pode ser positivo, nulo ou negativo.

$$\dot{m}_g \cdot (h_{g:out} - h_{g:in}) = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{exch} \quad (26)$$

Onde

\dot{m}_g : Vazão mássica do gás de combustão $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$h_{g:out}$: Entalpia específica de saída $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$h_{g:in}$: Entalpia específica de entrada $\left[\frac{J}{kg}\right]$

\dot{Q}_c : Taxa de liberação de calor de combustão [W]

\dot{Q}_{exch} : Taxa de transferência de calor do gás de combustão para o metal [W]

Como a transferência de calor do gás para o metal \dot{Q}_{exch} é uma função da temperatura do gás, o lado esquerdo da equação (26) é reescrito para solucionar a temperatura do gás. Isso é feito reescrevendo a diferença de entalpia como o produto da capacidade térmica específica média e da temperatura.

$$T_{out} = \frac{\dot{Q}_c - \dot{Q}_{exch}}{\dot{m}_g \cdot cp_g} + T_{in} \quad (27)$$

Onde

T_{out} : Temperatura de saída do gás de combustão [K]

T_{in} : Temperatura de entrada do gás de combustão [K]

A taxa de transferência de calor \dot{Q}_{exch} entre a zona de gás e metal é modelada conforme mostrado na equação (28).

$$\dot{Q}_{exch} = g_{rad} \cdot \sigma \cdot S_{Fi} \cdot [T_{out}^4 - T_{interno}^4] + \alpha_g \cdot S_{Fi} \cdot [T_{out} - T_{interno}] \quad (28)$$

Onde

g_{rad} : Coeficiente total de transferência de calor por radiação [-]

σ : Constante de radiação Stefan Boltzmann, $5,669 \cdot 10^{-5} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$

S_{Fi} : Área interior da câmara de combustão [m^2]

$T_{interno}$: Temperatura interna na parede da câmara de combustão [K]

α_g : Coeficiente de transferência de calor por convecção $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

A temperatura da parede interna do metal $T_{interno}$ é determinada por uma rede de resistência térmica equivalente Figura 3.5, usada por (Huang, Yen, & Shyu, 1988).

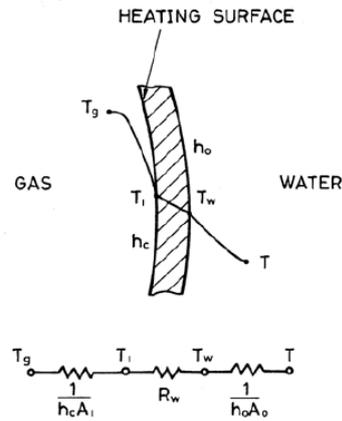


Figura 3.5: Rede térmica da troca de calor do gás de combustão para água fervendo (Huang, Yen, & Shyu, 1988)

$$T_{interno} = \left[rW_M + \frac{S_{Fi}}{\alpha_{out} \cdot S_{F0}} \right] \cdot q_{area} + T_{H2O} \quad (29)$$

Onde

rW_M : Resistência térmica do metal $\left[\frac{K \cdot m^2}{W} \right]$

α_{out} : Coeficiente de transferência de calor externo $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

S_{F0} : Área externa da câmara de combustão $[m^2]$

q_{area} : Fluxo de calor rejeitado $\left[\frac{W}{m^2} \right]$

T_{H2O} : Temperatura da água a pressão de trabalho $[K]$

A resistência térmica do metal é dada pela equação (31)

$$rW_{metal} = \frac{\ln\left(\frac{D_{Fo}}{2}\right)}{\ln\left(\frac{D_{Fi}}{2}\right)} \frac{S_{Fi}}{2 \cdot \Pi \cdot x \cdot k_M} \quad (30)$$

Onde

k_M : Condutividade térmica do metal, igual a 52,5 $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

D_{Fi} : Diâmetro interno do tubo $[m]$

D_{Fo} : Diâmetro externo do tubo $[m]$

A caldeira é geralmente bem isolada, o que causa quase zero dissipação de calor ao redor. Também como nenhum envolvimento para fazer qualquer tipo de trabalho. Além disso, as energias cinética e potencial dos fluxos de fluido são geralmente insignificantes (Saidur & Ahamed, 2010).

Tomando a soma das taxas de transferência de calor em cada volume de controle mostrado na Equação (32) e taxa de liberação de calor de combustão, a eficiência de acordo com a primeira lei da termodinâmica η para a caldeira pode ser escrita como:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_{exch}(i)}{\dot{Q}_c} \quad (31)$$

3.3.2 Equações auxiliares para troca de calor radiativa

O coeficiente total de transferência de calor por radiação sob a suposição de um tubo infinitamente longo sem radiação axial pode ser escrita como equação (32) (Schlunder, 1983).

$$g_{rad} = \left[\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_{gas}} - 1 \right]^{-1} \quad (32)$$

Onde

ε_m : Emissividade do aço carbono SAE 1010, assumida igual a 0,8 [–] (Rahmani & Dahia, 2009)

ε_{gas} : Emissividade dos gases de combustão [–]

A emissividade do gás pode ser determinada usando uma abordagem polinomial por Taylor e Forster (1974). A correlação é válida só na faixa de 1200 e 2400 K e leva em consideração tanto a temperatura do gás, a geometria da câmara de combustão e a pressão parcial do CO₂ e H₂O. Neste trabalho não é possível utilizar a correlação de Taylor e Forster devido que as temperaturas se encontram fora da faixa da correlação, porém é utilizada a correlação de Talmor (1982) que leva em consideração apenas a composição do gás de combustão. As correlações de emissividade têm grandes incertezas de até 35%. No entanto, a incerteza sobre a emissividade e a determinação do coeficiente de radiação resultaram em uma incerteza sobre a transferência de calor total inferior a 0,2%. Se tem a correlação de

Talmor (1982) para gases combustíveis com razão mássica C/H entre 3,5 e 5,0, a Equação (33) foi usada.

$$\varepsilon_g = \sqrt{0,2 \cdot \left(\frac{PCI}{900}\right)} \quad (33)$$

Onde

ε_g : Emissividade dos gases de combustão [-]

PCI : Poder calorífico inferior do combustível $\left[\frac{Btu}{ft^3}\right]$

O valor da razão mássica do combustível neste trabalho e de 3,14 mostrando que está um pouco abaixo da faixa de aplicação da correlação, na literatura não se tinha uma outra correlação mais precisa.

3.3.3 Equações auxiliares para troca de calor convectiva do lado do gás (escoamento interno)

Para o coeficiente de transferência de calor convectivo interno α_{int} , a literatura apresenta uma única correlação para escoamento laminar e duas opções de correlações para escoamento turbulento.

Para escoamento laminar ($Re_{int} < 2300$), precisa adotar uma hipótese sobre a condição de contorno entre uma temperatura de parede uniforme e uma condição de contorno de fluxo de calor uniforme. A temperatura da parede está mais próxima da temperatura da água do que da do gás devido ao alto coeficiente de transferência de calor do lado da água (Rahmani & Trabelsi, 2014) (Huang, Yen, & Shyu, 1988). Uma vez que o estado da água é constante e uniforme no presente modelo de regime estacionário, a temperatura da parede metálica irá somente variar ligeiramente ao longo do comprimento do fluxo em comparação com a temperatura do gás. Por outro lado, a variação da temperatura do gás tem um impacto direto no fluxo de calor. Portanto, a condição limite de temperatura uniforme da parede é adotada a equação (34) é usada para determinar o número de Nusselt em condição de escoamento laminar.

$$Nus_{Laminar} = \left[3,66^3 + \left(1,615^3 \cdot \left[Re_{int} \cdot Pr_g \cdot \frac{D_{fi}}{x} \right]^{1/2} \right)^3 + \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr_g} \right)^{(1/6)} \cdot \left(Re_{int} \cdot \frac{Pr_g}{x} \right)^{(1/2)} \right]^3 \quad (34)$$

Onde

$Nus_{Laminar}$: Número de Nusselt em escoamento interno laminar [–]

Re_{int} : Número de Reynolds interno [–]

No regime turbulento ($Re_{int} > 4000$), o coeficiente de transferência de calor convectivo interno pode ser obtido pela correlação de Gnielinski (1975) que é válido para faixas de $0.5 \leq Pr \leq 2000$ e $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ na equação (35) ou a correlação de Petukhov (1970) que é válido para faixas de $0.5 \leq Pr \leq 2000$ e $10^4 \leq Re \leq 10^6$ na equação (36)

$$Nus_{Turbulento} = \frac{\frac{\xi_{nu}}{8} \cdot [Re_{int} - 1000] \cdot Pr_g}{\left[1 + 12,7 \cdot \left[\frac{\xi_{nu}}{8} \right]^{1/2} \cdot [Pr_g^{2/3} - 1] \right]} \quad (35)$$

$$Nus_{Turbulento} = \frac{\frac{\xi_{nu}}{8} \cdot [Re_{int} - 1000] \cdot Pr_g}{\left[1 + 12,7 \cdot \left[\frac{\xi_{nu}}{8} \right]^{1/2} \cdot [Pr_g^{2/3} - 1] \right]} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{T_g}{T_{interna}} \right) \quad (36)$$

Onde

$Nus_{Turbulento}$: Número de Nusselt em escoamento interno turbulento [–]

T_g : Temperatura da mistura do gás [K]

ξ_{nu} : Fator de atrito para fluxo turbulento em tubos cilíndricos lisos [–] dado pela equação (37)

$$\xi_{nu} = [1,82 \cdot \log(Re_{int}) - 1,5]^{-2} \quad (37)$$

Na região de transição, é usado uma interpolação linear com a equação (38) entre os valores calculados para números de Reynolds iguais a 2300 e 4000, respectivamente, baseada no valor do número de Reynolds.

$$Nus_{transição} = \left(\frac{Nus_{Turbulento} - Nus_{Laminar}}{4000 - 2300} \right) \cdot (Re_{int} - 2300) + Nus_{Laminar} \quad (38)$$

3.3.4 Equações auxiliares para troca de calor convectiva do lado da água (escoamento externo)

Para o coeficiente de transferência de calor convectivo externo h_o , a literatura apresenta duas opções de correlações para o passe da câmara de combustão (tubo único) e três opções para o feixe de tubos como e mostrado na Tabela 4

Tabela 4: Equações referentes a ebulição em banco de tubos

Autor	Ano	Características experimentais	Fluido
Cornwell	1982	Banco de tubos $D_{ext}=19,1$ mm	Água 0,29 – 1,013 bar
Gorenflo	1993	Banco de tubos na região bifásica	Água $P_{crit}=220,64$ bar
Cooper	1984	Banco de tubos na região bifásica	Água $2000 < Re < 12000$
Fritz	1935	Banco de tubos na região bifásica	Água

A correlação de ebulição nucleada de Cornwell (1982) para a câmara de combustão é dada pela equação (39)

$$Nus_{out} = 100 \cdot \left[D_{Fo} \cdot \frac{\frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{Fo}}}{\mu_{H_2O} \cdot q_{latente}} \right]^{0,67} \quad (39)$$

Onde

Nus_{out} : Número de Nusselt externo [–]

μ_{H_2O} : Viscosidade dinâmica da água $\left[\frac{kg}{m.s} \right]$

$q_{latente}$: Calor latente de vaporização da água a 10 bar assumida igual 2172

$\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

A correlação de ebulição nucleada de Gorenflo (1993) para a câmara de combustão dada pela equação (40).

$$\alpha_{out} = 5600 \cdot F_{pf} \cdot \left[\frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{to} \cdot 20000} \right]^{0,9-0,3 \cdot Pr_{red}^{0,15}} \quad (40)$$

$$F_{pf} = 1,73 \cdot Pr_{red}^{0,27} + \left[6,1 + \frac{0,68}{1 - Pr_2} \right] \cdot Pr_{red}^2 \quad (41)$$

Onde

Pr_{red} : Pressão reduzida [-]

Próximo aos feixes de tubos, o coeficiente de transferência de calor de ebulição do feixe é maior do que para um tubo individual, h_1 seguindo a correlação de ebulição nucleada de Gorenflo (1993) dada pela Equação (40). Isso se deve à agitação das bolhas de vapor que aumenta a transferência de calor. Levando em consideração este efeito, o coeficiente de transferência de calor dos tubos da seção de convecção é calculado por:

$$\alpha_{out} = \alpha_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{2 + \frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{to} \cdot 1000}} \right] \quad (42)$$

Onde

α_1 : Coeficiente de transferência de calor por convecção externo de um só tubo do feixe de tubos $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

A correlação de coeficiente de transferência de calor de ebulição para feixe de tubos de Cooper (1984) e dada pela Equação (43).

$$\alpha_{out} = 12,96 \cdot p_r^{0,12} \cdot (-0,4343 \cdot \ln(p_r))^{-0,55} \cdot \frac{\dot{Q}_{exch}^{0,67}}{S_{to}} \quad (43)$$

A correlação de coeficiente de transferência de calor de ebulição para feixe de tubos de Fritz (1935) e dada pela Equação (44).

$$\alpha_{out} = 1,95 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{to}} \right)^{0,72} \cdot \left(\frac{P_T}{100000} \right)^{0,24} \quad (44)$$

Onde

P_T : Pressão de trabalho da caldeira [kPa]

3.3.5 Análise exergética

A primeira lei da termodinâmica é convencionalmente usada para analisar a utilização de energia, mas não leva em consideração o aspecto da qualidade da energia, o que a análise de exergia se torna relevante. A análise de exergia tem sido amplamente utilizada no projeto, simulação e avaliação de desempenho de sistemas térmicos e termoquímicos (Dincer, Hussain, & Al-Zaharnah, 2004).

A exergia é uma propriedade que permite determinar o potencial útil de trabalho de uma determinada quantidade de energia em um determinado estado em relação ao seu ambiente (Kotas, 1985). O ambiente de referência está em equilíbrio estável, atua como um sistema infinito e é um sumidouro ou fonte de calor e materiais, e sofre apenas processos internos reversíveis em que suas propriedades intensivas (isto é, temperatura T_o , pressão P_o e propriedades químicas ε_{o_i} para cada um dos componentes (Saidur, Ahamed, & Masjuki, 2010).

Com base nas condições meteorológicas e climáticas da Cochabamba – Bolívia, é considerada nesta análise $T_o = 20$ °C como a temperatura ambiente e $P_o = 75$ kPa como a pressão atmosférica.

3.3.5.1 Componentes de exergia

Por causa da natureza desordenada e dependente da entropia dessas formas de energia, os componentes de exergia correspondentes só podem ser determinados considerando um sistema composto de duas partes, a corrente em consideração e o ambiente. Em princípio, pode-se determinar a exergia total derivada de formas desordenadas de energia em um dispositivo idealizado onde a corrente passaria por processos físicos e químicos enquanto interagia com o meio ambiente. É conveniente, no entanto, separar a exergia física \dot{E}_{ph} da exergia química \dot{E}_Q permitindo o cálculo dos valores de exergia usando tabelas de exergia química padrão (Kotas, 1985). Assim, a taxa de exergia \dot{E} é:

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_Q \quad (45)$$

Onde

\dot{E}_k : Exergia cinética [W]

\dot{E}_p : Exergia potencial [W]

\dot{E}_{ph} : Exergia física [W]

\dot{E}_Q : Exergia química [W]

A equação (45) também pode ser escrita em função das grandezas específicas $\varepsilon = \frac{\dot{E}}{\dot{m}}$ tendo como resultado a equação (46).

$$\varepsilon = \varepsilon_k + \varepsilon_p + \varepsilon_{ph} + \varepsilon_Q \quad (46)$$

A exergia física é o trabalho que pode ser obtido submetendo a substância a processos físicos reversíveis desde a temperatura e pressão do estado considerado, até o estado determinado pela pressão e temperatura do ambiente. A exergia química é o trabalho que pode ser obtido a partir de uma substância que se encontra à pressão e temperatura do ambiente, se atingir um estado de equilíbrio termodinâmico por meio de reações químicas (Kotas, 1985).

A exergia cinética e potencial podem ser completamente convertidas em trabalho, quando avaliadas em relação à condição ambiente. Assim, a exergia cinética e potencial são iguais à energia cinética e potencial. Para este trabalho, consideram-se desprezíveis componentes cinéticos e potenciais de exergia.

Para um gás ideal, a exergia física ε_{ph} específica assumindo o valor do calor específico a pressão constante invariante com a temperatura é dada pela seguinte equação (47):

$$\varepsilon_{ph} = c_{p_g} \cdot [T_g - T_0] - T_0 \cdot \left[c_{p_g} \cdot \ln\left(\frac{T_g}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P_g}{P_0}\right) \right] \quad (47)$$

Onde:

P_g : Pressão do gás de combustão [kPa]

R: Constante universal dos gases considerada igual a $8,314472 \left[\frac{J}{mol.K} \right]$

Os valores de exergia química molar do gás de combustão encontram-se em Kotas (1985).

Tabela 3.5: Exergia química molar do gás de combustão (Kotas, 1985):

Componente Químico	Exergia química [J/mol]
Metano CH ₄	$8,36510 \times 10^5$
Etano C ₂ H ₆	$1,50436 \times 10^6$
Propano C ₃ H ₈	$2,16319 \times 10^6$
Isobutano C ₄ H ₁₀	$2,81893 \times 10^6$
n-Butano C ₄ H ₁₀	$3,47705 \times 10^6$
Isopentano C ₅ H ₁₂	$4,13459 \times 10^6$
n-Pentano C ₅ H ₁₂	$2,75430 \times 10^5$
Hexano C ₆ H ₁₄	$2,0140 \times 10^6$
Hidrogeno H ₂	$1,1710 \times 10^4$
Nitrogênio N ₂	$7,20 \times 10^2$
Dióxido de Carbono CO ₂	$3,970 \times 10^6$

Neste trabalho, a substância de estudo consiste em uma mistura de gases, considerados como ideais, misturas de gás natural, ar e produtos de combustão. A exergia da mistura de gases é dada pela seguinte equação (48).

$$\tilde{\epsilon}_g = \sum_i x_i \cdot \tilde{\epsilon}_i + R \cdot T_0 \cdot \sum_i x_i \cdot \ln(x_i) \quad (48)$$

Onde:

$\tilde{\epsilon}_g$: Exergia da mistura gasosa $\left[\frac{J}{mol} \right]$

$\tilde{\epsilon}_i$: Exergia molar de cada composto da mistura de gás $\left[\frac{J}{mol} \right]$

Para o cálculo da exergia químico específico molar padrão para combustível gasoso, usa-se a expressão geral é dada pela equação (49) (Kaushik & Singh, 2014)

$$\epsilon_{fuel} = -\Delta G + \sum n_p \cdot \epsilon_{Ch,P} - \sum n_R \cdot \epsilon_{Ch,R} \quad (49)$$

Onde

ε_{fuel} : Exergia química específica molar do gás natural $\left[\frac{J}{mol}\right]$

ΔG : Alteração na função de Gibbs padrão igual a $-1,778 \times 10^6 \left[\frac{J}{mol}\right]$

$\varepsilon_{Ch,P}$: Exergia química específica molar dos produtos da combustão igual a $5,1953 \times 10^4 \left[\frac{J}{mol}\right]$

$\varepsilon_{Ch,R}$: Exergia química específica molar dos reagentes da combustão igual a $-9,09046 \times 10^5 \left[\frac{J}{mol}\right]$

3.3.5.2 Irreversibilidade e eficiência exergetica

A potência máxima de saída ou potência reversível é determinada a partir do balanço de exergia aplicado à caldeira inteira considerando o estado de referência com uma temperatura ambiente igual a T_o e assumindo que a taxa de variação em função do tempo da exergia no sistema da caldeira é zero devido ao regime permanente (Saidur, Ahamed, & Masjuki, 2010). Ela depende das taxas de irreversibilidade da caldeira que são dadas pelo somatório das taxas de irreversibilidade em cada passe.

$$\dot{I}_B = \sum_{i=1}^3 \dot{I}_i \quad (50)$$

Onde

\dot{I}_B : Irreversibilidade na caldeira [W]

\dot{I}_i : Irreversibilidade nos passes da caldeira [W]

A taxa de irreversibilidade no primer passe e dada pela seguinte equação:

$$\dot{I}_1 = \dot{m}_{fuel} \cdot \varepsilon_{fuel} + \dot{m}_{ar} \cdot \varepsilon_{ar} - \dot{m}_{1-g} \cdot \varepsilon_{1-g} + \dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_{0-H_2O} - \varepsilon_{2-H_2O}) \quad (51)$$

Onde

\dot{I}_1 : Taxa de irreversibilidade no primeiro passe [W]

\dot{m}_{fuel} : Vazão mássica do combustível $\left[\frac{kg}{s}\right]$

\dot{m}_{ar} : Vazão mássica do ar $\left[\frac{kg}{s}\right]$

\dot{m}_{1-g} : Vazão mássica do combustível no final do primer passe $\left[\frac{kg}{s}\right]$

\dot{m}_{H_2O} : Vazão mássica da água $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ε_{ar} : Exergia específica do ar $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{1-g} : Exergia específica do gás de combustão no final do primer passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{0-H_2O} : Exergia específica da água na entrada do primeiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{1-H_2O} : Exergia específica da água na saída do primeiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

A taxa de irreversibilidade no segundo passe e dada pela seguinte equação:

$$\dot{I}_2 = \dot{m}_{1-g} \cdot \varepsilon_{1-g} - \dot{m}_{2-g} \cdot \varepsilon_{2-g} + \dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_{1-H_2O} - \varepsilon_{2-H_2O}) \quad (52)$$

Onde

\dot{I}_2 : Taxa de irreversibilidade no segundo passe [W]

\dot{m}_{2-g} : Vazão mássica do combustível no final do segundo passe $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ε_{2-g} : Exergia específica do gás de combustão no final do segundo passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{2-H_2O} : Exergia específica da água na saída do segundo passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

A taxa de irreversibilidade no terceiro passe e dada pela seguinte equação:

$$\dot{I}_3 = \dot{m}_{2-g} \cdot \varepsilon_{2-g} - \dot{m}_{3-g} \cdot \varepsilon_{3-g} + \dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_{2-H_2O} - \varepsilon_{3-H_2O}) \quad (53)$$

Onde

\dot{I}_3 : Taxa de irreversibilidade no terceiro passe [W]

\dot{m}_{3-g} : Vazão mássica do combustível no final do terceiro passe $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ε_{3-g} : Exergia específica do gás de combustão no final do terceiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{3-H_2O} : Exergia da água na saída do terceiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

A eficiência para segunda lei para a caldeira é análoga a eficiência energética e pode ser escrita como:

$$\psi = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_s - \varepsilon_l)}{\dot{m}_{fuel} \cdot \varepsilon_{fuel}} \quad (54)$$

Onde:

ψ : Eficiência exergética da caldeira [-]

ε_s : Exergia específica do líquido saturado $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_l : Exergia específica do vapor saturado $\left[\frac{J}{kg}\right]$

3.4 Procedimento da solução

Foi escolhida uma estrutura sequencial - iterativa para a simulação da caldeira, sendo o algoritmo seguinte:

1. Leitura dos dados referentes a geometria da caldeira (diâmetro da câmara de combustão, segundo e terceiro passe, comprimento da caldeira, número de tubos no segundo e terceiro passe), as condições de operação (pressão de trabalho, temperatura e pressão ambiente) e a composição do combustível (fração molar do combustível, porcentagem de excesso de ar)
2. Determinação da reação de combustão completa do Gás Natural com a equação (4)
3. Cálculo do poder calórico inferior do combustível e perfil de liberação de calor ao longo da chama com as equações (12) a (13).
4. Para o primeiro volume de controle, assume-se a temperatura de início a temperatura ambiente considerando que o ar fresco entrando na caldeira não está impactada pela reação de combustão.
5. Cálculo das propriedades físico-químicas das misturas de gases:
 - Condutividade térmica com a equação (15)
 - Viscosidade dinâmica com a equação (17)
 - Calor específico com a equação (19)
 - Densidade com a equação (20)
 - Número de Prandtl com a equação (21)
6. Cálculo da fração de calor liberado no primeiro volume de controle com a equação (22) e (24)
7. Cálculo dos coeficientes de transferência de calor interno e externo
8. Cálculo da temperatura interna do tubo com a equação (29)

Critério de convergência

 - Temperatura interior na parede do tubo $T_{interno} > 273 K$
9. Cálculo da taxa de transferência de calor para o metal com a equação (28)
10. Cálculo da temperatura na saída com a equação (27)

Critério de convergência:

 - Temperatura na saída do gás de combustão $T_{out} > 273 K$

11. Para o $(i+1)$ -ésimo volume de controle, repetir as etapas 5 a 10 considerando como dado de entrada do i -ésimo volume de controle.

O esquema geral de cálculo para o modelo completo é mostrado na Figura 3.6.,

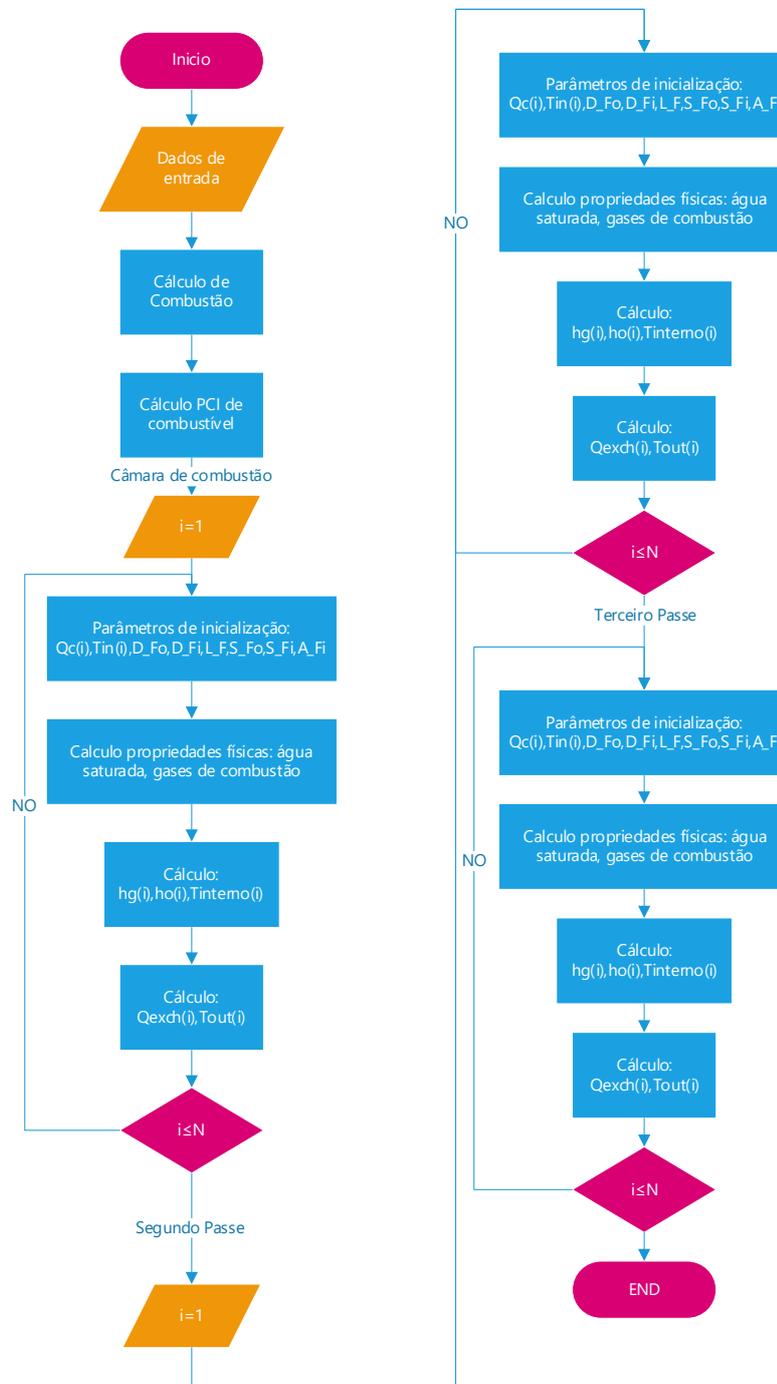


Figura 3.6: Esquema geral de cálculo para o modelo da caldeira flamotubular horizontal. (Elaboração própria)

3.5 Planejamento de experimentos

Dentro da teoria da otimização, um planejamento de experimentos é uma série de testes em que as variáveis de entrada são alteradas de acordo com uma determinada regra, a fim de identificar os motivos das mudanças na resposta de saída. De acordo com Montgomery “Os experimentos são realizados em quase todos os campos de investigação e são usados para estudar o desempenho de processos e sistemas. O processo é uma combinação de máquinas, métodos, pessoas e outros recursos que transforma alguma entrada em uma saída que tem uma ou mais respostas observáveis. Algumas das variáveis do processo são controláveis, enquanto outras variáveis são incontroláveis, embora possam ser controláveis para um teste. Os objetivos do experimento incluem: determinar quais variáveis são mais influentes na resposta, determinar onde definir as variáveis controláveis influentes de modo que a resposta esteja quase sempre perto do valor ideal desejado, de modo que a variabilidade na resposta seja pequena, de modo que o efeito de variáveis incontroláveis é minimizado.” (Cavazzuti, 2013).

Uma das sequências mais comuns é chamada de Planejamento Composto Central (CCD), também conhecido como planejamento composto central Box-Wilson. Ele é composto de um planejamento fatorial (pontos azuis nos vértices do quadrado na Figura 3.7), complementado por outros adicionais, como pontos centrais (pontos azuis de coordenada $(0,0)$) e pontos de um planejamento em estrela (pontos vermelhos). É comumente usados na metodologia de superfície de resposta para obter-se um modelo polinomial de segunda ordem robusto com interação de ordem dois para a resposta, sem a necessidade de usar um experimento fatorial de três níveis completo (Anthony, 2014).

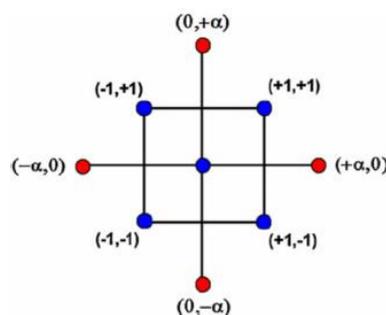


Figura 3.7: Representação esquemática de um planejamento composto central com duas variáveis

Se definirmos a distância do centro do domínio experimental, um ponto do planejamento fatorial possui coordenadas com níveis ± 1 para cada fator e a distância do centro do espaço de domínio experimental a um ponto do planejamento em estrela é $|\alpha| > 1$. A escolha do valor de α depende de algumas propriedades desejadas para o projeto e do número de fatores envolvidos (Heckert, 2002).

A resposta do planejamento de experimentos com análise de regressão múltipla em um modelo ajustado polinomial de segunda ordem é expressa na equação (56).

$$Y = \beta_0 + \sum \beta_i X_i + \sum \beta_{ii} X_i^2 + \sum \beta_{ij} X_i \cdot X_j \quad (55)$$

Onde

Y : Resposta prevista [–]

β_0 : Coeficiente de interceptação ou termo constante [–]

β_i : Coeficiente do efeito linear da variável i [–]

β_{ii} : Coeficiente do efeito quadrático da variável i [–]

β_{ij} : Coeficiente do termo de interação (ou retangular) entre as variáveis i e j [–]

4 Objeto de estudo e metodologia

4.1 Descrição da caldeira estudada

Para este trabalho, serão analisadas duas caldeiras flamotubulares de 3 passes com capacidade de produção de 1.500 kg/hr. de vapor (Figura 4.1), fabricada pela empresa boliviana PROMAQ I + D LTDA.



Figura 4.1: Vista frontal de uma das caldeiras flamotubulares de 3 Passes estudadas nesse trabalho

A Figura 4.1 mostra a primeira caldeira a ser estudada que corresponde à caldeira da empresa PIO RICO. As especificações técnicas das duas caldeiras a serem estudadas se encontram-se na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Especificações técnicas das caldeiras (Elaboração própria)

Descrição	Dimensão
Tipo de caldeira	Caldeira Flamotubular
Tipo de caixa de giro	Não submersa
Número de passes	3 [-]
Diâmetro câmara de combustão	650 [mm]
Espessura da câmara de combustão	16 [mm]
Comprimento efetivo da câmara de combustão	2415 [mm]
Diâmetro interno dos tubos	52,5 [mm]
Espessura da parede do tubo	3,9 [mm]
Comprimento efetivo dos tubos	2415 [mm]
Número de tubos do segundo passe	72 [-]
Número de tubos no terceiro passe	56 [-]
Diâmetro total do cilindro do corpo da caldeira	1,61 [m]
Espessura do tijolo refratário	288 [mm]
Material	Aço carbono SAE 1010

As especificações técnicas das duas caldeiras são idênticas, porém as diferenças ficam nos parâmetros de operação, as especificações são obtidas pela empresa PROMAQ I+D.

Caldeira 1

A primeira caldeira estudada é instalada na empresa PIO RICO com parâmetros de operação na Tabela 4.2, a empresa é localizada na cidade de Cochabamba - Bolívia.

Tabela 4.2: Dados de operação da caldeira PIO RICO (Elaboração própria)

Item	Descrição
Pressão de trabalho (absoluta)	6200 [kPa]
Capacidade da caldeira	1500 [kg/h]
Temperatura da água de alimentação	20 [°C]
Vazão de combustível (Gás Natural)	0,024 [kg/s]
Excesso de ar	19 %

Caldeira 2

A segunda caldeira a ser modelada está instalada no hotel TOLOMA com parâmetros de operação na Tabela 4.3, o hotel de quatro estrelas e localizado na cidade de Cochabamba - Bolívia, que utiliza o vapor gerado pela caldeira para manter a água aquecida em termo tanques.

Tabela 4.3: Dados de operação da caldeira Hotel TOLOMA (Elaboração própria)

Item	Descrição
Pressão de trabalho (absoluta)	2000 [kPa]
Capacidade da caldeira	1500 [kg/h]
Temperatura da água de alimentação	20 [°C]
Vazão de combustível (Gás Natural)	0,023 [kg/s]
Excesso de ar	19 %

As diferenças de operação entre as duas caldeiras são: pressão de trabalho e vazão de combustível

4.2 Coleta de dados experimentais

O objetivo da parte experimental foi realizar medições de temperatura nas saídas da câmara de combustão, segundo passe, e terceiro passe das caldeiras,

respectivamente. Esses dados foram utilizados para a validação do modelo numérico.

4.2.1 Bancada experimental

No início, foram solicitados os materiais necessários para a medição das temperaturas nas saídas de cada etapa da caldeira, estes materiais são:

- Uma caixa de controle: onde será montado o circuito para as medições das temperaturas da caldeira (Figura 4.2).



Figura 4.2: Caixa de controle de temperatura

A caixa contém os 3 controladores de temperatura com seus respectivos interruptores.

- Controlador de temperatura (Três)
É um instrumento utilizado para controle de temperatura, ele recebe uma entrada de um sensor de temperatura para mostrar a temperatura do sensor.

Marca: NOVUS

Modelo: N1030T

- Um termopar tipo K
Um termopar é um sensor para medição de temperatura. É composto de dois metais diferentes, unidos em uma extremidade. Quando a união dos dois metais é aquecida ou resfriada, é produzida uma tensão proporcional à temperatura. As ligas de termopar são comumente disponíveis como fio. O termopar Tipo K (Figura 4.3) tem uma faixa de medição de -200 °C até +1372 °C.

Marca: INTELECTRIC

Modelo: Tipo K

Resolução: ± 1 °C



Figura 4.3: Termopar Tipo K

- Dois termopares tipo J

A diferença do Tipo K o Tipo J (Figura 4.4) tem uma faixa de medição de 0 °C até +550 °C.

Marca: INTELECTRIC

Modelo: Tipo J

Resolução: ± 1 °C



Figura 4.4: Termopar Tipo J

4.2.2 Procedimento para a aquisição de dados

Para fazer as medições, a caixa de controle de temperatura foi instalada e os sensores de temperatura foram colocados na caldeira como e mostrado na Figura 4.5.

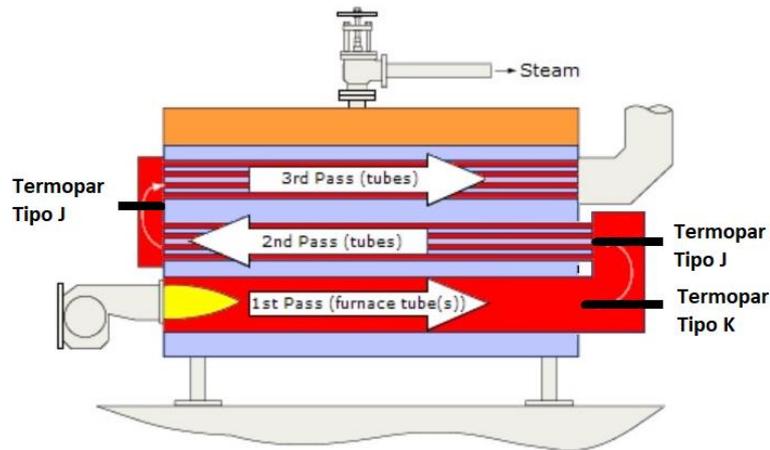


Figura 4.5: Posição dos sensores na caldeira de estudo

Antes de ligar a caldeira, deve-se revisá-la que esteja cheia de água até o ponto indicado pelo visor de nível. Caso contrário, o controle de nível de água impedirá que o queimador da caldeira seja ligado. Um sinal seria enviado para a bomba de alimentação da caldeira para ela ligar até que o nível de água adequado seja alcançado. Quando a caldeira tem o nível de água adequado, o controle de nível abre um circuito que fará com que a bomba de alimentação da caldeira desligue e feche outro circuito que fará com que o queimador acenda automaticamente queimando gás natural boliviano. O queimador possui uma fotocélula capaz de detectar quando não há chama para comandar o desligamento da válvula solenoide de combustível e do ventilador do queimador.

Uma vez o queimador em funcionamento, a caldeira eleva a temperatura da água até a temperatura de ebulição e, portanto, aumenta a pressão no seu interior. A pressão de trabalho da caldeira pode ser regulada de acordo a fabricação da caldeira. O sensor de pressão da caldeira envia um sinal para desligar automaticamente o queimador quando a pressão atingir o valor predefinido. O referido equipamento de controle permite estabelecer uma determinada variação de pressão acima e abaixo da pressão de operação da caldeira. Assim, quando o equipamento estiver gerando vapor de forma contínua (estado estável), a pressão estará variando entre o valor máximo e mínimo que foi estabelecido no regulador de pressão, para o qual é necessário estar enviando automaticamente um sinal ao queimador para acender quando a pressão for mínima e apagar quando a pressão for máxima.

Em caso de falha do regulador de pressão, existem na parte superior da caldeira válvulas de segurança reguladas à pressão de trabalho da caldeira, que se abrem quando essa pressão é ultrapassada. A pressão de evaporação é imposta pelo ponto de ajuste da pressão da lógica de controle. A produção de vapor decorre então da razão entre a transferência total de calor e a energia específica necessária para aquecer a água de alimentação para o vapor saturado.

Uma vez que o equipamento está gerando vapor, de forma contínua ou não, será necessária a reposição da água que está sendo consumida. Se o nível de água cair moderadamente, fecha-se o circuito que energiza a bomba de alimentação da caldeira para reabastecer a água. Durante este processo, o queimador não é desenergizado, isto significa que se estava ligado quando a bomba de alimentação foi acionada, permanecerá aceso durante todo o processo de reposição de água. O contrário ocorre quando o nível de água na caldeira desce abaixo de um limite mínimo pré-estabelecido, pois neste caso não só se liga a bomba de alimentação como também se desliga o queimador da caldeira automaticamente.

O procedimento experimental iniciou-se quando o manômetro da caldeira chegou ao estado de regime permanente com uma pressão de trabalho de 6,2 bar para caldeira 1 e 2 bar para a caldeira 2. A continuação se procedeu com à coleta de temperaturas na saída de cada passe.



Figura 4.6: Medição de temperatura na Caldeira 1- PIO RICO.

Na Figura 4.6, pode ser observado a instrumentação necessária a coleta das temperaturas na saída da câmara de combustão e no terceiro passe.

A coleta de temperaturas foram coletadas em uma situação mas próxima ao regime permanente da caldeira devido a que a caldeira desliga quando chega na pressão de trabalho porem do lado da agua se atinge ao regime permanente com a capacidade do vapor desejado, considerando a parte do lado do gás ainda está com características do gás vindo do período de combustão.

Esses dados foram coletados para uma condição experimental visando exclusivamente na validação do modelo numérico; assim, não houve coleta de dados para a planejamento de experimentos para quais foram usados um conjunto de simulações.

O método para fazer medições foi a partir da tomada simultânea de medições.

4.2.3 Dados obtidos

Os dados obtidos de temperatura na saída dos passes da caldeira podem ser consultados na Tabela 4.4 e Tabela 4.5.

Tabela 4.4:Dados da medição da Caldeira 1

Caldeira 1 - PIO RICO				
Pressão [kPa]	Pressão [BAR]	Final do 1ro passe [°C]	Final do 2do passe [°C]	Final do 3ro passe [°C]
620	6.2	873	444	273
620	6.2	833	462	243
Média		853	453	258

Se conseguiu fazer duas coletas de temperatura nas saídas de cada passe, para poder fazer a validação do modelo se cálculo uma média entre os dois valores.

Tabela 4.5:Dados da medição da Caldeira 2

Caldeira 2 - Hotel Toloma				
Pressão [kPa]	Pressão [BAR]	Final do 1ro passe [°C]	Final do 2do passe [°C]	Final do 3ro passe [°C]
200	2	831	430	245

Para a caldeira 2, apenas uma coleta de dados de temperatura pode ser realizada.

4.2.4 Análise de incerteza

Neste trabalho, não foram retiradas amostras suficientes para realizar a análise de incerteza do tipo A que é obtido a partir de um conjunto de amostras, utilizando estimadores amostrais para a média e para o desvio padrão.

Cálculo da incerteza do tipo B

Para este trabalho a resolução do equipamento de medição foi tomada conforme mostrado na Tabela 4.6 com aqueles valores, a análise de incerteza do tipo B foi realizada para cada instrumento conforme mostrado abaixo.

Tabela 4.6: Resolução dos equipamentos usados (elaboração própria)

Instrumento	Resolução
Termopar tipo J	1 [°C]
Termopar tipo K	1 [°C]

Incerteza do tipo B, associada ao termopar Tipo K e Tipo J, instrumento utilizado para medir a Temperatura dos gases de combustão da caldeira no final da câmara de combustão, segundo e terceiro passe.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{12}} = 0,289 \quad (56)$$

Para o cálculo da incerteza combinada para a temperatura no final da câmara de combustão, segundo e terceiro passe, se tem a seguinte equação.

$$\mu_T = \sqrt{(\mu * \sqrt{12} * coef_{sens})^2} \quad (57)$$

Onde:

μ : Incerteza do tipo B associada ao termopar Tipo K e Tipo J [°C]

$coef_{sens}$: Coeficiente de sensibilidade [-]

Tendo os seguintes resultados mostrados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Cálculo da incerteza combinada para Termopar tipo K

Resultados		
Incerteza combinada	3,46	[°C]
95% confiabilidade K	1,65	[-]
Incerteza. Expandida.	5,70	[°C]

Com o cálculo da incerteza combinada e com um 95% de confiabilidade se tem o resultado da incerteza expandida de $\pm 5,70$ [°C].

4.3 Simulação numérica

Já com o simulador da caldeira flamotubular de três passes modelado, se desenvolve uma metodologia para estudar seus parâmetros. A simplicidade da rotina do EES torna fácil alterá-los. Assim, o estudo da sensibilidade de múltiplos parâmetros é simples de implementar, mas não tão simples de interpretar.

Para o teste de malha, foram testadas malhas regulares com até 800 volumes em cada passe (câmara de combustão, segundo e terceiro passe) para verificar o comportamento da temperatura.

Para a avaliação, foram testadas 12 combinações de correlações de transferência de calor do lado do gás e da água, para câmara de combustão: Gnielinski – Gorenflo, Gnielinski – Cornwell, para segundo e terceiro passe: Gnielinski-Gorenflo com fator de correção, Gnielinski-Cooper com fator de correção, Gnielinski-Fritz com fator de correção, Gnielinski-Gorenflo, Gnielinski-Cooper, Gnielinski-Fritz, Gnielinski-Gorenflo com fator de correção, Gnielinski-Cooper com fator de correção, Gnielinski-Fritz com fator de correção, Gnielinski-Gorenflo, Gnielinski-Cooper, Gnielinski-Fritz para verificar o comportamento do parâmetro temperatura.

Além disso, o simulador fornece três parâmetros de desempenho (eficiência energética, exergética e taxa de irreversibilidade) para análise, o que aumenta significativamente os dados a serem estudados e as interpretações a serem feitas. Assim, para estudar a sensibilidade dessas grandezas ao design da caldeira, foi analisado o impacto dos seguintes parâmetros geométricos: Diâmetro do tubo no passo 1, diâmetro dos tubos nos passos 2 e 3, comprimento da caldeira, número de tubos no passe 2, número de tubos no passe 3 e porcentagem de excesso de ar na combustão.

Os parâmetros geométricos e de desempenho a serem analisados são: mostrados na Tabela 4.8 e Tabela 4.9. Para cada parâmetro de desempenho, a influência de todos os fatores e suas relações lineares são estudadas.

Tabela 4.8: Parâmetros geométricos variáveis

Símbolo	Variável	Unidade
X1	D_{Fo} Diâmetro do tubo no passo 1	[m]
X2	D_{To} Diâmetro dos tubos nos passes 2 e 3	[m]
X3	L_F Comprimento da caldeira	[m]
X4	N_{tub2} Número de tubos no passe 2	[-]
X5	N_{tub3} Número de tubos no passe 3	[-]
X6	% Excesso de ar	[%]

Tabela 4.9: Parâmetros de desempenho

Símbolo	Variável	Unidade
Y1	η Eficiência energética Equação.(31)	[%]
Y2	ψ Eficiência exergética Equação.(54)	[%]
Y3	\dot{I}_B Taxas de irreversibilidade Equação.(50)	[W]

Agora que sabemos as propriedades desejadas do planejamento de experimentos e o número de fatores envolvidos, podemos calcular o número total de simulações. Esses cálculos são mostrados na Tabela 4.10.

Tabela 4.10: CCD Número de experimentos com 6 fatores ($k = 6$)

Tipo	Número de simulações
Planejamento fatorial fracionário (2^{k-1})	32
Planejamento em estrela ($2k$)	12
Pontos centrais (n_c)	1
Total	45

Os valores escolhidos para a distância entre o ponto central são apresentados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11: Valores dos fatores CCD (6 fatores)

Fatores	-1	0	+1
Diâmetro do tubo no passo 1	0,5	0,6	0,7
Diâmetro dos tubos nos passes 2 e 3	0,05	0,0525	0,055
Comprimento da caldeira	2	2,25	2,5
Número de tubos no passe 2	67	72	77
Número de tubos no passe 3	51	56	61
Excesso de ar	9	19	29

A Tabela 4.12 mostra os valores dos fatores (em termos de variáveis centralizadas reduzidas) para cada um dos 45 testes.

Tabela 4.12: Testes Planejamento Composto Central do projeto

Teste	X1	X2	X3	X4	X5	X6
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	1	1
3	-1	-1	-1	1	-1	1
4	-1	-1	-1	1	1	-1
5	-1	-1	1	-1	-1	1
6	-1	-1	1	-1	1	-1
7	-1	-1	1	1	-1	-1
8	-1	-1	1	1	1	1
9	-1	1	-1	-1	-1	1
10	-1	1	-1	-1	1	-1
11	-1	1	-1	1	-1	-1
12	-1	1	-1	1	1	1
13	-1	1	1	-1	-1	-1
14	-1	1	1	-1	1	1
15	-1	1	1	1	-1	1
16	-1	1	1	1	1	-1
17	1	-1	-1	-1	-1	1
18	1	-1	-1	-1	1	-1
19	1	-1	-1	1	-1	-1
20	1	-1	-1	1	1	1
21	1	-1	1	-1	-1	-1
22	1	-1	1	-1	1	1
23	1	-1	1	1	-1	1

Teste	X1	X2	X3	X4	X5	X6
24	1	-1	1	1	1	-1
25	1	1	-1	-1	-1	-1
26	1	1	-1	-1	1	1
27	1	1	-1	1	-1	1
28	1	1	-1	1	1	-1
29	1	1	1	-1	-1	1
30	1	1	1	-1	1	-1
31	1	1	1	1	-1	-1
32	1	1	1	1	1	1
33	-1	0	0	0	0	0
34	1	0	0	0	0	0
35	0	-1	0	0	0	0
36	0	1	0	0	0	0
37	0	0	-1	0	0	0
38	0	0	1	0	0	0
39	0	0	0	-1	0	0
40	0	0	0	1	0	0
41	0	0	0	0	-1	0
42	0	0	0	0	1	0
43	0	0	0	0	0	-1
44	0	0	0	0	0	1
45	0	0	0	0	0	0

A fim de avaliar a qualidade dos modelos e interpretar o papel de cada uma das variáveis, serão apresentados: o valor dos coeficientes, os coeficientes de determinação da regressão, o gráfico de Pareto, o perfil de valores observados em função dos valores previstos e a distribuição dos resíduos, para cada parâmetro de desempenho considerado como resposta. O gráfico de Pareto destaca os fatores em ordem decrescente do mais significativo até o menos significativo. No gráfico, a linha vermelha indica se o fator tem um efeito estatisticamente significativo na resposta. Um valor de p baixo, ou seja, $p < 0,05$, significa que o fator possui nível de significância menor de 5%. Definimos que um fator é significativo se $p > 0,05$.

Todos os cálculos associados ao planejamento de experimentos foram realizados no software Statistica (Versão 12).

5 Resultados e discussão

5.1 Validação das correlações para as propriedades físico-químicas e termodinâmicas

Para a validação do poder calorífico inferior (PCI) do gás natural, a rotina no modelo foi testada composições simples de gás natural obtidas e comparadas com os valores de referência Perry (1992). comparando os resultados da rotina com os valores de referência, observa-se um erro relativo máximo igual a 5,54%

Para a validação da rotina no modelo da exergia química do gás natural, foram testadas composições volumétricas de várias amostras de gás natural (Tabela 5.1) obtidas no trabalho de Kaushik e Singh (2014).

Tabela 5.1: Erro relativo da exergia química do combustível

Composição [%]	Valor calculado $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$	Valor da literatura $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$	Erro relativo [%]
77,4 CH ₄ 11,7 C ₂ H ₆ 8,5 C ₃ H ₈ 1,3 C ₄ H ₁₀ 1,1 N ₂	1,065 × 10 ⁶	1,0436 × 10 ⁶	2,05
67,4 CH ₄ 16,8 C ₂ H ₆ 15,8 C ₃ H ₈ 0 C ₄ H ₁₀ 0 N ₂	1,175 × 10 ⁶	1,1578 × 10 ⁶	1,49
60,1 CH ₄ 14,8 C ₂ H ₆ 13,4 C ₃ H ₈ 4,2 C ₄ H ₁₀ 7,5 N ₂	1,156 × 10 ⁶	1,1331 × 10 ⁶	2,02

Observasse na Tabela 5.1 um erro relativo máximo no modelo da exergia química do gás natural igual a 2,05%, considerado como um resultado robusto.

Para a validação das correlações da condutividade e da viscosidade de misturas gasosas, foram testados exemplos de Reid (1987) como e mostrado na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Erro relativo da condutividade e viscosidade de mistura gasosas

	Composição [%]	Valor calculado $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$	Valor da literatura $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$	Erro relativo [%]
Condutividade	75,5 CH ₄ 24,5 CO ₂	$5,16 \times 10^{-2}$	$5,08 \times 10^{-2}$	1,57
Viscosidade	69,7 CH ₄ 30,3 C ₄ H ₁₀	$9,22 \times 10^1$	$9,23 \times 10^1$	0,02

Se pode observar na Tabela 5.2 um erro relativo máximo para a condutividade de 1,57% e para a viscosidade um erro de 0,02 0%.

5.2 Teste de malha e validação do modelo com os dados experimentais

Com o modelo matemático pronto para a caldeira 1 com dados operacionais descritos na Tabela 4.2 e os valores de temperatura experimentais na Tabela 4.4, um teste de malha foi realizado para verificar o comportamento da temperatura no final da chama e para cada passe (câmara de combustão, segundo e terceiro passe) a fim de definir para cada passe o comprimento do volume de controle, ou seja, o número de volumes de controle.

Devido ao fato que a literatura descreve duas opções de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção interno, foram testadas ambas (correlações de Gnielinski da equação (36) e de Petukhov da equação (37), respectivamente) tanto para a câmara de combustão, quanto para o segundo e terceiro passe.

Para a câmara de combustão, encontram-se na literatura duas opções de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo (correlações de Gorenflo da equação (41) e de Cornwell da equação (40), respectivamente) e três correlações para o feixe de tubos (correlações de Gorenflo - equação (41), Cooper - equação (44) e Fritz - equação (45), respectivamente) ao qual tem-se a possibilidade de acrescentar um fator de correção descrito na equação (43). Assim, existem doze combinações no total para determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção externo.

Os resultados do teste de malha para a combinação de correlações Petukhov – Gorenflo, correlações de transferência de calor interno e externo respectivamente para a câmara de combustão e para o feixe de tubos encontram-se na Figura 5.1.

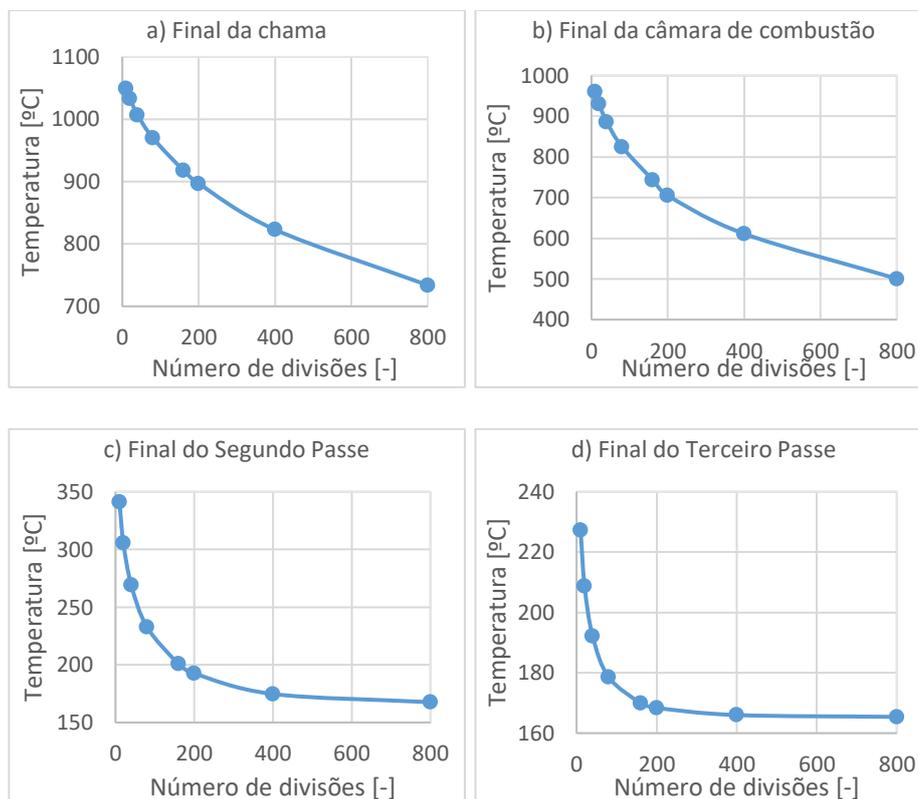


Figura 5.1: Variação de temperatura a) no final da chama, b) da câmara de combustão, c) do segundo passe e d) do terceiro passe em função do número de divisões do volume de controle usando a correlação de Petukhov

Pode-se observar os valores de temperatura no final da chama e para cada passe comparados com os valores experimentais para câmara de combustão 853 °C, segundo passe 453 °C e finalmente para terceiro passe 258 °C, os valores da simulação estão muito abaixo da realidade, também se tem uma falta de convergência na temperatura para o final da chama e final na câmara de combustão, mesmo simulando com grandes quantidades de volume de controle. Isso pode se explicar pela avaliação excessiva da troca de calor no primeiro passe com a correlação de Petukhov.

Para a segunda combinação de correlações Gnielinski – Gorenflo, obtém-se os resultados apresentados na Figura 5.2 para câmara de combustão e para o feixe de tubos.

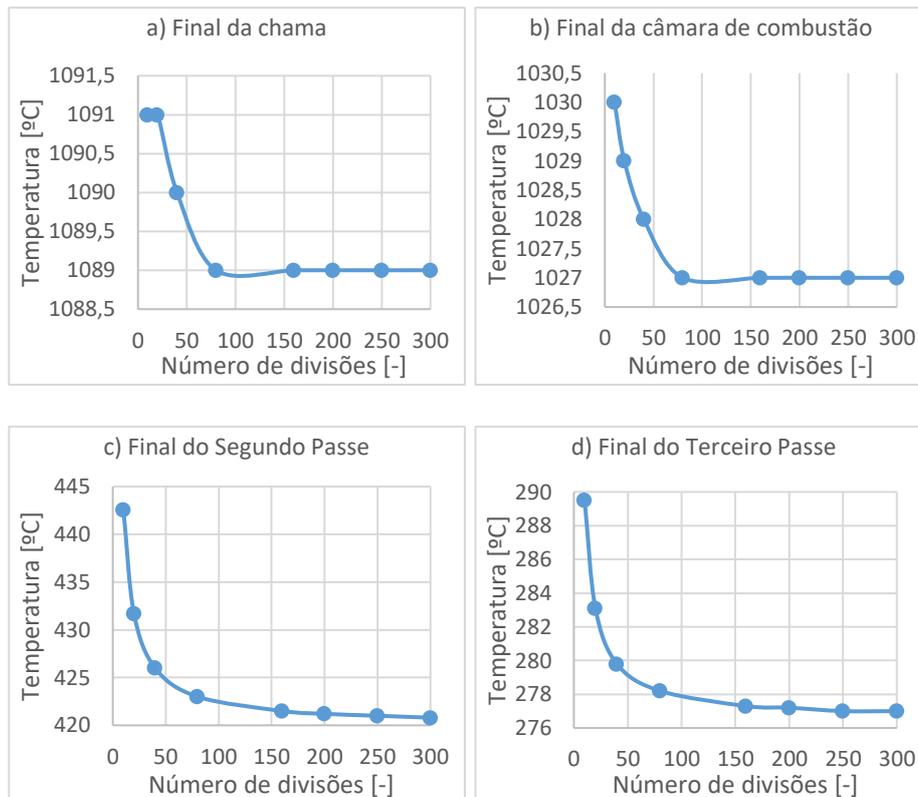


Figura 5.2: Variação de temperatura a) no final da chama, b) da câmara de combustão, c) do segundo passe e d) do terceiro passe em função do número de divisões do volume de controle usando a correlação de Gnielinski

Para a temperatura no final do comprimento da chama, observa-se que a temperatura se estabiliza em torno de 1089 °C para uma divisão de 80 volumes de controle. Similarmente, para o último volume da câmara de combustão, observa-se que a temperatura se estabiliza em torno de 1027 °C para uma divisão de 80 volumes de controle. Para a temperatura no último volume do segundo e terceiro passe, observa-se que a temperatura se estabiliza em torno de 422 °C e 277 °C, respectivamente, para uma divisão de 200 volumes de controle. Importante notar que os valores discrepantes vão caindo de um passe a outro, baseado no valor experimental o valor medido no final foi de 853 °C para a câmara de combustão, 453 °C para o segundo passe e 258 °C para o terceiro passe.

Assim, a correlação que melhor se adapta para o coeficiente de troca de calor interno e Gnielinski já que as temperaturas têm uma variação de acordo com a realidade. Na Tabela 5.3, é mostrado as 12 combinações para o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo.

Tabela 5.3: Combinações para o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo.

	Câmara de combustão		Feixe de tubos	
	Coef. Interno	Coef. Externo	Coef. Interno	Coef. Externo
	Gnielinski	Gorenflo	Gnielinski	Gorenflo (fator)
				Cooper (fator)
				Fritz (fator)
				Gorenflo
				Cooper
				Fritz
		Cornwell	Gnielinski	Gorenflo (fator)
				Cooper (fator)
				Fritz (fator)
				Gorenflo
				Cooper
				Fritz

São apresentados a seguir os resultados do teste de malha para as 12 combinações para o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo.

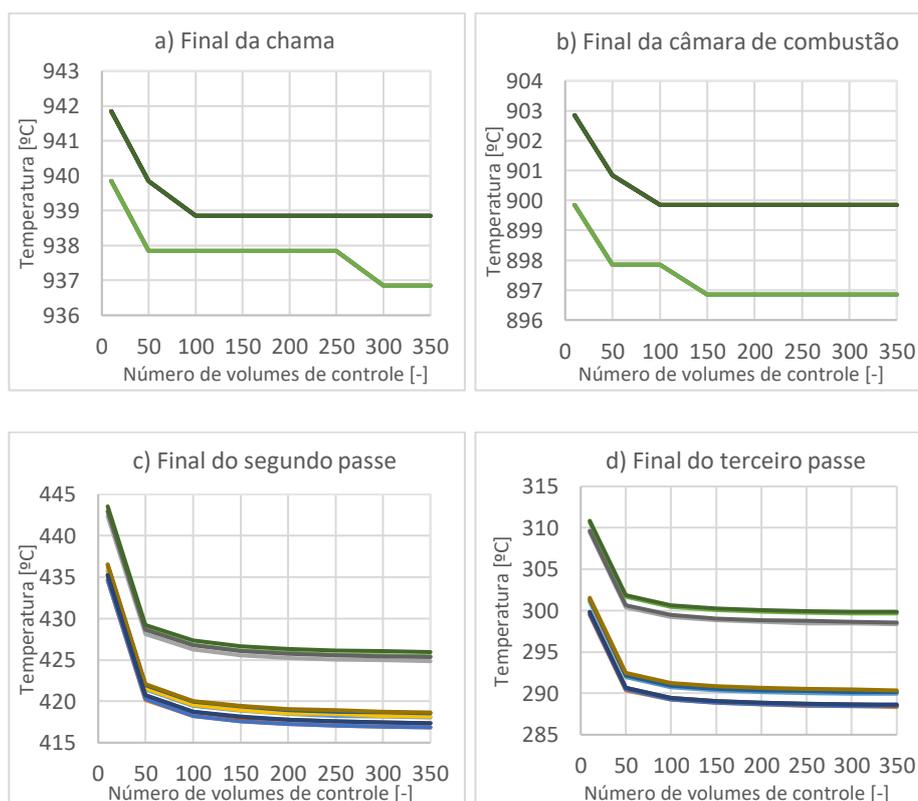


Figura 5.3: Variação de temperatura a) final da chama, b) câmara de combustão, c) segundo passe e d) terceiro passe em função do número de divisões de volume de controle usando doze opções de correlações

No gráfico a) No final da chama e b) câmara de combustão se mostra só duas correlações das 12 combinações, porém se tem superposição, se deve porque para a câmara de combustão só se tem duas combinações que são Gnielinski - Gorenflo e Gnielinski – Cornwell para coeficiente de transferência de calor interno e externo respectivamente. Observar-se na figura que a partir de 200 divisões de volumes de controle o impacto do volume não é mais significativo na temperatura.

Comparando os resultados do gráfico com os valores experimentais para a escolha da melhor correlação para o coeficiente externo de transferência de calor, observa-se na Figura 5.3 que a melhor correlação que se adequa ao modelo para a câmara de combustão é a correlação de Gorenflo e a correlação de Fritz sem fator de correção para o feixe de tubos, utilizando 200 volumes de controle.

Para a validação do modelo consiste em comparar a temperatura prevista do gás nas saídas de cada passe com os dados operacionais das duas caldeiras (Caldeira 1 e Caldeira 2). Se pode observar na Figura 5.4, a comparação entre as temperaturas medidas experimentalmente da Caldeira 1 (Pio Rico) com os dados obtidos do modelo matemático.

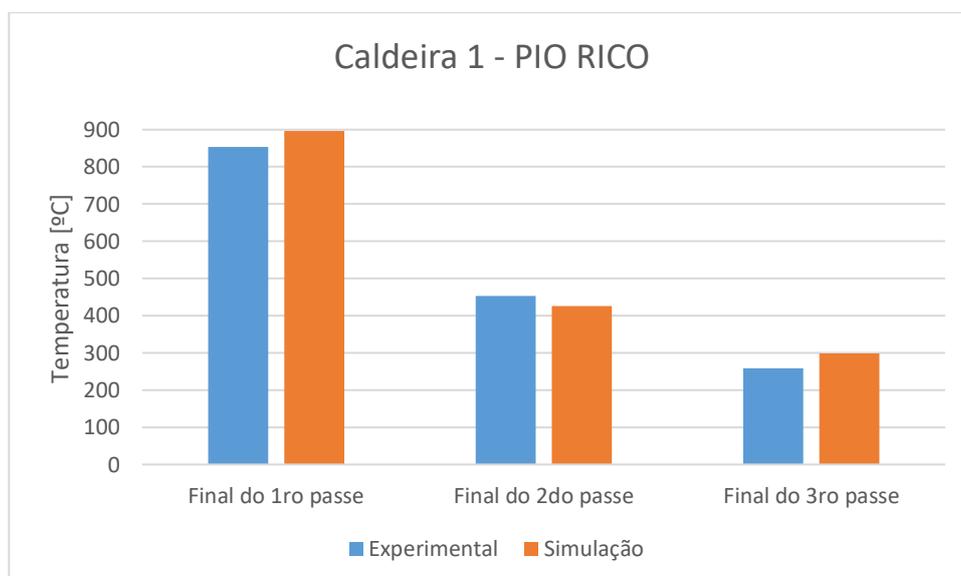


Figura 5.4: Temperaturas no final de cada passe com os valores medidos da Caldeira 1 e os valores obtidos do modelo matemático

Na figura, pode ser observada a diferença de temperatura entre os valores experimentais e o modelo no primeiro passe de 44 °C, no segundo passe de 27 °C e por último para o terceiro passe de 40 °C.

Similarmente, pode-se observar na Figura 5.5 a comparação entre as temperaturas medidas experimentalmente da Caldeira 2 (Hotel Toloma) com os dados obtidos do modelo matemático.

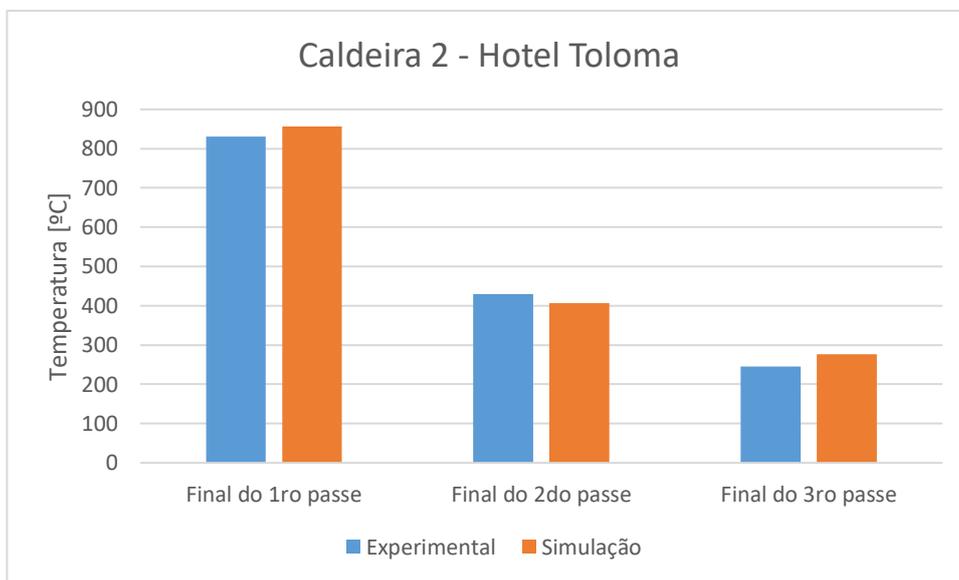


Figura 5.5: Temperaturas no final de cada passe com os valores medidos da Caldeira 2 e os valores obtidos do modelo matemático

A partir da figura se tem a diferença de temperatura entre os valores experimentais e o modelo no primeiro passe de 26 °C, no segundo passe de 23 °C e por último para o terceiro passe de 31 °C.

Importante notar que para as duas caldeiras não foram consideradas perdas nas caixas de giro então com exceção do segundo passe, a troca de calor sempre será menor comparado com o caso real.

Devido a capacidade da adaptação do modelo com a mudança de pressão, espera-se encontrar no caso da caldeira 2 (Hotel Toloma) uma temperatura menor e os resultados do modelo estão coerentes quando comparado com o caso da Caldeira 1 (Pio Rico).

5.3 Análise paramétrica no objetivo da otimização da eficiência da caldeira

Para a análise paramétrica no modelo matemático da caldeira, são analisados os impactos respectivos de 6 parâmetros (Tabela 4.8) na eficiência energética, exergética e nas taxas de irreversibilidade através da execução de um planejamento de experimentos de tipo composto central.

Na Tabela 5.4, encontram-se os resultados das simulações para as 45 combinações dos parâmetros no cálculo da eficiência energética, eficiência exergética e taxa de irreversibilidade.

Tabela 5.4: Resultados das simulações numéricas para a eficiência energética, eficiência exergética e taxa de irreversibilidade

#	Eficiência energética [%]	Eficiência exergética [%]	Taxa de irreversibilidade [W]
1	75,51	18,01	914000
2	71,68	16,77	925500
3	71,71	16,78	925600
4	76,67	18,41	914100
5	75,16	17,89	926600
6	79,64	19,50	913300
7	79,66	19,51	913300
8	76,17	18,24	926500
9	70,49	16,42	924600
10	75,70	18,08	914000
11	75,75	18,09	914100
12	71,81	16,81	925600
13	78,79	19,18	913800
14	75,19	17,90	926600
15	75,22	17,97	926700
16	79,76	19,55	913200
17	71,17	16,62	925200
18	76,21	18,25	914200
19	76,25	18,27	914300
20	72,40	16,99	926000
21	79,28	19,36	913600
22	75,76	18,10	926600
23	75,78	18,10	926600
24	80,18	19,70	913000
25	75,23	17,91	914000
26	71,26	16,65	925200
27	71,30	16,66	925400
28	76,43	18,33	914200

29	74,74	17,75	926700
30	79,37	19,40	913500
31	79,40	19,41	913600
32	75,81	18,11	926600
33	75,73	18,09	920900
34	75,83	18,12	920900
35	76,01	18,18	920900
36	75,58	18,03	920900
37	73,69	17,40	920400
38	77,48	18,70	920600
39	75,48	18,00	920900
40	76,05	18,20	920900
41	75,50	18,01	920900
42	76,04	18,19	920900
43	77,93	18,87	914100
44	73,68	17,40	926500
45	75,78	18,10	920900

Os resultados para a caldeira flamotubular de 3 passes apresentam valores entre 70,49% e 80,18% para a eficiência energética e entre 16,42% e 19,70% para a eficiência exergética e, por último, para a taxa de irreversibilidade, tem-se valores na faixa de 913,0 e 926,7 kW.

Tabela 5.5: Resultados de eficiências na literatura

Capacidade de produção de vapor [Tn/hr]	Eficiência energética [%]	Eficiência exergética [%]	Taxa de Irreversibilidade [%]	Referência
3	72,46	24,89	52	Saidur e Ahamed (2010)
637,8	85	41	Não identificado	Pattanayak e Ayyagari S (2014)
Não identificado	82	33	Não identificado	Terhan e Comakli (2017)
Não identificado	65	Não identificado	Não identificado	Zeng, Yang e Oye (1999)
10	83,79	27,97	Não identificado	Zhang, Henan, Zaihai, Jintong, e Xiaozhuang (2018)
11,6	85,29	13,41	Não identificado	
1,1	70,49 – 80,18	16,42 – 19,70	71,37 – 72,44	Neste Estudo

Comparando qualitativamente com os dados da literatura (Tabela 5.5), é possível observar de forma geral que os resultados da simulação apresentam ordem de grandeza sem discrepância com a literatura previa, porém quantitativamente a discrepância com a literatura devido que a capacidade e a geometria da caldeira e diferente.

5.3.1 Eficiência energética

A partir dos valores de simulação de eficiência energética, foram ajustados os coeficientes do modelo polinomial pelo método dos mínimos quadrados conforme a equação (58), que apresenta valor de R^2 igual a 1 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99999.

$$\begin{aligned}
 Y_{\eta} = & 75,77844 + 0,05176X_1 + 0,00172X_1^2 - 0,21794X_2 \\
 & + 0,01672X_2^2 + 1,88618X_3 - 0,19328X_3^2 + 0,28500X_4 \\
 & - 0,01328X_4^2 + 0,26882X_5 - 0,00828X_5^2 - 2,13029X_6 \\
 & + 0,02672X_6^2 + 0,00000X_1X_2 - 0,00625X_1X_3 \\
 & - 0,00188X_1X_4 - 0,00188X_1X_5 - 0,00250X_1X_6 \\
 & + 0,00875X_2X_3 + 0,00938X_2X_4 + 0,00687X_2X_5 \\
 & - 0,03250X_2X_6 - 0,03187X_3X_4 - 0,02812X_3X_5 \\
 & + 0,11500X_3X_6 - 0,00875X_4X_5 + 0,01187X_4X_6 \\
 & + 0,01313X_5X_6
 \end{aligned} \tag{58}$$

Onde

Y_{η} : Modelo polinomial para eficiência energética

X_1 : Diâmetro do tubo no passe 1 [m]

X_2 : Diâmetro dos tubos nos passes 2 e 3 [m]

X_3 : Comprimento da caldeira [m]

X_4 : Número de tubos no passe 2 [-]

X_5 : Número de tubos no passe 3 [-]

X_6 : Excesso de ar [%]

A Figura 5.6 mostra o diagrama de Pareto que permite avaliar quais parâmetros tem efeito significativo na eficiência energética, classificando-os por ordem decrescente de influência.

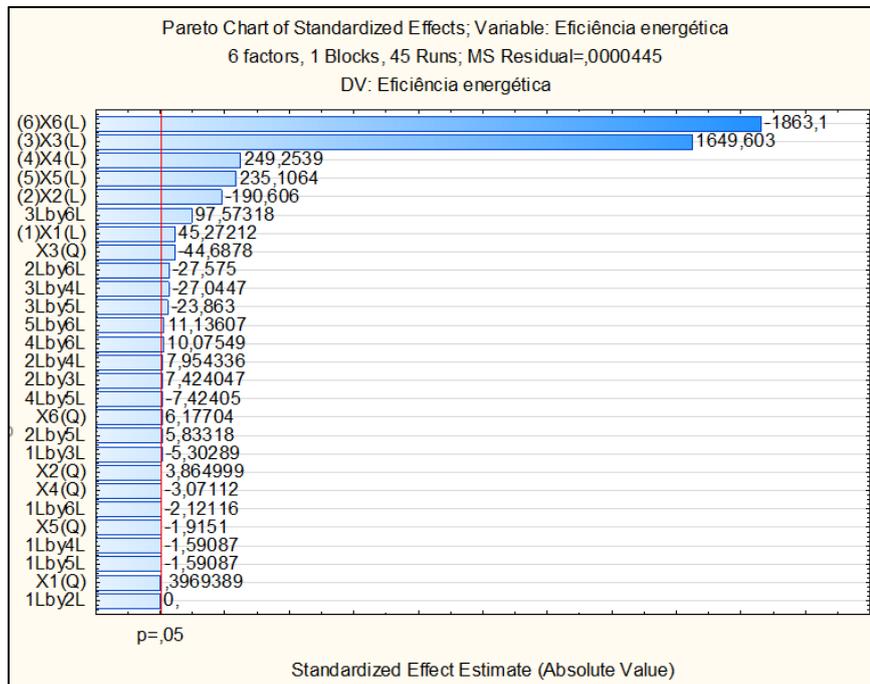


Figura 5.6: Diagrama de Pareto para os coeficientes do modelo para a eficiência energética

É possível observar que todas as variáveis estudadas estão significativas, pelo menos, pelo seu termo linear. Porém, os principais parâmetros significativos são, por ordem decrescente de importância: o excesso de ar (X6) com um forte efeito linear; as duas contribuições (linear, principalmente e quadrática) associadas ao comprimento da caldeira (X3); o número de tubos no segundo passe (X4); o número de tubos no terceiro passe (X5); o diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe (X2) e o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1). Esses últimos quatro fatores somente contribuem com um efeito linear.

A predominância do termo linear negativo associado ao excesso de ar (X6) está de acordo com a literatura, já que a eficiência energética tende a diminuir com o aumento do excesso de ar visto que, apesar de melhorar a combustão (o que aproxima as condições da combustão completa assumida nesse estudo), uma fração maior do calor liberado na combustão é usada para aquecer as moléculas espectadoras em excesso. Em seguida, a contribuição linear do comprimento da caldeira (X3) está representando a importância da área de troca de calor

(diretamente proporcional a essa variável) na melhora da troca de calor para a água. O mesmo argumento se aplica para o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1), cuja variação impacta o perímetro molhado. Por outro lado, o aumento do diâmetro impacta a velocidade do gás e, conseqüentemente, reduz os números de Reynolds e Nusselt do lado interno, reduzindo a intensidade da troca de calor. Por esse motivo e esses dois impactos antagonistas, o aumento dessa variável tem um leve impacto positivo no aumento da eficiência. Por fim, os efeitos lineares positivos do número de tubos no segundo passe (X4) e do número de tubos no terceiro passe (X5), relacionados ao aumento da área de troca de calor, e negativo do diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe (X2), levando a uma redução da velocidade dos gases nos tubos, estão também em adequação com a física do problema. As interações positivas entre X6 com X3, X5 e X4 apontam para uma ponderação do efeito de diluição do excesso de ar com o aumento da área de troca de calor. As interações positivas entre X2 e X4, X3 e X5 estão representando o aumento da troca de calor com a área e seu impacto na eficiência energética. Por fim, as interações negativas entre X2 e X6 (efeito de diluição reforçado pela redução da troca convectiva no segundo e terceiro passe); X3 e X4 e X3 e X5 (mesmo com um aumento da área para a troca de calor, o fator predominante apontado pelo modelo é a redução da vazão mássica em cada tubo dos feixes); X4 e X5 (interação entre os passes 2 e 3 relacionada a menor troca de calor devido a redução da velocidade nos tubos); e X1 e X3 (redução do número de Reynolds no primeiro passe) completam o entendimento da física do problema. Esses termos ilustram o difícil *trade-off* entre o aumento da área de troca de calor e a redução da velocidade do escoamento.

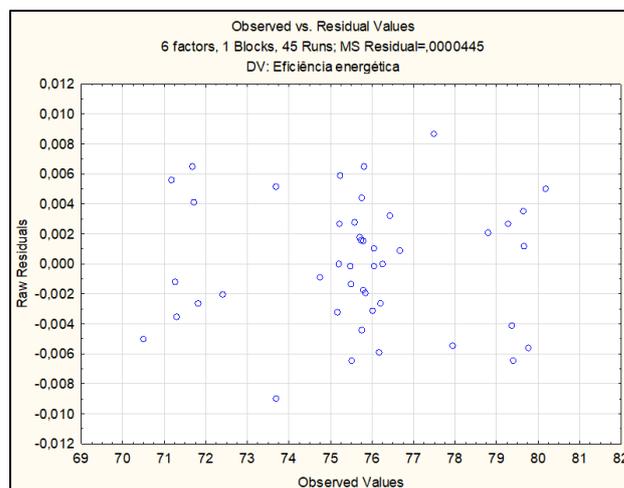


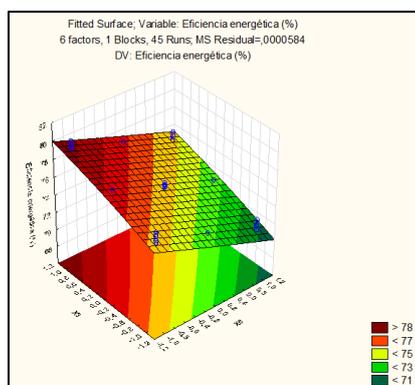
Figura 5.7: Diagrama de valores observados vs. residuais.

A Figura 5.7 mostra o modelo de predição quadrática do CCD, o gráfico representa o resíduo observado em cada previsão, ordenada pelo valor da resposta simulada no EES. Os resíduos distribuem-se uniformemente em torno do valor médio zero, como expressão da robustez do tipo de modelo escolhido. O maior resíduo na eficiência energética foi de 0,009, o que corrobora a similaridade entre os valores observados e previstos.

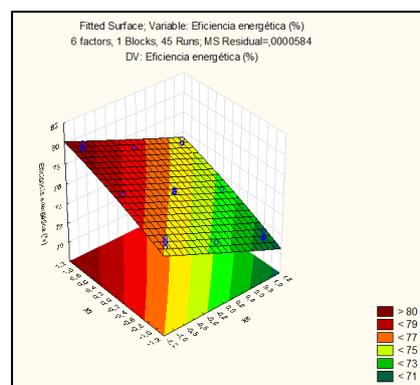
A continuação se mostra a equação do modelo polinomial simplificado, considerando somente os termos significativos. Esse modelo apresenta valores de R^2 e $R^2_{ajustado}$ iguais a 1 e 0,99999, respectivamente. Não houve impacto na qualidade do modelo.

$$\begin{aligned}
 Y_{\eta-simp} = & 75,77808 + 0,05176X_1 - 0,21794X_2 \\
 & + 0,01520X_2^2 + 1,88618X_3 - 0,19480X_3^2 + 0,28500X_4 \\
 & - 0,01480X_4^2 + 0,26882X_5 - 2,13029X_6 + 0,02520X_6^2 \\
 & - 0,00625X_1X_3 + 0,00875X_2X_3 + 0,00938X_2X_4 \\
 & + 0,00687X_2X_5 - 0,03250X_2X_6 - 0,03187X_3X_4 \\
 & - 0,02812X_3X_5 + 0,11500X_3X_6 - 0,00875X_4X_5 \\
 & + 0,01187X_4X_6 + 0,01313X_5X_6
 \end{aligned} \tag{59}$$

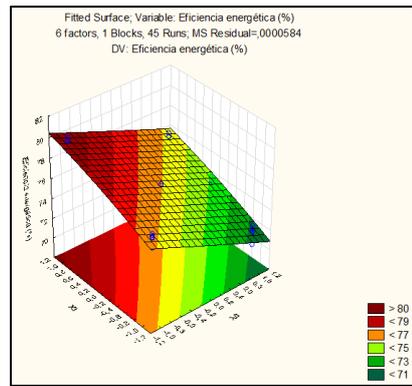
Para o modelo simplificado, obtém-se a Figura 5.8. Observa-se a variação da eficiência energética com a interação da variável (X4) número de tubos no segundo passe com as variáveis (X3) comprimento da caldeira e (X6) excesso de ar.



a) (X4) Valor mínimo = 67



b) (X4) Valor médio = 72



d) (X4) Valor máximo = 77

Figura 5.8 impacto na eficiência energética em relação ao número de tubos no segundo passe (X4)

A partir do gráfico, pode-se observar que tanto para um valor mínimo a), médio b) e máximo c) da variável X4 e com a interação com as variáveis X3 e X6 a eficiência energética chega a um ponto máximo com valores altos de X3 e valores mínimos de X6.

5.3.2 Eficiência exergética

A partir dos valores de simulação de eficiência exergética, foram ajustados os coeficientes do modelo polinomial pelo método dos mínimos quadrados conforme a equação (60), que apresenta valor de R^2 igual a 0,99988 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99983.

$$\begin{aligned}
 Y_{\psi} = & 18,10178 + 0,01559X_1 + 0,00304X_1^2 - 0,07147X_2 \\
 & + 0,00304X_2^2 + 0,64471X_3 - 0,05196X_3^2 + 0,09824X_4 \\
 & - 0,00196X_4^2 + 0,08941X_5 - 0,00196X_5^2 - 0,72559X_6 \\
 & + 0,03304X_6^2 - 0,00187X_1X_2 - 0,00375X_1X_3 \\
 & - 0,00250X_1X_4 + 0,00125X_1X_5 - 0,00312X_1X_6 \\
 & + 0,00062X_2X_3 + 0,00437X_2X_4 + 0,00062X_2X_5 \\
 & - 0,00500X_2X_6 - 0,00375X_3X_4 - 0,00625X_3X_5 \\
 & + 0,00312X_3X_6 - 0,00500X_4X_5 - 0,00063X_4X_6 \\
 & - 0,00312X_5X_6
 \end{aligned} \tag{60}$$

Onde

Y_{ψ} : Modelo polinomial para a eficiência exergética

A Figura 5.9 mostra o diagrama de Pareto que permite avaliar quais parâmetros tem efeito significativo na eficiência energética, classificando-os por ordem decrescente de influência.

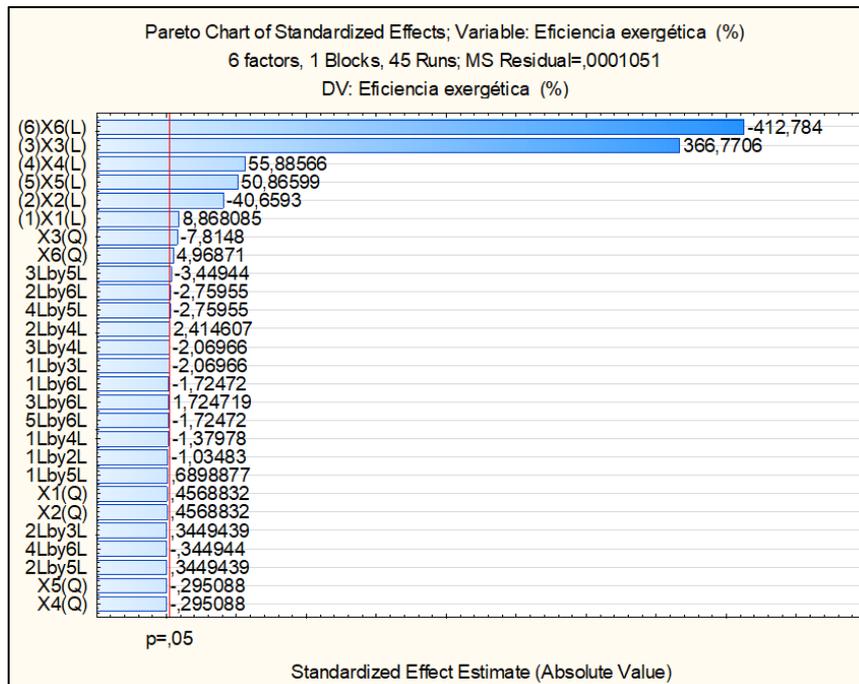


Figura 5.9: Gráfico de Pareto para eficiência energética no CCD

A partir do gráfico de Pareto, é possível observar que todas as variáveis estudadas são significativas similarmente à eficiência energética. Porém, os principais parâmetros significativos são, por ordem decrescente de importância: o excesso de ar (X6), comprimento da caldeira (X3); o número de tubos no segundo passe (X4); o número de tubos no terceiro passe (X5); o diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe (X2) e o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1). Esses últimos quatro fatores somente contribuem com um efeito linear. Em comparação com o modelo de eficiência energética, acrescentou-se uma contribuição quadrática do excesso de ar.

Tem predominância do termo linear negativo associado ao excesso de ar (X6) já que a eficiência exergética tende a diminuir com o aumento do excesso de ar. Em seguida, a contribuição linear do comprimento da caldeira (X3) está associada ao aumento da área de troca de calor o que significa uma melhora da troca de calor para a água. O mesmo argumento se aplica para o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1). Por esse motivo, esses dois parâmetros têm impactos

antagonistas, o aumento do comprimento tem um impacto catalizador na eficiência. Por último, os efeitos lineares positivos do número de tubos no segundo passe (X4) e do número de tubos no terceiro passe (X5), relacionados ao aumento da área de troca de calor, e negativo do diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe (X2), levam a uma redução da velocidade dos gases nos tubos. Para a interação positiva entre X2 e X4 apontam para uma ponderação do efeito de diluição do excesso de ar com o aumento da área de troca de calor. Para as interações negativas entre X2 e X6, X3 e X5 e por último X4 e X5, os efeitos são similarmente à eficiência energética.

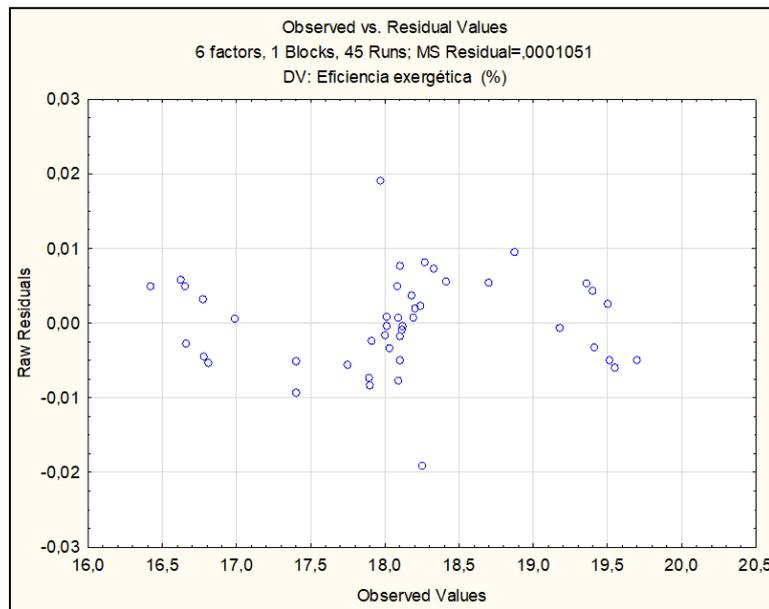


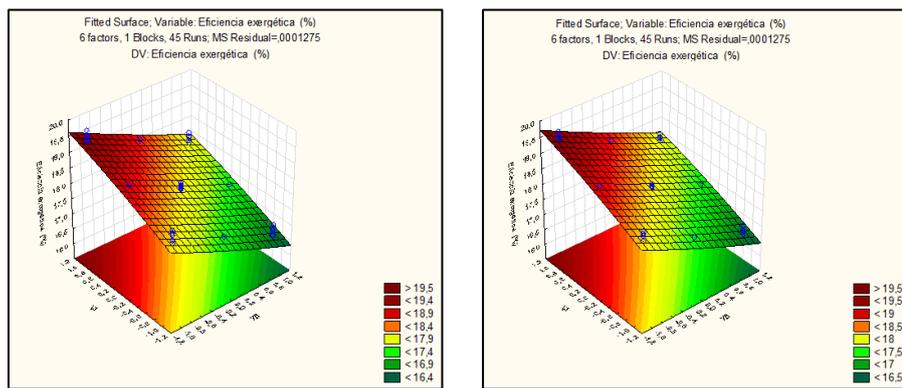
Figura 5.10: Diagrama de Pareto para os coeficientes do modelo para a eficiência energética

A Figura 5.10 mostra os resíduos observados em cada previsão, ordenada pelo valor da resposta simulada no EES o modelo de predição quadrática do CCD. Os resíduos distribuem-se uniformemente e com amplitude baixa em torno do valor médio zero, como expressão da robustez do tipo de modelo escolhido. O maior resíduo na eficiência exergética foi de 0,019, o que corrobora a similaridade entre os valores observados e previstos.

Em seguida, apresenta-se a equação do modelo polinomial simplificado somente compostos pelos parâmetros significativos, com valores de R^2 igual a 0,99988 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99983.

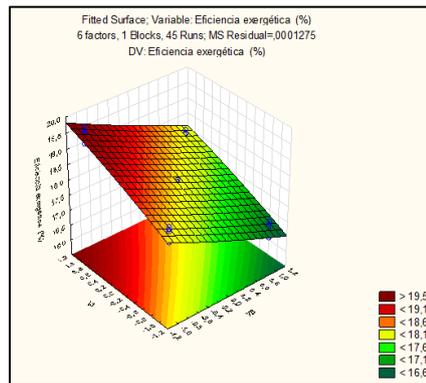
$$\begin{aligned}
 Y_{\psi-simp} = & 18,10178 + 0,01559X_1 - 0,07147X_2 \\
 & + 0,64471X_3 - 0,05103X_3^2 + 0,09824X_4 + 0,08941X_5 \\
 & - 0,72559X_6 + 0,03397X_6^2 + 0,00437X_2X_4 \\
 & - 0,00500X_2X_6 - 0,00625X_3X_5 - 0,00500X_4X_5
 \end{aligned}
 \tag{61}$$

A partir do modelo simplificado, obtém-se a Figura 5.11, onde observa-se a variação da eficiência exergética com a interação da variável (X4) número de tubos no segundo passe com as variáveis (X3) comprimento da caldeira e (X6) excesso de ar.



a) (X4) Valor mínimo = 67

b) (X4) Valor médio = 72



c) (X4) Valor máximo = 77

Figura 5.11: Impacto na eficiência exergética em relação ao número de tubos no segundo passe (X4)

A partir do gráfico, pode-se observar que tanto para um valor mínimo a), médio b) e máximo c) da variável X4 e, com a interação com as variáveis X3 e X6, a eficiência exergética chega a um valor máximo com valores altos de X3 e valores mínimos de X6, semelhantemente as observações para a eficiência energética.

5.3.3 Taxa de irreversibilidade

A partir dos valores de simulação da taxa de irreversibilidade, foram ajustados os coeficientes do modelo polinomial pelo método dos mínimos quadrados conforme a equação (62). O modelo apresenta excelente robusteza com valores de R^2 igual a 0,99995 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99988.

$$\begin{aligned}
 Y_i = & 920903,3 + 35,3X_1 - 3,7X_1^2 - 17,6X_2 - 3,7X_2^2 \\
 & + 129,4X_3 - 403,7X_3^2 + 41,2X_4 - 3,7X_4^2 + 0,0X_5 \\
 & - 3,7X_5^2 + 6123,5X_6 - 603,7X_6^2 + 0,0X_1X_2 - 25,0X_1X_3 \\
 & + 0,0X_1X_4 - 6,3X_1X_5 + 0,0X_1X_6 + 93,7X_2X_3 + 18,7X_2X_4 \\
 & + 0,0X_2X_5 - 56,3X_2X_6 - 118,7X_3X_4 - 100,0X_3X_5 \\
 & + 481,3X_3X_6 - 25,0X_4X_5 + 81,2X_4X_6 + 75,0X_5X_6
 \end{aligned} \tag{62}$$

Onde

Y_i : Modelo polinomial para taxa de irreversibilidade

A Figura 5.12 mostra o diagrama de Pareto que permite avaliar quais parâmetros tem efeito significativo na taxa de irreversibilidade, classificando-os por ordem decrescente de influência.

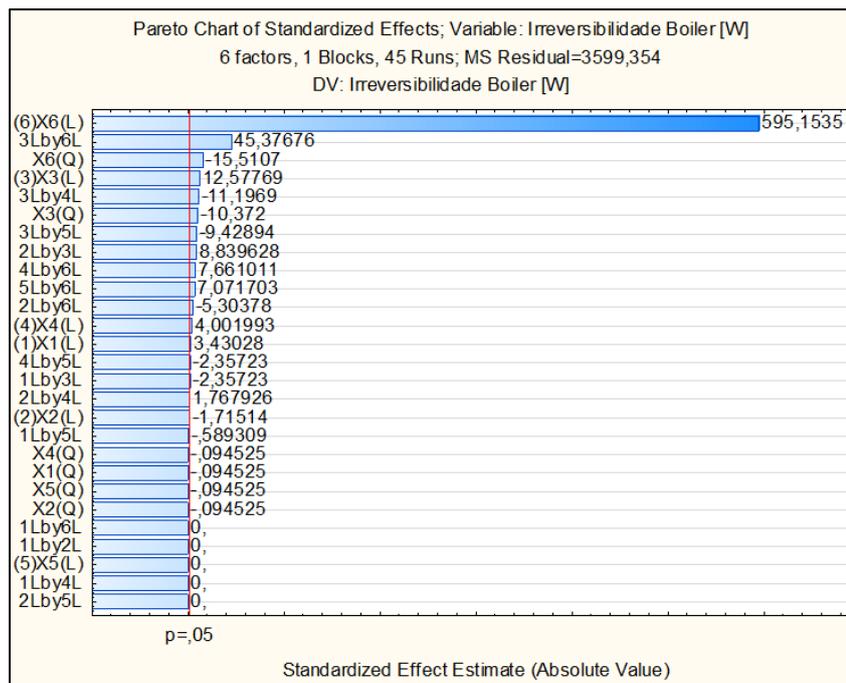


Figura 5.12: Diagrama de Pareto para os coeficientes do modelo para a Irreversibilidade

É possível observar que nem todas as variáveis estudadas estão significativas. Porém, ao contrário das duas eficiências, os principais parâmetros significativos são, por ordem decrescente de importância: o excesso de ar (X6) com um predomínio de efeito linear; com as duas contribuições principalmente lineares associadas ao comprimento da caldeira (X3); o número de tubos no segundo passe (X4); e o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1). Esses últimos dois fatores somente contribuem com um efeito linear, mas o teste t de Student retorna valores próximos ao valor de corte. Essa observação, junto com o aspecto não significativo das variáveis associadas ao diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe (X2) e ao número de tubos no terceiro passe (X5), mostra que os fatores significativos são associados ao primeiro passe onde acontece a reação de combustão.

Para o parâmetro associado ao excesso de ar (X6), tem uma predominância do termo linear positivo, já que o aumento do excesso de ar causa um acréscimo na irreversibilidade. Por outro lado, os efeitos lineares negativos dos parâmetros do comprimento da caldeira (X3), número de tubos no segundo passe (X4) e o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1), se relacionam com o aumento da área de troca de calor e a redução do número de Reynolds através de um efeito inibidor da taxa de irreversibilidade. As interações positivas entre X6 com X3, X5 e X4 apontam para uma ponderação do efeito de diluição do excesso de ar com o aumento da área de troca de calor provocando um efeito catalisador na taxa de irreversibilidade. Para as interações negativas entre X2 e X6, X3 e X4, X3 e X5, X4 e X5, X1 e X3, essas interações têm um efeito similar na eficiência energética. Essas interações demonstram a complexidade da composição da taxa de irreversibilidade.

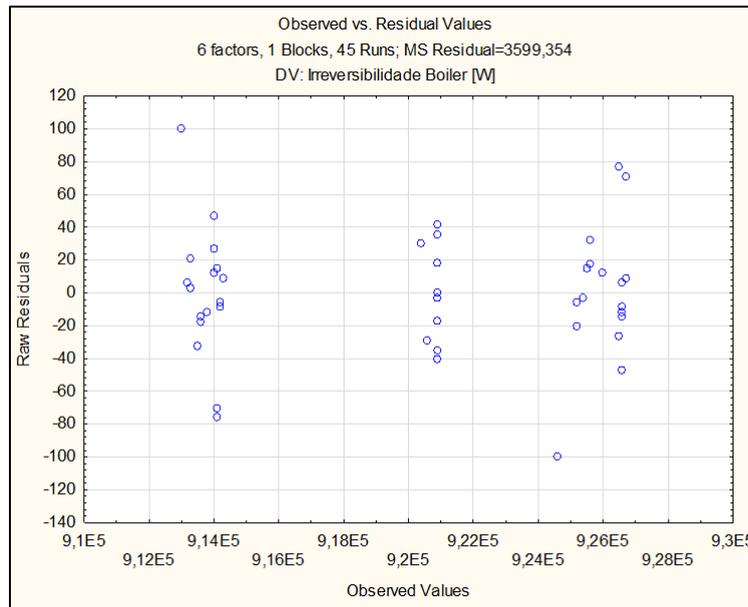


Figura 5.13: Diagrama representando os resíduos em função dos valores de valores observados simulados no EES.

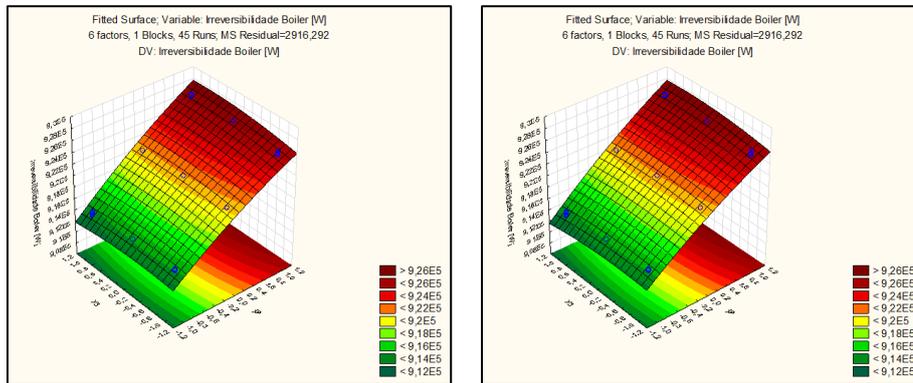
A Figura 5.13 mostra o resíduo observado em cada previsão usando o modelo de predição quadrática do CCD, ordenada pelo valor da resposta simulada no EES. Os resíduos distribuem-se uniformemente em torno do valor médio zero, como expressão da robustez do tipo de modelo escolhido. O maior resíduo na eficiência energética foi de 100 W, o que corrobora a similaridade entre os valores observados e previstos.

Na Figura 5.14, observa-se a variação da taxa de irreversibilidade com a interação da variável (X4) número de tubos no segundo passe com as variáveis (X3) comprimento da caldeira e (X6) excesso de ar.

A seguir, mostra-se a equação do modelo polinomial simplificado unicamente composto com os parâmetros significativos. Como resultado, foram medidos valores de R^2 igual a 0,99993 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99990, em aumento quando comparado com o modelo completo original.

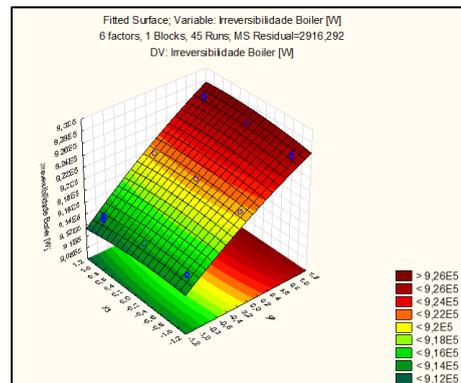
$$\begin{aligned}
 Y_{I-simp} = & 920903,3 + 35,3X_1 + 129,4X_3 - 410,0X_3^2 \\
 & + 41,2X_4 \\
 & + 6123,5X_6 - 610,0X_6^2 - 25,0X_1X_3 + 93,7X_2X_3 \\
 & - 56,3X_2X_6 - 118,7X_3X_4 - 100,0X_3X_5 + 481,3X_3X_6 \\
 & - 25,0X_4X_5 + 81,2X_4X_6 + 75,0X_5X_6
 \end{aligned} \tag{63}$$

A partir do modelo simplificado, obtém-se a Figura 5.11 e observa-se a variação da taxa de irreversibilidade, com a interação da variável (X4), o número de tubos no segundo passe com as variáveis (X3) comprimento da caldeira e (X6) excesso de ar.



a) (X4) Valor mínimo = 67

b) (X4) Valor médio = 72



c) (X4) Valor máximo = 77

Figura 5.14: Impacto na irreversibilidade em função ao número de tubos no segundo passe (X4)

Na figura, pode-se observar que tanto para um valor mínimo a), médio b) e máximo c) da variável X4 com a interação com as variáveis X3 e X6 a irreversibilidade chega a um ponto mínimo com valores altos de X3 e valores mínimos de X6, similarmente as observações para as eficiências energética e exergetica.

5.3.4 Otimização

A partir da análise paramétrica baseada nos modelos matemáticos da caldeira, pode-se realizar uma otimização dos parâmetros de rendimento da caldeira, a continuação as melhores condições operacionais. A análise para definir os pontos otimizados apontou para condições fora do domínio experimental. Assim,

consideração a restrição do domínio experimental, a melhor combinação de condições experimentais corresponde a simulação 24.

Para o rendimento energético máximo igual a 80,18%, rendimento exerético máximo igual a 19,70% e a taxa de irreversibilidade menor igual a 913 kW as melhores condições operacionais e geométricas para a Caldeira 1 são um diâmetro do tubo no passo 1 elevado com valor de 0,7 m e um comprimento da caldeira máximo e igual a 2,5 m. Para esses dois parâmetros, o valor máximo significa uma melhora da troca de calor para a água. Para o diâmetro dos tubos nos passos 2 e 3, foi apontado o valor menor que equivale a 0,05 m. Isso conduz a um aumento da velocidade dos gases nos tubos e conseqüentemente uma redução do número de Reynolds e da intensidade da turbulência. O nível desses parâmetros vem compensar a redução da vazão mássica associada ao número de tubos no passe 2 (valor máximo com 77 tubos) e no passe 3 (valor máximo com 61 tubos). Por último, a porcentagem de excesso de ar na combustão deve ser minimizada com valor de 9%. Esse fato, único que pode ser ajustado sem requerer uma mudança na geometria da caldeira, está de acordo com a literatura, já que a eficiência energética e exerética tende a diminuir com o aumento do excesso de ar.

Com os resultados da simulação otimizada se tem o fluxo de exergia na caldeira e para cada passe em um diagrama de Grassman.

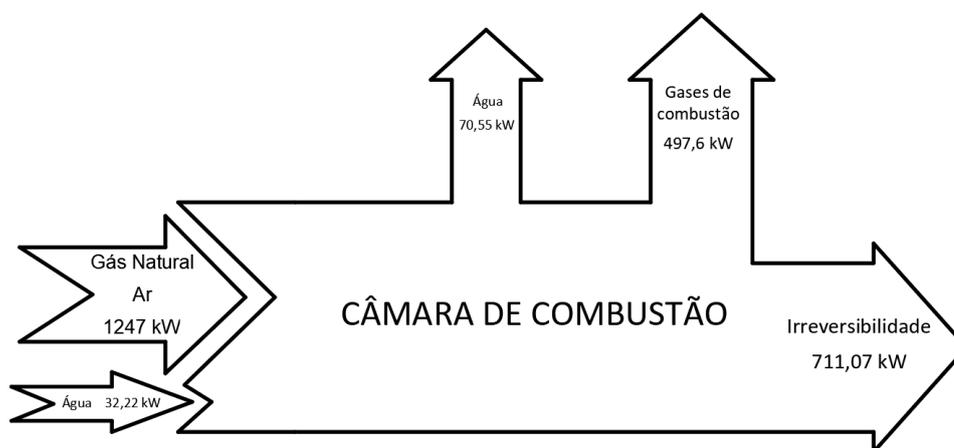


Figura 5.15: Diagrama de Grassman para fluxo de exergia na câmara de combustão.

Para o fluxo de exergia na câmara de combustão se tem como entrada gás natural, ar e água líquida, na saída se tem a exergia do vapor de água que representa

o 5,52% e exergia dos gases de combustão que representa 38,90%, se pode observar que a irreversibilidade na câmara de combustão e 55,59%, só e aproveitado o 44,41%.

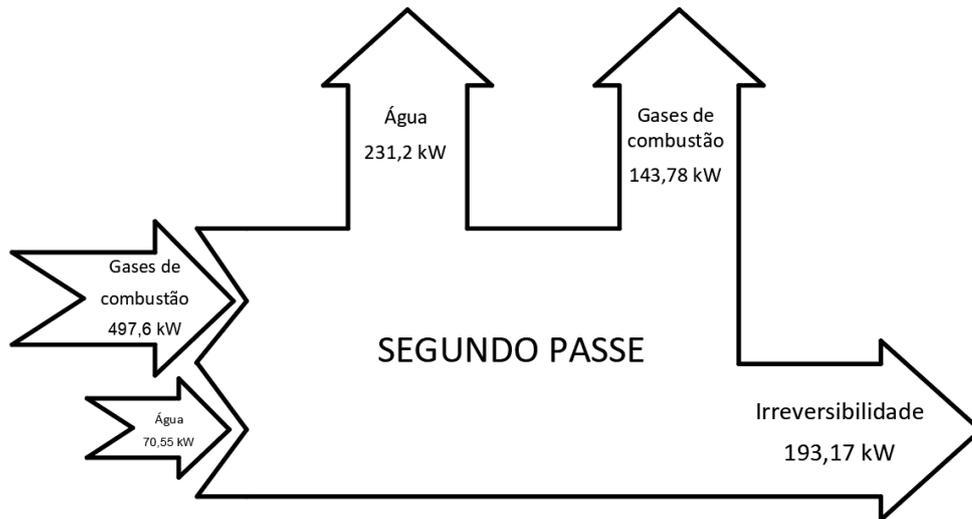


Figura 5.16: Diagrama de Grassman para fluxo de exergia no segundo passe

Seguindo para o segundo passe o fluxo de exergia se tem como entrada os gases de combustão da câmara de combustão, na saída se tem a exergia do vapor de água 40,69% e exergia dos gases de combustão 25,31%, se pode observar que a irreversibilidade no segundo passe e 34% o que significa que e aproveitado o 66% da energia.

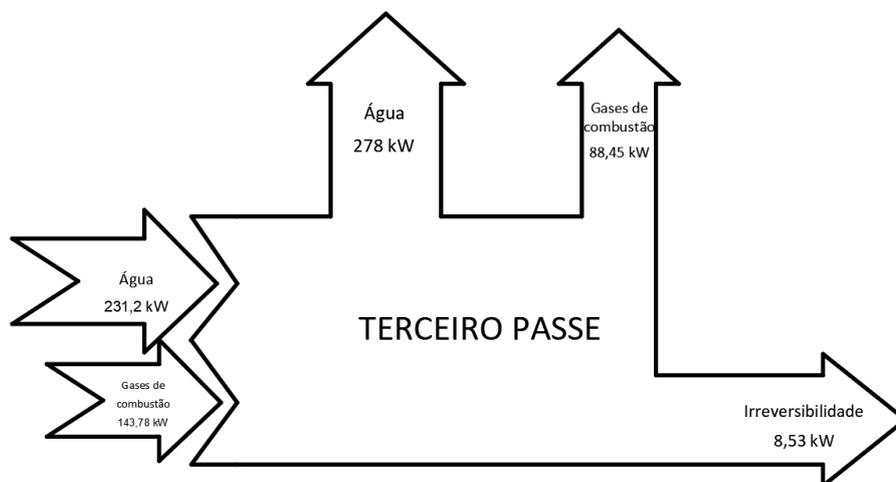


Figura 5.17: Diagrama de Grassman para fluxo de exergia no terceiro passe

Finalmente para o terceiro passe o fluxo de exergia se tem como entrada os gases de combustão do segundo passe, na saída a exergia do vapor de água 74,14% e exergia dos gases de combustão 23,59%, se pode observar que a irreversibilidade no segundo passe e 2,28% o que significa que e aproveitado o 97,72% da energia.

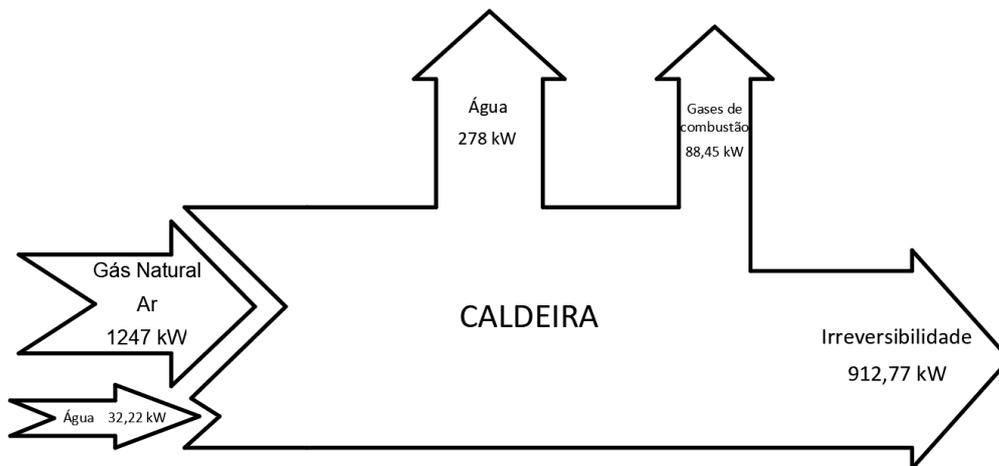


Figura 5.18: Diagrama de Grassman para fluxo de exergia na caldeira

De forma geral para a caldeira se pode observar que a exergia do vapor de água equivale ao 21,73% e a exergia dos gases de combustão equivale ao 6,91%, porém a irreversibilidade equivale ao 71,35% e só e aproveitado o 28,65% da energia.

6 Conclusões

Os principais resultados deste trabalho e as perspectivas de estudos futuros sobre o tema estão apresentados neste capítulo.

6.1 Principais resultados

Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo de simulação térmico utilizando o software EES para simular as características de transferência de calor entre os gases quentes e as paredes internas do tubo, as temperaturas de parede correspondentes em regime estacionário, de uma caldeira flamotubular de três passes para fazer uma análise energética e exérgica de uma caldeira flamotubular.

Na literatura, descreve-se duas opções de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção em escoamento interno. Ambas, foram testadas (correlações de Gnielinski e de Petukhov, respectivamente) tanto para a câmara de combustão, segundo e terceiro passe. Para a câmara de combustão, encontram-se na literatura duas opções de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo (correlações de Gorenflo e Cornwell) e três correlações para o feixe de tubos (correlações de Gorenflo, Cooper e Fritz) ao qual tem-se a possibilidade de acrescentar um fator de correção para considerar a sinergia entre os tubos. Assim, existem no total doze combinações para determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção externo.

Um teste de malha foi realizado com dados operacionais coletados em campo para verificar o comportamento da temperatura no final de cada passe (câmara de combustão, segundo e terceiro passe) para definir em cada passe número de volumes de controle e a correlação de troca de calor que melhor se adequa ao modelo. Assim a correlação que melhor se adapta para o coeficiente de troca de calor interno (lado do gás) para a câmara de combustão é feixe de tubos e a correlação de Gnielinski para a correlação que melhor se adapta para o coeficiente de troca de calor externo (lado da água) para câmara de combustão e a correlação Gorenflo para o feixe de tubos a correlação de Fritz sem fator de correção com uma convergência de temperatura para uma divisão de 200 volumes de controle.

Na validação do modelo para a Caldeira 1 (Pio Rico) e a Caldeira 2 (Hotel Toloma), é importante notar a troca de calor calculada é inferior ao caso real

experimental devido à ausência das perdas nas caixas de giro que não foram simuladas. Assim, os valores da temperatura ficam sempre um pouco acima dos valores experimentais. Por outro lado, a simulação do segundo passe leva a uma troca acima do experimental. Em uma análise da flexibilidade do modelo com a mudança de pressão, espera-se obter uma temperatura menor no caso da caldeira 2 (Hotel Toloma) e o modelo está coerente quando e comparado com o caso da Caldeira 1 (Pio Rico).

Respeito a análise paramétrica no objetivo da otimização da eficiência da caldeira, são avaliados 6 parâmetros geométricos e do processo para avaliar os fatores mais significativos nas eficiências energética e exergética e na taxa de irreversibilidade mediante um planejamento fatorial completo. Tendo como resultados para:

Eficiência energética e exergética: A partir dos valores de simulação de eficiência energética e exergética, foram ajustados os coeficientes do modelo polinomial pelo método dos mínimos quadrados, que apresenta valor de R^2 igual a 1 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99999 para eficiência energética e para eficiência exergética com R^2 igual a 0,99988 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99983

Para as duas eficiências todas as variáveis estudadas estão significativas, pelo menos, pelo seu termo linear. Porém, os principais parâmetros significativos são: o excesso de ar (X6), comprimento da caldeira (X3); o número de tubos no segundo passe (X4); o número de tubos no terceiro passe (X5); o diâmetro dos tubos no segundo e terceiro passe (X2). A contribuição linear do comprimento da caldeira (X3) está representando a importância da área de troca de calor (diretamente proporcional a essa variável) na melhora da troca de calor para a água. O mesmo argumento se aplica para o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1), cuja variação impacta o perímetro molhado.

As interações positivas entre X6 com X3, X5 e X4 apontam para uma ponderação do efeito de diluição do excesso de ar com o aumento da área de troca de calor. As interações positivas entre X2 e X4, X3 e X5 estão representando o aumento da troca de calor com a área e seu impacto na eficiência energética. Para as interações negativas entre X2 e X6 (efeito de diluição reforçado pela redução da troca convectiva no segundo e terceiro passe); X3 e X4 e X3 e X5 (mesmo com um

aumento da área para a troca de calor, o fator predominante apontado pelo modelo é a redução da vazão mássica em cada tubo dos feixes); X4 e X5 (interação entre os passes 2 e 3 relacionada a menor troca de calor devido a redução da velocidade nos tubos); e X1 e X3 (redução do número de Reynolds no primeiro passe) completem o entendimento da física do problema. Esses termos ilustram o difícil *trade-off* entre o aumento da área de troca de calor e a redução da velocidade do escoamento.

Irreversibilidade: A partir dos valores de simulação da taxa de irreversibilidade, foram ajustados os coeficientes do modelo polinomial pelo método dos mínimos quadrados. O modelo apresenta excelente robustez com valores de R^2 igual a 0,99995 e $R^2_{ajustado}$ igual a 0,99988. É possível observar que nem todas as variáveis estudadas estão significativas. Porém, os principais parâmetros significativos são, por ordem decrescente de importância: o excesso de ar (X6) com um forte efeito linear; com as duas contribuições principalmente lineares associadas ao comprimento da caldeira (X3); o número de tubos no segundo passe (X4); e o diâmetro do tubo no primeiro passe (X1). Esses últimos dois fatores somente contribuem com um efeito linear

As interações positivas entre X6 com X3, X5 e X4 apontam para uma ponderação do efeito de diluição do excesso de ar com o aumento da área de troca de calor provocando um efeito catalisador na irreversibilidade. Para as interações negativas entre X2 e X6, X3 e X4, X3 e X5, X4 e X5, X1 e X3 essas interações têm um efeito similar na eficiência energética e exergetica.

Finalmente a análise para definir os pontos otimizados apontou para condições fora do domínio experimental. Assim, consideração a restrição do domínio experimental, a melhor combinação de condições experimentais corresponde a simulação 24.

As melhores condições operacionais para o rendimento energético máximo igual a 80,18%, rendimento exergetico máximo igual a 19,70% e a taxa de irreversibilidade menor igual a 913 kW as melhores condições operacionais e geométricas para a Caldeira 1 são um diâmetro do tubo no passo 1 elevado com valor de 0,7 m e um comprimento da caldeira máximo e igual a 2,5 m. Para o diâmetro dos tubos nos passos 2 e 3, foi apontado o valor menor que equivale a 0,05

m, número de tubos no passe 2 valor máximo com 77 tubos e no passe 3 valor máximo com 61 tubos. Por último, a porcentagem de excesso de ar na combustão deve ser minimizada com valor de 9%, única que pode ser ajustado sem requerer uma mudança na geometria da caldeira.

6.2 Perspectivas / Trabalhos futuros

Estudos adicionais podem ser realizados para refinar o modelo com a inclusão de mais fenômenos e investigar outros aspectos que tem impacto no desempenho. Os seguintes pontos podem ser examinados em projetos futuros:

- 1. Modelagem das perdas nas caixas de giro:** Avaliar o impacto na eficiência da caldeira já que a caixa giratória não submersa resulta em perdas por radiação para o ambiente.
- 2. Inclusão na modelagem de elementos como superfícies corrugadas e/ou defletores:** Avaliar o impacto na eficiência da caldeira já que superfícies corrugadas ou defletores resulta um aumento na superfície de troca de calor simultaneamente a um aumento do número de Reynolds.
- 3. Implementação de um modelo mais refinado para representar a combustão incompleta:** A combustão se dá de forma incompleta quando não houver oxigênio suficiente para consumir todo o combustível ou se não houver mistura adequada entre o combustível e o ar. Abordagens como minimização da energia livre de Gibbs ou um modelo de constantes de equilíbrio permitiria obter uma composição mais complexa do gás de exaustão.
- 4. Análises de medidas de economia de energia e custos para uma caldeira:** Existem diferentes métodos que podem ser usados para reduzir o uso de energia nas caldeiras. Podem ser usados para reduzir o uso de energia das caldeiras. Se pode considerar utilizar acionamento de velocidade variável na redução da velocidade do ventilador da caldeira também pela recuperação de calor dos gases de combustão em uma caldeira.
- 5. Otimização da operação de equipamentos auxiliares:** Equipamentos auxiliares, como bombas de água de alimentação, ventiladores de tiragem de caldeiras, também consomem uma quantidade considerável de energia. também pode ser melhorado para reduzir o uso de energia.
- 6. Recuperação de calor do gás de combustão:** Uma quantidade significativa de energia térmica é perdida através dos gases de combustão, pois todo o calor produzido pela queima de combustível não pode ser transferido para água ou vapor na caldeira. Portanto, recuperar parte do calor dos gases de combustão pode ajudar a melhorar a eficiência da caldeira.

7. **Modelagem do funcionamento da caldeira em regime transiente:** Um modelo dinâmico pode ajudar a determinar a capacidade de carga de pico.
8. **Aplicação dessa modelagem a outras caldeiras:** A modelagem proposta pode ser utilizada com outras caldeiras e realizar uma comparação entre as eficiências.

7 Referências bibliográficas

ADAM, E.; MARCHETTI, L. Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation. **Computers & Chemical Engineering**, v. 23, n. 8, p. 1031-1040, 1999

AL-BAGAWI, A. JARALLAH, J.; **Energy and Exergy Analysis of Ghazlan Power Plant**. Master Of Science - Faculty Of The College Of Graduate Studies, King Fahd University Of Petroleum & Minerals, 1994

ALJUNDI, I. H. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 324-328, 2009

ANDRADE DE CARVALHO, J. **Princípios de Combustão Aplicada**. 1 ed. Rio de Janeiro: UFSC, 2007

ANTHONY, J. **Design of Experiments for Engineers and Scientists**. 2 ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2014

ASTROM, K. J.; BELL, R. Drum-boiler dynamics. **Automatica**, v. 36, p 363-378, 2000

AYDIN, O.; ERHAN BOKE, Y. An experimental study on carbon monoxide emission reduction at a fire tube water heater. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 2658-2662, 2010

BADCOCK-WANSON. **Industrial Boilers**. Disponível em: <www.babcock-wanson.es/calderas_aceite_termico>. Acesso em abril 2021.

BAEHR, H. **Heat and mass transfer**. 2.ed. Berlin: Springer-Verlag, 2006

BAZZO. **Geração de Vapor**. 1 ed. Santa Catarina: UFSC, 2006

BEHBAHANI-NIA; BAGHERI; BAHRAMPOURY. Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 2378-2385, 2010

BEYNEA, W. et al. Dynamic and steady state performance model of fire tube boilers with different turn boxes. **Applied Thermal Engineering**, v. 149, p. 1454-1462, 2019

BHATT, M. Energy audit case studies I - steam systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 3, p. 285-96, 2000

BIZZO, W. **Eficiência Energética em Sistemas de Vapor**. Apostila, Universidade Estadual de Campinas, 1998

BIZZO, W. **Cálculo Térmico e Fluido-Mecânico de Caldeiras**. Apostila, Universidade Estadual de Campinas, 1996

BORGNACKE, C.; SONNTAG, R. **Fundamentos de Termodinâmica**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2013

BUJAK, J. Mathematical modelling of a steam boiler room to research thermal efficiency. **Energy**, v. 33, n. 12, p. 1779–87, 2008

BUVAKOV, K. V. Computer simulation of the fire-tube boiler hydrodynamics. **EPJ Web of Conferences**, v. 80, p. 1039-1044, 2015

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4.ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2012.

COLONNA, P.; PUTTEN, H. Dynamic modeling of steam power cycles. Part I-modeling paradigm and validation. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 2-3, p. 467-480, 2007

COOPER, M. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling e A wide ranging correlation using reduced properties. **Advances in Heat Transfer**, v. 16, p. 158-239, 1984

CORNWELL. Nucleate pool boiling on horizontal tubes: a convection- based correlation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.37, p. 303-309, 1994

CORTEZ; GOMEZ. A Method For Exergy Analysis Of Sugarcane Bagasse Boilers. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 15, 1998. Não paginado

DINCER, I.; HUSSAIN, M.; AL-ZAHARNAH, I. Energy and exergy utilization in transportation sector of Saudi Arabia. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 525-538, 2004

DOCKRILL, P.; ONTARIO. **Boilers and Heaters: Improving Energy Efficiency**. Monografia - CIPEC, 2001

ECAL CALDEIRAS. **Caldeiras e Aquecedores**. Disponível em: <www.ecal.com.br>, Acesso em abril 2021.

EINSTEIN, D. et al. **Steam systems in industry: energy use and energy efficiency improvement potentials**. Technical Report - Lawrence Berkeley National Laboratory, 2001.

ERC, I. **How to Save energy and money in boilers and furnace systems**. Energy Research Centre (ERC), University of Cape Town, South Africa, 2004

FARHADI, F.; BAHRAMI, M.; BABAHEIDARI, M.; HASHEMI, Y. Radiative model for the furnace side of a bottom-fired reformer. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 2398-2511, 2005

FRITZ, W.; Maximum volume of vapor bubbles, **Physikalische Zeitschrift**, v. 36, p. 379–384, 1935.

GANAPATHY, V. **Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations**. 1 ed. Flórida: CRC Press, 2002

GNIELINSKI New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Journal of Chemical Engineering**, v. 41, p. 359-368, 1975

GNIELINSKI. On heat transfer in tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.63, p. 134-140, 2013

GONZALEZ; M. A. **Improved Boiler performance through thermodynamic modeling**. Dissertação de Mestrado - Texas A&M University-Kingsville, 1998

GUPTA, R.; GHAI, S.; JAIN, A. Energy Efficiency Improvement Strategies for Industrial Boilers: a case study. **Journal of Engineering Technology**, v. 1, n 1, p. 52-56, 2011

ORTIZ, F. J. Modeling of fire-tube boilers. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 3463-3478, 2011

HARTFORD. **Steam Boiler**. Disponível em: <www.steamboilerpitsujiku.blogspot.com/2017/03/fire-tube-steam-boiler>. Acesso em: 2017

HASANBEIGI, A. **Energy-efficiency improvement opportunities for the textile Industry**. Technical Report - Lawrence Berkeley National Laboratory, 2010

HECKERT, N.; FILLIBEN, J.; CROARKIN, C.; HEMBREE, B.; GUTHRIE, W.; TOBIAS, P.; PRINZ, J. **Handbook 151: NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods**, 2002

HUANG, B. J.; YEN, R. H.; SHYU, W. S. A Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers. **Int. J. Engineering for Gas Turbines and Power**, v.110, n. 2, p. 173-179, 1988

INCROPERA. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa**. 7. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014

KANOGLUA, M.; DINCER, I.; ROSEN, M. A. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. **Energy Policy**, v.35, p. 3967-3978, 2007

KAUSHIK; SINGH. Estimation of chemical exergy of solid, liquid and gaseous fuels used in thermal power plants. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v.115, p. 903-908, 2014

KAYA, D.; EYIDOGAN, M. Energy conservation opportunities in an industrial boiler system. **Energy Engineering** , v. 136, n. 1, p.18–25, 2010

KILICASLAN, I.; OZDEMIR, E. Energy economy with a variable speed drive in an oxygen trim controlled boiler house. **Energy Resour Technol**, v.127, n. 1, p. 59–65, 2005

KIM, H.; CHOI, S. A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 6, p. 786-796, 2005

KOTAS. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**, 1 ed. Trowbridge: Paragon Publishing, 1985

KRISHNANUNNI, S. Evaluation of Heat Losses in Fire Tube Boiler. **International Journal Of Emerging Technology And Advance Engineering**, v. 2, n. 12, p. 680-699, 2012

MANSIR, I. B.; MANSOUR, R.; HABIB, M. A. Numerical modeling of heat transfer characteristics in a two-pass oxygen transport reactor for fire tube boilers under oxy-fuel combustion. **Applied Thermal Engineering**, v. 195, 2021. Não paginado.

MARCO, T., BEHZAD, N., RENZO, M., & FABIO, R. Dynamic modelling, experimental validation, and thermo-economic analysis of industrial fire-tube boilers with stagnation point reverse flow combustor. **Applied Thermal Engineering**, v.149, p. 1394-1407, 2019

MELLO, F.; FELLOW. Boiler models for system dynamic performance studies. **Transactions on Power Systems**, 1991

MEN, Y.; LIU, X.; ZHANG, T. A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium low temperature range. **Energy**, v.237, 2021. Não paginado.

OLIVEIRA, R. **Máquinas Térmicas**. Apostila, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2003

PATTANAYAK, L.; AYYAGARI S, K. Use of energy and exergy analysis in coal fired boilers. **International Journal of Engineering Research and Technology**, v. 3, p. 17-23, 2014

PERA, H. **Geradores de Vapor**. Apostilla, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1990

PERRY. **Manual del ingeniero químico**, 7 Ed. México: Mc Graw Hill, 2001

PETUKHOV, B. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. **Advances in Heat Transfer**, v.6, p. 503-564, 1970

RAHMANI; TRABELSI. Numerical investigation of heat transfer in 4-Pass fire-tube boiler. **American Journal of Chemical Engineering**, v. 2, p. 65-70, 2014

RAHMANI, A.; DAHIA, A. Thermal-hydraulic modeling of the steady-state operating conditions of a fire-tube boiler. **Nuclear Technology and Radiation Protection**, v. 24, n.1, p.29-37, 2009

RAJIC, M. N. et al. Construction optimization of hot water fire-tube boiler using thermomechanical finite element analysis. **Thermal Science**, v. 22, n. 5, p. 1511-1523, 2018

REGULAGADDA, P.; DINCER, I.; NATERER, G. Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 30(8):970–6, 2010

REID. **The Properties of Gases and Liquids**. 4 ed. New York: McGraw-Hill, 1987

RHINE, J.; TUCKER, R. **Modeling of Gas-Fired Furnace**. 1 ed. Windsor: British Gas, 1991

ROESLER, F. Theory of radiative heat transfer in co-current tube furnaces. **Chemical Engineering Science**, v.22, p. 1325-1336, 1997.

SAIDUR; AHAMED. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. **Energy Policy**, v. 38, p. 2188-2197, 2010

SAIDUR, R.; AHAMED, J. U.; MASJUKI, H. H. Energy use, energy savings and emission analysis in the Malaysian rubber producing industries. **Applied Energy**, v.87, n. 8, p. 2746–58, 2010

SAIDUR, R.; AHAMED, J. U.; MASJUKI, H. H. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. **Energy Policy**, v. 38, n. 5, p. 2188-2197, 2010

SEPEHR, S.; ALI, G. Modeling, multi objective optimization and comparison of fire and water tube heat recovery steam generators for gas engine cogeneration plants. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**. v. 144, p. 1839-1861, 2021

SHOWERS, G. Boiler operation efficiency: insights and tips. **HPAC Engineering**, v. 74, n.11, p.53-6, 2002

SIMBOLOTTI, G.; TOSATO, G. Industrial Combustion Boilers. **Energy Technology Network**, p. 1-5, 2010

SOM, S.; DATTA, A. Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. **Progress Energy Combust Science**, v.34, n. 3, p. 351-76, 2008

Spiraxsarco. **THE BOILER HOUSE**. Disponível em: <<https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/water-tube-boilers>>, Acesso em: 2021

TALMOR, E. **Combustion Hot Spot Analysis for Fired Process Heaters**. 1. ed. Texas: Gulf, 1982

TAYLOR, P.; FOSTER, P. The total emissivities of luminous and non-luminous flames. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 17, n. 12, p. 1591-1605, 1974

TERHAN, M.; COMAKLI, K. Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system. **Applied Thermal Engineering**, v. 121, p. 121:380-387, 2017

YPFB. **Yacimientos petrolíferos Fiscales Bolivianos**. Disponível em: <<https://www.yxfb.gob.bo/es/transparencia/informes-tecnicos/9-yxfb-corporacion/23-cadena-productiva-mas.html>>, Acesso em: 2021

ZENG, T.; OYE, K. A. Coal utilization in industrial boilers in China a prospect for mitigating CO₂ emissions. **Applied Energy**, v. 63, n. 1, p. 35-52, 1999

ZHANG, Q. et al. Energy-Exergy analysis and energy efficiency improvement of coal-fired industrial boilers based on thermal test data. **Applied Thermal Engineering**, v. 144, p. 614-627, 2018