



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO E CIÊNTIFICO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

Otoniel Souza de Oliveira

**Estudo da transferência de calor em um superaquecedor de caldeira a carvão mineral**

FLORIANÓPOLIS

2019

Otoniel Souza de Oliveira

**Estudo da transferência de calor em um superaquecedor de caldeira a carvão mineral**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em engenharia química.

Orientador: Prof. Dr. Marinho Bastos Quadri.

Florianópolis

2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Oliveira, Otoniel Souza de  
Estudo da transferência de calor em um superaquecedor  
de caldeira a carvão mineral / Otoniel Souza de Oliveira ;  
orientador, Marinho Bastos Quadri, 2019.  
100 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em ,  
Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

1. . 2. Caldeira a carvão mineral. 3. Simulação de  
superaquecedor. 4. Depósito de cinzas. 5. Eficiência  
térmica. I. Quadri, Marinho Bastos. II. Universidade  
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em .  
III. Título.

Otoniel Souza de Oliveira

**Estudo da transferência de calor em um superaquecedor de caldeira a carvão mineral**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Adriano da Silva, Dr.  
UFSC/PósENQ

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.  
UFSC/PósMEC

Prof. Toni Jefferson Lopes, Dr.  
FURG/DEQ

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em engenharia química.

---

Prof. Dr.(a) Cíntia Soares  
Coordenador(a) do Programa

---

Prof. Dr. Marinho Bastos Quadri  
Orientador

Florianópolis, 31 de maio de 2019.

Este trabalho é dedicado à minha esposa Caroline, a minha filha  
Eloá e aos outros que virão.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao Departamento de Pós-Graduação em Engenharia Química da UFSC pelo profissionalismo, em especial ao Professor Marinho Bastos Quadri pela orientação, ao CNPQ pelo aporte e a empresa Engie pela confiança, disponibilizando as informações necessárias para este trabalho, em especial a equipe das usinas termoeletrica Jorge Lacerda.

Agradeço aos Engenheiros da Engie: Luiz Felipe, Julio Albien, Anna Livia Carvalho, Raphael Miyake e Cláudio Nicolazzi. Também os operadores Arlei Duarte e Marlon Aguiar. Por toda a contribuição técnica da usina.

Gostaria de agradecer a minha esposa Caroline de Oliveira Pereira e filha Eloá Pereira de Oliveira pelo apoio para que esta etapa fosse alcançada. Também trago minha gratidão aos meus familiares em especial minha mãe Miriam Souza de Oliveira e saudoso pai Nicodemos Martins de Oliveira por serem uma engrenagem de força para que este trabalho fosse concluído. Ao pessoal do laboratório LASIPO pelas horas dedicadas no trabalho e também pelas longas conversas construtivas proporcionando laços de amizade e profissionalismo.

## RESUMO

Um modelo fenomenológico foi utilizado para analisar a transferência de calor e quantidade de movimento no superaquecedor de vapor em uma caldeira a carvão mineral pulverizado. A caldeira faz parte da usina Jorge Lacerda, que está localizado em Capivari de Baixo – SC. A eficiência térmica foi analisada considerando-se o efeito que o depósito de cinzas causa na troca de calor. O modelo inclui os três mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Como estratégia de simplificação, a geometria do trocador de calor é seccionada segundo dois cortes bidimensionais a fim de contornar a complexidade advinda de um sistema tridimensional longo. Adota-se assim um plano de corte transversal a um feixe de tubos para descrever o escoamento dos gases com as trocas térmicas externas até a parede interna dos tubos e outro plano longitudinal ao mesmo feixe de tubos para descrever o circuito do vapor superaquecido no interior dos tubos. Valores médios dos registros operacionais da usina foram considerados para a simulação, do período de partida até a ruptura de um dos tubos do superaquecedor devido ao acúmulo de cinzas. Constatou-se pelos registros de operação uma elevação na temperatura dos gases devido ao reposicionamento do sistema como resultado do acúmulo de cinzas nos tubos. A simulação revela pontos de estagnação no campo de velocidade e temperatura nos três primeiros tubos do feixe, indicando uma região mais propensa ao depósito de cinzas e eventual ruptura. As propriedades do ar foram modificadas para melhor representar os gases de combustão que carregam as cinzas que originam as camadas de escória depositadas sobre os tubos. Sugeriu-se uma geometria alternativa dos trocadores de calor, passando-se de feixe de tubos para placas. Assim, pode-se estudar por intermédio de simulação uma alteração na geometria dos trocadores de calor: de feixe de tubos para placas. A transferência de calor nas placas não permitiu atingir a temperatura de projeto de superaquecimento do vapor. De outro lado, as regiões de estagnação foram removidas o que permite antever uma redução das paradas por furos na região de superaquecimento.

**Palavras-chave:** Caldeira. Simulação de superaquecedor. Carvão mineral. Depósito de cinza. Termoelétricas. Eficiência térmica.

## ABSTRACT

A phenomenological model was used to analyze the heat transfer and amount of momentum in the steam superheater of a pulverized coal boiler. The boiler is part of the Jorge Lacerda plant, which is located in Capivari de Baixo - SC. Thermal efficiency was analyzed considering the effect that ash deposition has on heat exchange. The model includes the three heat transfer mechanisms: conduction, convection and radiation. As a simplification strategy, the heat exchanger geometry is sectioned in two two-dimensional sections to circumvent the complexity of a long three-dimensional system. A cross-sectional plane of a tube bundle is thus adopted to describe the flow of gases with the external heat exchanges to the inner wall of the tubes and another longitudinal plane to the same tube bundle to describe the overheated vapor circuit within the tubes. Average values of the plant's operating records were considered for the simulation, from start-up to rupture of one of the superheater pipes due to ash accumulation. The operating records showed an increase in gas temperature due to the repositioning of the system as a result of ash accumulation in the pipes. The simulation reveals stagnation points in the velocity and temperature field in the first three tubes of the bundle, indicating a region more prone to ash deposition and eventual rupture. The air properties have been modified to better represent the flue gases that carry the ashes that originate the slag layers deposited on the pipes. An alternative geometry of the heat exchangers was suggested, moving from pipe bundle to plates. Thus, a change in the geometry of the heat exchangers can be studied by simulation: from tube to plate bundles. The heat transfer on the plates did not allow to reach the steam overheat design temperature. On the other hand, the stagnation regions have been removed allowing a reduction of stoppages due to the emergence of holes in the overheating region.

**Keywords:** Boiler. Superheat simulation. Mineral coal. Ash deposit. Thermoelectric. Thermal efficiency.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2 Soprador de Fuligens .....	21
Figura 3 – Crescimento das cinzas .....	30
Figura 4 – Modelo de crescimento cinzas .....	32
Figura 5 – Ângulo de depósito no tubo e linhas com granulometria.....	33
Figura 6 – Linhas de trajeto dos gases em feixe de tubos com formato elíptico.....	34
Figura 7 – Cinzas no feixe de tubos .....	34
Figura 8 – Desenho de uma placa do superaquecedor de vapor.....	35
Figura 9 – Depósito de cinza formando camadas.....	38
Figura 10 Porosidade/Condutividade térmica do carvão.....	40
Figura 11 – Dados de projeto da caldeira .....	43
Figura 12 – Caldeira a carvão em corte .....	44
Figura 13 – Detalhe do trocador de calor (superaquecedor SH3) .....	45
Figura 14 – Vista do plano de corte transversal a um feixe de tubos (seções de entrada e saída) do superaquecedor .....	46
Figura 15 – Vista do corte longitudinal ao feixe de tubos.....	46
Figura 16 – Calor específico do vapor em função da temperatura.....	47
Figura 17 – Massa específica do vapor em função da temperatura.....	48
Figura 18 – Condutividade térmica do vapor em função da temperatura .....	49
Figura 19 –Viscosidade do vapor em função da temperatura .....	50
Figura 20 – Gráfico do calor específico do ar modificado em função da temperatura .....	51
Figura 21– Condutividade térmica do ar modificada em função da temperatura .....	52
Figura 22–Desenho dos planos de simetria da geometria do fluxo dos gases.....	53
Figura 23– Transferência de calor no entorno de um tubo.....	55
Figura 24 – Destaque da parede interna do tubo para a qual se calcula a temperatura média $T_{int}$ .....	56
Figura 25 – Temperatura (K) dos gases de combustão na entrada do superaquecedor, com a caldeira limpa e suja .....	69

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Caracterização da cinza em peso de óxidos.....	36
Tabela 2 – Caracterização das camadas de cinza .....	39
Tabela 3 – Dimensões do SH3 .....	42
Tabela 4 – Dados do SH3 .....	43
Tabela 5 – Malhas empregadas para a resolução do modelo .....	66
Tabela 6 – Dados operacionais de temperatura coletados do SH3.....	73
Tabela 7 – Temperatura dos gases na simulação.....	84
Tabela 8 – Balanço de Energia para o vapor superaquecido.....	87
Tabela 9 – Balanço de Energia para o gás.....	87
Tabela 10 – Balanço de Energia para o vapor fc 0,0191; Fc_gradT=100 e Fc_gradT2=5 .....	91
Tabela 11 – Balanço de Energia para o gás fc 0,0191; Fc_gradT=100 e Fc_gradT2= 5 .....	92
Tabela 12 – Temperatura do vapor superaquecido para a geometria de placas e feixe de tubos .....	92

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

CE-4500 – Carvão Mineral poder calorífico 4500 Kcal/kg

CFD - Computational Fluid Dynamics

MIG – Metal Inert Gas

RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes

SH3 – Superaquecedor número 3 (final)

UTLA – Usina Termoelétrica Lacerda A

UTLB – Usina Termoelétrica Lacerda B

UTLC – Usina Termoelétrica Lacerda C

PID – Controlador proporcional integral derivativo

P-NTU – Versão do método variante

## LISTA DE SÍMBOLOS

### •Símbolos:

cf – Fator de correção para ajuste da temperatura do vapor superaquecido

CP – Calor específico a pressão constante.

Cv – Calor específico a volume constante.

E – Taxa de deformação

fc\_gradT – Fator de correção do gradiente de temperatura (coeficiente de transferência de calor por condução)

fc\_gradT2 – Fator de correção do gradiente de temperatura número dois (calor específico)

G – Fonte incidente total de irradiação

g – Força de gravidade

h – Entalpia

hc – Coeficiente de convecção

h<sub>vap</sub> – Coeficiente convectivo do vapor

I – Matriz identidade

I (Ω) – Intensidade da radiação

I<sub>b</sub> – Intensidade emitida por um corpo negro

k – Energia cinética turbulenta

k<sub>a</sub> – Condutividade térmica do depósito

k<sub>w</sub> – Condutividade térmica das paredes do tubo

l – comprimento em metros

m<sub>j</sub> – Fração de massa da espécie J

n - Sentido do fluxo em relação ao fluido

Ng – Número de unidade de transferência de calor do gás

nr – Índice de refração adimensional

Ns – Número de unidade de transferência de calor do vapor

Nu – Número de Nusselt

phydro – Pressão hidrodinâmica

p<sub>init</sub> – Pressão inicial

Pr – Número de Prandtl

q – Fluxo de calor

Q – Fonte de calor

$Q_r$  – Fonte de calor da irradiação

$Q_r$  – Fonte de calor radiativa

$q_{r,net}$  – Fluxo de calor absorvido por radiação na superfície do metal

$r$  – Raio do tubo

$r_0$  – Raio externo do tubo

$R_2$  – Coeficiente de determinação

$r_a$  – Raio externo da camada de cinza

$Re$  – Número de Reynolds

$r_{in}$  – Raio interno do tubo

$S$  – Termo fonte (interações entre a fase sólida com a gasosa)

$Sc$  – Número de Schimidt

$S_{comb}$  – Termo fonte da combustão

$S_j$  – Termo fonte ou sumidouro de massa

$SM$  – Termo fonte do fluxo de momento

$S_{part}$  – Termo fonte de troca de energia nas partículas de carvão na fase gasosa

$S_{rad}$  – Termo fonte da radiação

$T_a$  – Temperatura da cinza

$T_{ev}$  – Temperatura de entrada do vapor

$T_g$  – Temperatura dos gases

$T_{lb}$  – Temperatura do corpo negro

$T_{int}$  – Temperatura média interna do tubo

$T_s$  – Temperatura de vapor

$T_{vap}$  – Temperatura média do vapor dentro do tubo

$T_w$  – Temperatura da parede dos tubos

$u$  – Velocidade

$x^+$  - Coordenadas adimensionais no eixo x

$y^+$  - Coordenadas adimensionais no eixo y

**•Unidades:**

ata – Atmosfera absoluta

T/h – Tonelada por hora

cm/H<sub>2</sub>O – Centímetro de coluna d'água

**•Letras Gregas:**

$\beta$  – Coeficiente de extinção de radiação

$\delta$  – Matriz unitária de fase

$\varepsilon$  – Energia dissipada

$\varepsilon$ -NTU – Eficiência do número de unidades de transferência

$\kappa$  – Coeficiente de absorção do meio cinzento

$\mu$  – Viscosidade

$\mu_{\text{eff}}$  – Viscosidade do gás

$\mu_t$  – Viscosidade turbulenta

$v_{\text{vap}}$  – Velocidade do vapor

$\rho$  – Massa específica

$\rho_{\text{ref}}$  – Massa específica de referência

$\sigma$  – Constante de Stephan-Boltzmann

$\sigma_\varepsilon$  – Constantes do fluxo turbulento de  $\varepsilon$

$\sigma_k$  – Constantes do fluxo turbulento de  $k$

$\sigma_s$  – Coeficiente de dispersão do meio

$\tau$  – Trabalho

$\phi$  – Diâmetro

$\Phi$  – Função de dissipação das forças viscosas e suas taxas de cisalhamento

$\phi$  - Função de fase

$\Omega$  - Ângulo no plano

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1	JUSTIFICATIVA.....	16
1.2	OBJETIVOS.....	18
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral .....</b>	<b>18</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>18</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>20</b>
2.1	EVOLUÇÃO E TECNOLOGIA ATUAL DAS CALDEIRAS A CARVÃO MINERAL.....	20
2.2	ASPECTOS OPERACIONAIS CONSTRUTIVOS E EFICIÊNCIA TÉRMICA DA JORGE LACERDA.....	23
2.3	ASPECTOS FENOMENOLÓGICOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS SUPERAQUECEDORES .....	24
2.4	ESTUDO DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE TROCAS TÉRMICAS NOS SUPERAQUECEDORES .....	28
2.5	EFEITOS DA DEPOSIÇÃO DE CINZAS NOS SUPERAQUECEDORES .....	36
<b>3</b>	<b>MATERIAL E MÉTODOS.....</b>	<b>42</b>
3.1	DADOS DE PROJETO E OPERAÇÃO DO SUPERAQUECEDOR.....	42
3.2	GEOMETRIA DO SISTEMA CONSIDERADA NA SIMULAÇÃO .....	44
3.3	PROPRIEDADES DO VAPOR SUPERAQUECIDO.....	47
3.4	PROPRIEDADES DOS GASES DE QUEIMA .....	50
3.5	HIPÓTESES ADOTADAS PARA O MODELO .....	52
3.6	TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	54
3.7	CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	62
3.8	MALHA EMPREGADA NA RESOLUÇÃO DO MODELO .....	63
3.9	MÉTODO NUMÉRICO.....	66
<b>3.9.1</b>	<b>Método dos elementos finitos.....</b>	<b>67</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>68</b>

4.1	ESTUDO DE CASO: CONDIÇÃO OPERACIONAL HABITUAL DA USINA TERMOELÉTRICA JORGE LACERDA.....	68
4.2	PADRÃO DO ESCOAMENTO DOS GASES.....	78
4.3	EFEITOS DE TROCA DE CALOR NO SUPERAQUECEDOR .....	82
4.4	IMPACTO DA DEPOSIÇÃO E EFICIENCIA TÉRMICA .....	86
4.5	ALTERAÇÃO NA GEOMETRIA DO SUPERAQUECEDOR: DE FEIXES DE TUBOS PARA PLACAS QUE CONSERVAM O TRAJETO ORIGINAL DO VAPOR NOS FEIXES DE TUBOS .....	88
4.5.1	<b>Transferência da quantidade de movimento nas placas.....</b>	<b>89</b>
4.5.2	<b>Transferência de calor nas placas.....</b>	<b>91</b>
	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>93</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>96</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O consumo de energia elétrica para proporcionar a infraestrutura de nossa sociedade está aumentando, sua produção é fundamental para o crescimento demográfico sadio, pois sem energia não teríamos condições de fornecer os serviços de hospitais, indústrias, escolas, tratamento de água e a luz que chega a nossa casa. Para atender essa demanda é necessária a construção de usinas que atendam a sociedade com maior eficiência energética e sustentabilidade; acompanhando as novas tecnologias e necessidades do homem moderno. A produção de energia elétrica deve ter tecnologia que reduza o custo do processo para que seu produto fique mais acessível a todos os setores da sociedade segundo Sreepadha e colaboradores, (2017).

O aumento da demanda de energia é relativo ao crescimento da população no mundo, logo existe uma necessidade de erigir usinas de energia economicamente viáveis. A International Energy Agency, (2010) cita que 300 milhões de pessoas no mundo estão sem acesso a eletricidade sendo 87% localizadas em áreas rurais e afirma que precisa adicionar entre 600-1200 GW até 2050

Novos horizontes de tecnologias, geram novos desafios, pois atualmente no mundo os combustíveis fósseis são as fontes primárias de energia mais utilizadas na produção de energia elétrica, acredita-se que sua exploração perdure sem grande alteração nos próximos 20 anos (Wu e Chen, 2018). Portanto, é necessária consciência para o melhor aproveitamento destes recursos naturais limitados de forma que se aproveite o máximo esse potencial energético.

O carvão mineral é um combustível fóssil e é a fonte de energia primária mais importante do mundo Wei e colaboradores, (2017), sua estrutura constitui de cinza e hidrocarbonetos. Seu potencial químico é utilizado na reação de queima, aquecendo caldeiras e por consequência gerando vapor. Este vapor gira as hélices da turbina e fornece torque para geradores produzirem energia elétrica (Bazzo, 1992).

No Brasil o sistema energético é baseado em usinas hidrelétricas, logo as dependências das condições climáticas para os níveis de reservatórios de água impedem por vezes uma estabilidade no sistema integrado de eletricidade. Contudo para garantir o suprimento de energia na falta das hidrelétricas foram construídas usinas termoelétricas que servem como elemento de segurança para o sistema interligado de energia.

Existem alguns fatores que interferem na eficiência dessas usinas termoelétricas a carvão mineral, que são: o depósito excessivo de cinzas nos tubos dos trocadores de calor, má qualidade do carvão e oxidação de metais. Com o tempo, cada uma dessas causas, podem produzir o sobreaquecimento dos tubos da caldeira gerando fadiga no material metálico e eventualmente o aparecimento de perfurações que irão forçar paradas para manutenções corretivas.

Cabe destacar a deposição de cinzas, dentre esses fatores que prejudicam o processo de geração de energia por queima do carvão mineral (Weber e colaboradores, 2013). O carvão mineral pode apresentar já de início um teor elevado de cinzas, como é o caso do carvão catarinense que é utilizado nas caldeiras da usina termoelétrica Jorge Lacerda, localizada no município de Capivari de Baixo/SC, que possui em sua composição entre 40% e 50% de cinzas, conforme dados da Usina Jorge Lacerda, (2018).

Será analisado a eficiência térmica da troca de calor na região dos tubos do superaquecedor, seção final de uma das caldeiras da usina Jorge Lacerda, onde a transferência de calor proveniente da queima do carvão para o vapor superaquecido nos tubos é de caráter condutivo, convectivo e radiativo. Será apresentado um estudo de eficiência térmica considerando a resistência do depósito de cinza nos tubos com o exame da possibilidade de alteração de geometria do superaquecedor. Os resultados obtidos do estudo de modelagem e simulação deverão estar em sintonia com os dados operacionais da caldeira, o que permitirá uma análise aprofundada baseada na fenomenologia do processo.

Portanto, este trabalho desenvolve uma modelagem numérica do superaquecedor de uma caldeira, onde são considerados dados de operação que servem de condição de contorno de entrada no domínio de simulação. As condições obtidas na saída são utilizadas para a validação do modelo. Assim, pode-se estudar as trocas térmicas nos tubos do superaquecedor, determinando-se perfis de temperatura, com possibilidade de inclusão da resistência térmica proveniente da deposição da cinza e de seu efeito sobre o fluxo radiativo dos gases de queima. Por fim, é possível avaliar a alteração da geometria de feixe de tubos do trocador de calor para placas visando investigar algum impacto sobre a eficiência térmica do processo.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Na geração de vapor em caldeiras aquatubulares, o principal motivo para paradas programadas, segundo Weber e colaboradores (2013), é a incrustação de cinzas em seu interior.

Essa deposição, de cinza acumulada proveniente da queima do carvão pode levar à redução significativa da eficiência térmica desses trocadores de calor localizados no interior da caldeira conforme Pan e colaboradores (2012).

Uma alternativa para o estudo e equacionamento destes problemas é o emprego fluidodinâmica computacional, Computational Fluid Dynamics (CFD), segundo Beckmann e colaboradores (2016).

Com o estudo da transferência de calor e da quantidade de movimento devidamente analisada, pode-se sugerir uma solução para os trocadores de calor, alterando o projeto, para que, seja capaz de melhorar a eficiência térmica e reduzir o acúmulo de cinzas.

Nesse sentido, o estudo para alterar a geometria dos trocadores de calor pode ser uma possibilidade de melhoria, quando o tema é a redução do depósito de cinzas escorificada nos tubos conforme Tong e colaboradores, (2017). Bouris e colaboradores, (2005) também sugeriram alterações nesse sentido com base em estudos de simulação.

Os tubos da caldeira são resistentes à alta temperatura e pressão, em especial os tubos do superaquecedor de vapor, que é um aço liga do tipo: cromo, molibdênio. Estes tubos estão enfileirados e formam um feixe de 12 tubos na forma de “U”. Podemos ver este trocador de calor em detalhe na Figura 1, onde seus feixes estão no plano de fundo na cor cinza. Esses feixes estão colocados lado a lado como na Figura 1 perfazendo o total 68 feixes, com 12 tubos cada. Portanto todo o volume do passo intermediário da caldeira é preenchido por tubulações de superaquecedor e reaquadador de vapor. O gás de queima irá passar pelo espaço vazio no sentido perpendicular aos tubos e o vapor superaquecido saíra de um coletor em direção da turbina.

Figura 1 – Superaquecedor SH3 na entrada do passo intermediário



Fonte: Engie, (2009)

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho, assim como o seu desdobramento em itens mais específicos são a seguir apresentados.

### 1.2.1 Objetivo geral

Desenvolver um estudo de modelagem e simulação dos superaquecedores de uma caldeira aquatubular a carvão mineral com o objetivo de avaliar e eventualmente propor melhorias para a eficiência térmica do sistema.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Caracterizar os parâmetros físicos e operacionais segundo condições reais de funcionamento, utilizando informações disponíveis da usina Jorge Lacerda – SC para fins de estudo de caso;
- Descrever os padrões de escoamento dos gases de combustão junto aos feixes de tubos do superaquecedor;

- Considerar e quantificar os efeitos de troca de calor no superaquecedor segundo os mecanismos de condução, convecção e radiação;
- Avaliar o impacto da deposição de cinzas sobre a eficiência térmica do superaquecedor produzindo um diagnóstico de eficiência da caldeira estudada no que se refere à seção do superaquecedor;
- Promover alterações na geometria das paredes dos feixes de tubos do superaquecedor e avaliar possíveis consequências sobre a eficiência térmica do sistema.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para melhor compreensão do assunto abordado nessa dissertação, serão compilados neste capítulo alguns artigos dos últimos vinte anos de três bases de dados: *Science Direct*, *Scopus* e *Web of Science*.

Também serão mencionados nesta revisão alguns dos livros consolidados na área de engenharia e também livros mais específicos referentes ao processo de geração de vapor. Assim, objetiva-se preparar o leitor com as informações necessárias para a compreensão das asserções discutidas posteriormente.

### 2.1 EVOLUÇÃO E TECNOLOGIA ATUAL DAS CALDEIRAS A CARVÃO MINERAL

Caldeira por sua definição é um conjunto de trocadores de calor interligados que dividem a mesma fonte de calor, possibilitando a produção de vapor com pressão superior à atmosférica. É constituída por diversos equipamentos integrados que permitem a obtenção do maior rendimento térmico e com maior segurança. Existem diversos tipos de caldeiras e podem ser classificadas por suas características construtivas (Pera, 1990):

- Número de passes: passe único, duplo passe e três passes;
- Fluido que passa pelo tubo: Aquatubular, flamotubular;
- Formado dos tubos da caldeira aquatubular: Tubos retos, tubos curvos, lâmina, parede de água e mistas;
- Formato dos tubos da caldeira flamotubular: Vertical, horizontal, traseira seca e traseira molhada, fornalhas corrugadas;
- Combustível: Sólido, líquido, gasoso e misto;
- Elétrica: Eletrodo submerso e resistor;
- Caldeira de Recuperação: Gases de outros processos, produção de soda, licor negro;
- Caldeiras de combustível nuclear;
- Quanto a pressão do vapor: Subcrítica, crítica, supercrítica, ultra supercrítica;
- Montagem: Caldeiras pré-montada (compacta), caldeira montada em campo, caldeira móvel (locomotivas);
- Sustentação: Suspensa, caldeira autossustentada, sustentação mista;
- Circulação da água: Natural, forçada e combinada;
- Quanto ao sistema de tiragem: Natural, forçada, balanceada ou induzida.

Nas caldeiras aquatubulares, ao contrário das flamotubulares, é a água que passa por dentro dos tubos e por fora fica uma região de combustão conhecida como fornalha. Assim, os gases provenientes da queima passam em redor dos tubos que precisam ser dimensionados para resistir à abrasão e deposição das partículas presentes nos gases na parte de fora da tubulação.

A água que passa pelos tubos pode estar nas fases: gasosa, líquida ou superaquecida. O uso da água desmineralizada é comum em plantas de alta pressão, pois evita problemas de jateamento dos sais minerais não ionizados dispersos na água na parede interna dos tubos e também reduz a oxidação em regiões de baixa velocidade, como nos tubulões coletores de água.

A desvantagem desse tipo de caldeira é o depósito que fica por fora dos tubos. Para tentar reduzir este depósito de cinzas que se fixam no interior da caldeira, é necessária a instalação de equipamentos de limpeza conhecidos como sopradores de fuligem.

A Figura 2, apresenta em detalhes esse soprador de fuligem. Um tubo é inserido para dentro da caldeira girando, e “jateia” vapor, limpando as cinzas depositadas na tubulação. A consequência desse vapor “jateado” em meio ao fluxo dos gases é a perda de energia e a abrasão do jato sobre os tubos limpos.

Figura 1 Soprador de Fuligens



Fonte: Usina Jorge Lacerda, adaptado pelo autor (2009).

As caldeiras aquatubulares, podem ser caracterizadas conforme o processo de queima do combustível, podendo se destacar três deles: grelha, leito fluidizado e pulverizado.

A caldeira com grelha normalmente é abastecida com biomassa como combustível, tendo por exemplos o uso de lixo urbano, restos de processo da indústria madeireira (serragem) entre outras fontes caloríficas que não podem ser moídas a baixa granulometria. São utilizadas em sistemas de geração de vapor de médio e pequeno porte.

As caldeiras de leito fluidizado utilizam combustíveis de baixa qualidade calorífica e elevado teor de umidade e enxofre como o rejeito de carvão mineral que é misturado a inertes como por exemplo a areia e pedra calcária (absorventes para dióxido de enxofre) com a finalidade de remover os gases tóxicos e umidade sem perder o poder calorífico.

Há também as caldeiras de combustível pulverizado que podem queimar diesel, querosene, gás natural, óleo pesado e materiais carbonosos com alto teor de cinza como o carvão mineral (Reinaldo, 2004).

Existem caldeiras que combinam diferentes fontes de aquecimento para fornecer energia ao vapor, como por exemplo as caldeiras que estão interligadas a um sistema de uma torre solar. Essa tecnologia, utiliza de painéis refletivos que redirecionam os raios solares para um único ponto, concentrando toda a potência térmica da radiação solar na produção de vapor. O consumo de combustível queimado é reduzido com a adição da torre solar. No trabalho de Zhang e colaboradores (2016) apresenta-se o projeto desse painel para uma usina termoelétrica a carvão que opera com geração supercrítica (geram acima de 500 MW).

Algumas caldeiras utilizam múltiplos combustíveis, normalmente um fóssil e outro renovável, reduzindo o consumo do combustível primário; o uso da biomassa como suporte na queima é uma alternativa. Os trabalhos de Drosatos e colaboradores (2018) e Miyake (2011) apresentam em detalhes essa mistura de combustíveis em usinas termoelétricas.

Existem caldeiras de cogeração que utilizam o vapor para dois processos paralelos, um para o trabalho em turbinas, produzindo energia elétrica e outro para fornecer calor em etapas de um processo térmico, como por exemplo a secagem da madeira verde na região de Lages/SC. O trabalho de Deboni e colaboradores (2018) detalha esta usina.

Hoje existem usinas termoelétricas que utilizam caldeiras que trabalham com pressão ultra supercrítica (25 MPa a 878 K) podendo gerar 1000MW e consumindo aproximadamente 3000 T/h de vapor. Estas caldeiras não possuem tambor e normalmente são em formato de torre, como assim mostram os trabalhos de Hasti e colaboradores (2013), Liu e colaboradores (2013), Tan e colaboradores (2018).

## 2.2 ASPECTOS OPERACIONAIS CONSTRUTIVOS E EFICIÊNCIA TÉRMICA DA JORGE LACERDA

A usina Jorge Lacerda possui um conjunto de sete caldeiras aquatubulares que queimam carvão mineral pulverizado. Estas são divididas em três prédios conhecidos por unidades que são chamadas de (UTLA, UTLB, UTLC) e estão localizadas no município de Capivari de Baixo/SC.

Tal usina termoelétrica utiliza o carvão mineral CE-4500 da região de Criciúma/SC como fonte de energia. Este carvão catarinense possui 20% de material volátil, 40% de cinzas, 10% umidade, 1,5% de enxofre e o restante de 28,5% é praticamente constituído de carbono fixo. Seu poder calorífico é de 4500 Kcal/Kg de carvão.

As cinzas do carvão são compostas principalmente por dióxido de silício (sílica), óxido de alumínio (alumina) e óxido de ferro (II) (ferrita); essas cinzas quando diluídas nos gases de queima são coletadas em sua maioria pelo precipitador eletrostático. Em seguida são levadas para silos de armazenamento e posteriormente descarregadas em caminhões que as transportam para a fabricação de cimento.

As primeiras caldeiras da usina são da unidade (UTLA) composta pelas caldeiras de número 1, 2, 3 e 4 inauguradas nas décadas de 60 e 70. A (UTLB) com as caldeiras 5, 6 entrou em atividade em 1979. A última foi a (UTLC) com a caldeira 7 colocada em operação em 1998 (Hamilton, 2008). Estas unidades possuem tecnologia de épocas diferentes, porém o combustível é o mesmo.

O superaquecedor da caldeira 7 é dividido em três partes. A primeira parte subdividida em seis (1a, 1b, 1c, 1d, 1e, 1f). A parte do superaquecedor a ser estudada será a terceira ou última parte. Esta é responsável pelo aquecimento final do vapor antes de ser inserido na turbina, especificamente para as válvulas parcializadoras que controlam a taxa de vapor que girará as hélices da turbina. Este superaquecedor é composto por um feixe de tubos e está localizado na entrada do passo intermediário. Esses tubos estão suspensos no teto da caldeira e têm o formato em “U”. Os gases cruzam o feixe de tubos perpendicularmente e o fluxo do vapor é transversal aos gases.

A caldeira da UTLC trabalha na faixa subcrítica de pressão a 180 bar e não tem tambor de separação líquido/vapor, diferentemente das caldeiras 1, 2, 3, 4, 5, 6. A circulação do vapor é forçada tipo *Once-Throught Benson*, os tubos da fornalha (região da queima do carvão

pulverizado) estão distribuídos em paralelo de forma a subirem em padrão espiralado, perfazendo três voltas em torno das paredes.

Esta caldeira não possui o anteparo conhecido como “nariz” entre a fornalha e o passo intermediário, que teria a finalidade de reduzir a radiação da chama, impedindo a incidência direta da radiação sobre a superfície dos tubos dos superaquecedores localizados nessa região. A caldeira possui um ciclo térmico de aquecimento da água com uma eficiência de 98%. Já o ciclo térmico que ocorre na turbina para gerar trabalho no gerador possui 60% de eficiência. A maior perda no processo de geração de energia ocorre no condensador que é a etapa que resfria o vapor e que passa pela turbina até voltar à fase líquida.

### 2.3 ASPECTOS FENOMENOLÓGICOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS SUPERAQUECEDORES

Para considerar os fenômenos presentes na região dos superaquecedores da caldeira de modo a se simular fidedignamente o sistema, existem hoje ferramentas computacionais aptas à resolução de sistemas de equações diferenciais bastante intrincados. No entanto, encontra-se ainda um número limitado publicações com modelagem matemática mais completa ao considerar a totalidade dos fenômenos envolvidos.

Podem-se citar alguns exemplos de fenômenos presentes no processo que podem ser expressos por equações diferenciais:

- A transferência de calor com os três mecanismos de troca térmica (convecção “com turbulência quando necessária”, irradiação com participação do meio “cinzento” e condução térmica da camada de cinzas porosas e oxidação de tubos);
- Os efeitos reacionais cinéticos da complexação química dos metais oxidados na queima em um meio com alta temperatura;
- Crescimento da estrutura porosa em camadas das cinzas sobre os tubos;
- A termodinâmica da mudança de fase da fusão das cinzas que colidem com os tubos;
- A floculação das partículas de cinza sólidas dispersas no ar;
- A queda de pressão do vapor que passa por dentro dos tubos;
- A oxidação interna dos tubos;
- A abrasão no interior dos tubos devido à presença de micropartículas que possam estar presentes na água;

- A fadiga e a dilatação dos tubos;
- A abrasão dos gases sobre as paredes externas dos tubos.

Por outro lado, nota-se uma tendência de acompanhar a evolução computacional, de tal forma que o processamento numérico de todas estas equações diferenciais possa ser efetivado.

O trabalho de Trojan e Taler (2015) inclui um bom número de fenômenos citados acima, como por exemplo o superaquecimento do vapor, considerando a resistência térmica que as cinzas proporcionam e a oxidação dos metais dos tubos, incluindo-os nos três mecanismos de transferência de calor. Porém, não incluiu os mecanismos reacionais e de crescimento das cinzas depositadas, além de não equacionar os dados de tenacidade dos tubos.

Weber e colaboradores (2013) fazem um compilado de artigos publicados sobre o tema de “simulação computacional relacionada à deposição de cinza em caldeiras”, e apresentam as equações mais utilizadas. Para o cálculo do campo de fluxo gasoso, a abordagem de *Reynolds Averaged Navier-Stokes* é muito utilizada e prevê os fluxos carregados de partículas em caldeiras.

O balanço estacionário para equilíbrio da conservação da quantidade de movimento na Equação 1 representa o campo de velocidade  $\mathbf{u}$ , pressão  $p$ , que variam ao longo do eixo  $X$  e relaciona o fluxo com a viscosidade  $\mu$  e massa específica  $\rho$  do fluido. Esta Equação acompanha um modelo de turbulência que relaciona as tensões de Reynolds  $\rho u_i u_j$  em quantidades conhecidas ou calculáveis adicionando uma velocidade no eixo  $y$  ( $u_j$ ) proporcional a massa específica e velocidade de  $u_i$ . O termo fonte  $S$  representa as interações entre a fase sólida e a gasosa.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right) + S \quad (1)$$

Dentre os modelos de turbulência o mais utilizados é o modelo  $k - \epsilon$  como no trabalho de Trojan e Taler (2015) que diferentemente de Weber e colaboradores (2013) adiciona o termo transiente para o fluxo de momento, a taxa de deformação  $\tau$  e o termo fonte  $S_M$  segundo a Equação 2:

$$\frac{\partial(\rho \cdot \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla(\rho u_i u_j) = -\nabla p + \nabla \tau + S_M \quad (2)$$

O tensor deformação é uma função definida na Equação 3, onde  $\delta$  é a matriz unitária de fase.

$$\tau = \mu \left( \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \mathbf{u} \right) \quad (3)$$

O modelo de turbulência  $\mathbf{k} - \varepsilon$  engloba os mecanismos que interferem na energia cinética turbulenta do processo, onde o  $\mathbf{k}$  é a energia cinética turbulenta e  $\varepsilon$  a energia dissipada, conforme as equações 4 e 5. Os valores  $\sigma_t$ ,  $C_1$  e  $C_2$  representam constantes que são obtidas por numerosas iterações de dados que ajustam uma gama ampla de fluxos turbulentos. O valor de  $\mathbf{E}$  é a taxa de deformação e  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_{tk}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_{t\varepsilon}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

Weber e colaboradores (2013) apresentam o balanço de massa de uma espécie  $\mathbf{J}$  mais utilizada nos artigos sobre deposição de cinza. A expressão é estacionária, representada na Equação 6, onde  $m_j$  é a fração de massa da espécie,  $S_j$  é o número de Schmidt,  $\mu_{eff}$  é a viscosidade do gás,  $S_j$  é o termo fonte ou sumidouro de massa (devido a combustão gasosa e geração de espécie gasosa). Tipicamente são consideradas seis espécies gasosas: nitrogênio, oxigênio, material volátil, monóxido de carbono, dióxido de carbono e vapor d'água.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i m_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_{eff}}{Sc} \frac{\partial m_j}{\partial x_i} \right) + S_j \quad (6)$$

O balanço de energia é expresso na Equação 7 onde o fluxo de energia é estacionário representado pelos termos:  $\mathbf{h}$  que é a entalpia do fluxo gasoso,  $Sc$  é o número de Schmidt. O

lado direito da Equação contém termos fonte que consideram a combustão dos voláteis  $S_{comb}$ , radiação  $S_{rad}$  e troca de energia nas partículas de carvão com a fase gasosa  $S_{part}$ .

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_{eff}}{Sc} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) + S_{comb} + S_{rad} + S_{part} \quad (7)$$

Já o trabalho de Trojan e Taler (2015) apresenta as equações diferenciais parciais que descrevem as alterações espaciais e temporais da temperatura de vapor (*steam*)  $T_s$  na Equação 8, da temperatura da parede dos tubos (*wall*)  $T_w$  na Equação 9, da temperatura dos gases  $T_g$  na Equação 11 e temperatura da camada das cinzas (*ash*)  $T_a$  na Equação 10.

Os símbolos  $x^+$ , e  $y^+$  são a coordenadas adimensionais, (divisão do ponto de coordenada  $x$  pelo comprimento máximo do tubo) e a coordenada  $y$  (dividindo o ponto do diâmetro do tubo pelo diâmetro máximo do tubo),  $r$  é o raio do tubo,  $r_{in}$  o raio interno,  $r_0$  raio externo do tubo,  $r_a$  é o raio externo da camada de escoria (*ash*). O termo  $k_w$  é a condutividade térmica das paredes do tubo (*wall*) e  $k_a$  é a condutividade térmica do depósito de cinzas (*ash*).

$$\frac{1}{N_s} \frac{\partial T_s}{\partial x^+} + (T_s - T_w)|_{r=r_{in}} = 0, \quad 0 \leq x^+ \leq 1 \quad (8)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} \right) = 0, \quad r_{in} \leq r_w \leq r_0 \quad (9)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r k_a \frac{\partial T_a}{\partial r} \right) = 0, \quad r_0 \leq r_w \leq r_a \quad (10)$$

$$\frac{1}{N_g} \frac{\partial T_g}{\partial y^+} + (T_g - T_w)|_{r=r_a} = 0, \quad 0 \leq y^+ \leq 1 \quad (11)$$

Onde o número de unidades de transferência de calor  $N_s$  e  $N_g$  são representados pelas expressões 12, com os coeficientes convectivos  $h_s$  e  $h_a$ , a área de transferência de calor  $A_{in}$  do

tubo e  $A_a$  da camada de cinza, as taxas mássicas do vapor e do gás  $\dot{m}_s$  e  $\dot{m}_g$  e as capacidades caloríficas a pressão constante do vapor  $Cp_s$  e do gás de combustão  $Cp_g$ :

$$N_s = \frac{h_s \cdot A_{in}}{\dot{m}_s \cdot Cp_s}, \quad N_g = \frac{h_g \cdot A_a}{\dot{m}_g \cdot Cp_g} \quad (12)$$

Equações cinéticas reacionais do crescimento das cinzas em tubos por “complexação” dos metais no fluxo gasoso ainda estão sendo estudadas; não há hoje uma regra cinética geral para o processo do depósito das cinzas. Pode-se encontrar na literatura casos específicos de crescimento do depósito de cinzas monitorado com o uso de sondas. Também há trabalhos que definem o crescimento da camada de cinzas depositadas com o uso de queimadores de carvão como no trabalho de Beckmann e colaboradores (2016).

#### 2.4 ESTUDO DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE TROCAS TÉRMICAS NOS SUPERAQUECEDORES

Os superaquecedores de vapor são trocadores de calor com fluxo cruzado, que operam a alta temperatura (com gases de queima acima de 1000 K) e estão localizados na parte superior das caldeiras. O vapor flui por dentro de tubos e o gás da queima por fora, no entanto diferem muito dos outros trocadores de calor da caldeira como por exemplo os tubos de circulação de água líquida da fornalha. Essa diferença ocorre principalmente por terem temperatura e pressão de operação maior podendo causar depósito e gerar rupturas nos tubos.

O trabalho de Taler e colaboradores (2018) afirma que 40% das paradas de emergência em caldeiras são causados por danos nos superaquecedores de vapor, indicando a fragilidade da região.

Thulukkanam (2013) apresenta o método numérico  $\epsilon$ -NTU (eficiência – Número de Unidades de Transferência) que é uma alternativa de cálculo para o fluxo térmico em trocadores de calor com sistemas complexos como a região da fornalha em caldeiras. Porém o limitante destes métodos é que as propriedades físicas de ambos fluídos (água e gases) devem ser constantes. É apresentada também a possibilidade de variação mínima com o método P-NTU (versão do método variante), mas o seu uso no cálculo de superaquecedores de caldeiras não é recomendado, pois o vapor no estado superaquecido varia muito suas propriedades físicas em relação à temperatura.

A presença do particulado no fluxo gasoso altera os efeitos da radiação da chama, fazendo com que os gases de combustão absorvam parte do calor radiante da chama. Este efeito é estudado desde o final dos anos 80 por Lokshin e colaboradores (1988) considerando nos cálculos a participação de um meio cinzento na absorção da radiação.

O trabalho de Taler e Taler (2009) descreve a complexidade da transferência de calor por radiação nos superaquecedores devido ao alto teor de cinzas nos gases e a incrustação da fuligem nos tubos. O grau do particulado que se deposita nos tubos é de difícil previsão na etapa de projeto da caldeira, portanto o comprimento dos tubos em superaquecedores são determinados durante o comissionamento da usina quando são executados testes da planta para sincronizar todos os fluxos do ciclo térmico.

A ferramenta computacional CFD (*Computational Fluid Dynamic*) utilizada para modelagem fenomenológica dos fluxos na fornalha da caldeira é de grande auxílio para análise da transferência de calor (principalmente a convectiva) e da eficiência térmica das caldeiras. Tal abordagem já é bem conhecida no meio científico, podendo-se citar os trabalhos de: Leppänen e colaboradores (2014); Park e colaboradores (2010) e Schuhbauer e colaboradores (2014) que tratam da região da câmara de combustão e queimadores.

Portanto, para conseguir simular tal complexidade presente no processo, Park e colaboradores (2010), por meio de CFD, acoplam dois domínios de cálculo para avaliar o desempenho térmico de uma caldeira aquatubular na Coreia do Sul. O primeiro passo é desenvolvido com elementos finitos para a caldeira em três dimensões onde é resolvido o escoamento da corrente gasosa (lado de fora aos tubos). Num segundo momento, considera-se o consumo de energia com o *software* PROATES que monta um fluxograma que mostra o consumo de energia nos tubos da caldeira. A análise pode se dar *on-line* ou por programação, com o objetivo de se otimizar a queima de carvão (no domínio 3D), o aquecimento e o superaquecimento da água/vapor que vai para a turbina.

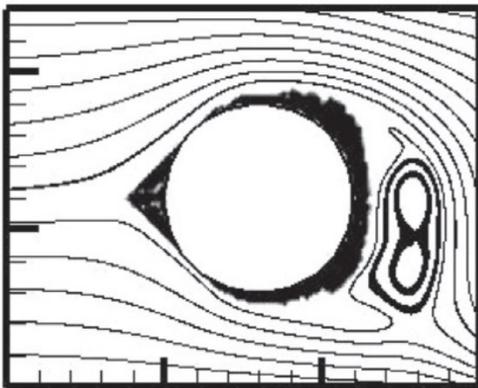
A presença de cinzas nos tubos dos trocadores de calor podem ocasionar um depósito cumulativo; os trabalhos de Weber e colaboradores (2013) e Wieland e colaboradores (2012) desenvolvem simulações que avaliam o crescimento dessa incrustação nos permutadores de calor.

Similarmente, Trojan e Taler (2015) fazem um balanço simplificando o modelo para o vapor superaquecido considerando o efeito das cinzas depositadas na superfície externa dos

feixes, e a oxidação interna dos tubos. É analisada a eficiência térmica no superaquecimento do vapor em todo superaquecedor com a presença ou não de cinzas e oxidação nos tubos.

Em paralelo, o trabalho de Tong e colaboradores (2017) desenvolveram uma simulação também em dois passos: um primeiro que aborda o fluxo dos gases de queima, resolvendo Navier Stokes por volumes finitos e um segundo para a deposição de cinzas por modelo de Boltzman com rede de relaxamento. Essas simulações são baseadas em modelos probabilístico de células autônomas para as fases (partículas) dispersas no gás. Seus resultados sugerem que para a reduzir o depósito de cinzas nos feixes de tubo seria recomendável a alteração dessa geometria cilíndrica dos tubos para cilindros com secção transversal na forma de gota. Note como o depósito de cinzas cresce neste mesmo formato (Figura 3).

Figura 2 – Crescimento das cinzas



Fonte: Tong e colaboradores, (2017)

O trabalho de Tzolakis e colaboradores (2012) retira dados de uma caldeira de 300 MW a Lenhite (carvão mineral com alto teor de carbono) e otimiza o seu processo através do uso de um *software* de simulação que calcula o rendimento com algoritmos de programação matemática para todas as partes da caldeira. Os resultados apresentados promoveram mudanças na planta que renderam um aumento de 0,55% na eficiência térmica da usina, o que significa a redução 11,5 t/h do consumo de carvão (aproximadamente 2,05%).

Para cálculo de sistemas complexos e com o intuito de controle de processo Sreepadha e colaboradores (2017) desenvolveram um modelo matemático para caldeiras térmicas a carvão que usa as leis físicas termodinâmicas com intuito formular um controlador PID da caldeira. Retirou-se os dados transientes da planta nas paradas e partidas da caldeira e comparou com os resultados adaptando-os em sua simulação.

O uso de algoritmos para cálculo eficiência térmica de usinas de recuperação de calor proveniente de turbinas a gás é feito por Behbahani-Nia e colaboradores (2010) apontaram um ponto ótimo na caldeira capaz de diminuir o custo operacional. Muitas dificuldades foram encontradas como por exemplo a escorificação nos tubos da parede da água da fornalha e nos superaquecedores.

Um modelo numérico em escala real de uma caldeira foi desenvolvido para análise de consumo de combustível da caldeira. Para o cálculo fluidodinâmico é utilizado as equações de Reivolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) com os modelos de turbulência  $k - \epsilon$ , e radiação com o modelo de meio cinzento participante de Rosseland. Detectou-se o motivo da falha em um cotovelo dos tubos do superaquecedor detectando um superaquecimento no metal do tubo devido a caminho preferencial dos gases. desenvolvido por Rahimi e colaboradores (2006)

O trabalho de Purbolaksono e colaboradores (2009) desenvolve um método para estimar a magnitude do fluxo de calor nos tubos do reaquecedor e superaquecedor. Com o uso de formulas empíricas que correlacionem os valores do balanço através do parâmetro de Larson-Miller, com modelagem de elementos finitos. Para análise de transferência de calor, foi considerado: convecção forçada dentro dos tubos, por meio do fluxo turbulento no vapor, e na superfície externa aos tubos no fluxo dos gases de combustão.

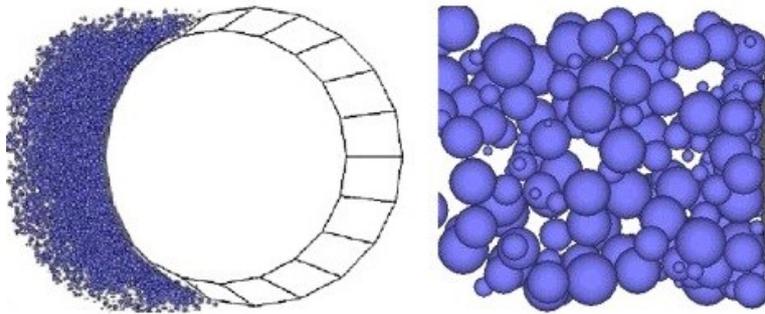
Para encontrar a causa de danos em tubulações de superaquecedores por oxidação e incrustação, Pronobis e Wojnar (2012) desenvolveu um estudo baseado em inspeções visuais e medições do crescimento das camadas sobre as paredes dos tubos. Adaptando a equação de Arrhenius para o crescimento da escoria e através da simulação numérica por elementos finitos correlacionaram o crescimento com a temperatura dos gases de combustão.

O trabalho de Mendes e Bazzo (2012) descreve um modelo balístico, que pode simular o crescimento do depósito de cinzas, utilizando uma partícula liberada de uma posição escolhida aleatoriamente e distante da superfície, percorrendo um trajeto retilíneo e vertical até tocar em um vizinho mais próximo, ocupando os espaços de forma aleatória. Foram comparados dados coletados a partir de amostras de cinzas retirados em locais específicos (superior e inferior) de um tubo de superaquecedor, validando-se a simulação por meio das caracterizações feitas.

Pan e colaboradores (2012) apresentam um modelo matemático de deposição pelo método de elementos discretos capaz de simular a deposição sobre um tubo e sobre uma placa retangular. Estas simulações permitem determinar as características da microestrutura das

cinzas como a porosidade e o diâmetro fractal conforme apresentado na Figura 4. Os resultados do diâmetro fractal obtidos por um método de contagem de espaços expressam a topográfica superficial atestando que a estrutura intersticial é heterogênea e a superfície é anisotrópica. Os diâmetros das partículas esféricas são importantes para a definição das características fractais de deposição.

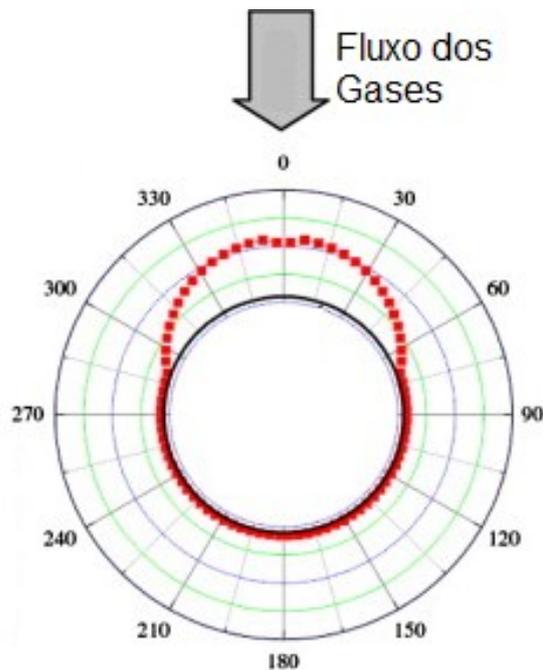
Figura 3 – Modelo de crescimento cinzas



Fonte: Pan e colaboradores, (2012)

Venturini e colaboradores (2012) realizaram simulações de geometria 2D que representam partículas com diâmetros maiores (na faixa de 8  $\mu\text{m}$ ), não reacionais e não rotacionais. Levando em conta a temperatura, o fluxo dos gases que estão em contato direto com uma circunferência (tubo em corte). Adotou-se um modelo de Euler- Lagrange acoplado com fluxo unidirecional entre o transportador (gás) e as partículas arrastadas. É reproduzido o depósito com formato e irregularidades que atestam uma boa concordância com os registros experimentais. Foi constatado, para a seção transversal do tubo no plano vertical central, que o depósito cobre um segmento de 60° apresentado na Figura 5, com relação ao centro da circunferência. A espessura da camada de cinzas depende do tamanho das partículas, as menores formam depósitos mais finos e perto do ponto de estagnação (frontal direta) e as maiores longe dele, isso ocorre devido à inércia das partículas.

Figura 4 – Ângulo de depósito no tubo e linhas com granulometria



Fonte: Venturini e colaboradores, (2012)

Partindo da ideia de alteração da geometria da secção transversal dos tubos (circular para gota), o trabalho de Bouris e colaboradores (2005) descreve uma abordagem que considera a avaliação do trocador de calor de feixe de tubos convencional, para atingir níveis maiores de eficiência térmica, redução da queda de pressão e menor passividade à deposição de fuligem com a mudança do *design* dos tubos. Este modelo combina experimentos em escala de laboratório com observações industriais e simulações numéricas. Chegou-se à conclusão que é benéfica a mudança do tubo circular por um elíptico similar à gota. Verificou-se queda de 85% da pressão e 90% do depósito de cinzas. De outro lado, a troca de calor diminuiu devido à redução da turbulência nos feixes modificados. Para resolver essa questão, foi reduzido o espaçamento transversal, o que aumentou a área de contato com o gás. Chegou-se a um *design* estreitamente espaçado que diminuiu a deposição conforme a Figura 6 em 75% e reduziu em 40% a queda de pressão.

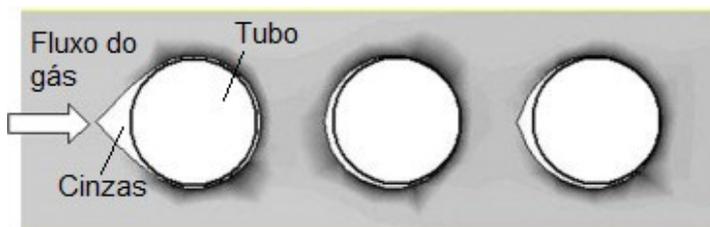
Figura 5 – Linhas de trajeto dos gases em feixe de tubos com formato elíptico



Fonte: Bouris e colaboradores, (2005)

Waclawiak e Kalisz (2012) prevêm por intermédio de simulação a formação das cinzas em feixe de tubo em caldeiras aquatubulares. As partículas de cinzas são representadas por pequenas esferas sob uma superfície 2D conforme a Figura 7. Os dados de temperatura, pressão, velocidade e concentração são dados operacionais do superaquecedor de uma caldeira termoelétrica. É feita uma abordagem por elementos finitos que inclui o uso de código do *Ansys Fluent* com algumas modificações relacionando forças de gravidade, rebote elástico e forças de adesão das esferas. A transferência de calor é apenas por convecção e o montante das forças determina se a partícula fica depositada como escória nos tubos ou se desprende. Seus resultados numéricos apresentam uma boa correlação com os dados operacionais e o depósito fica similar aos observados nos tubos da caldeira destacando a forma de gota que o depósito exibe nos primeiros tubos.

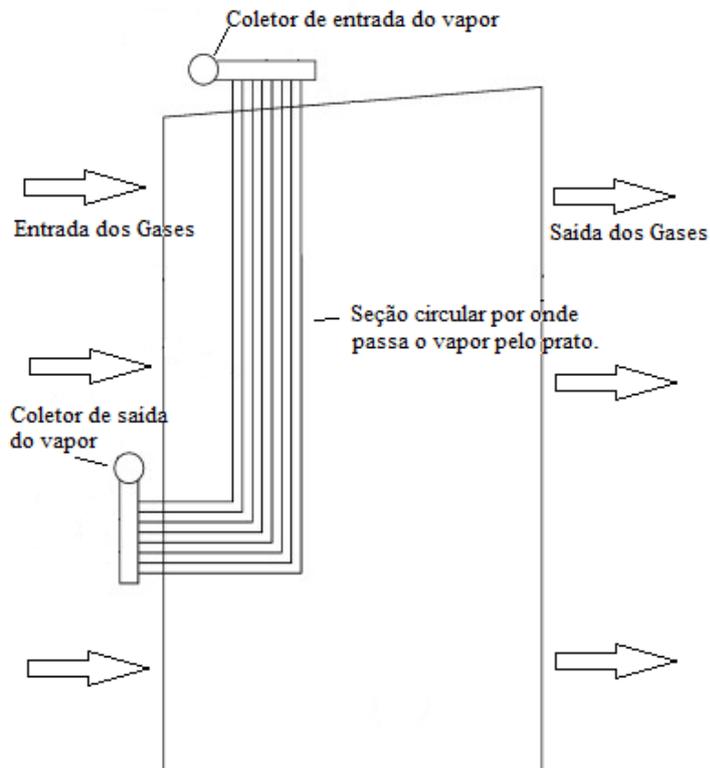
Figura 6 – Cinzas no feixe de tubos



Fonte: Waclawiak e Kalisz, (2012)

Um modelo numérico para superaquecedor a placas foi desenvolvido por Wu e colaboradores, (2013) para o cálculo térmico-hidráulico de uma caldeira de 300 MW, usando o Método dos Elementos Finitos. A Figura 8 apresenta a vista lateral em corte do prato, indicando o trajeto do vapor (no interior dos pratos) e aponta o sentido do fluxo dos gases (por fora do prato). Esse estudo avalia o fluxo de calor e temperatura dos tubos no interior dos pratos, e afirma que em 75 % das cargas térmicas da fornalha, segundo a configuração da caldeira, há o sobreaquecimento nos primeiros tubos, exigindo melhor qualidade do material no interior dos pratos.

Figura 7 – Desenho de uma placa do superaquecedor de vapor



Fonte: Wu e colaboradores, modificado pelo autor, (2005)

Cabe também citar Taler (2015) que desenvolve um método para modelagem numérica para trocadores de calor tubular de fluxo cruzado, utilizando cálculos de radiador de automóvel e implementado um sistema de controle digital. Para avaliar seus resultados numéricos o modelo do radiador foi comparado com um modelo analítico. Este método é baseado em volumes finitos e média integral da temperatura do gás através dos tubos. O objetivo do controle é a modulação dos ventiladores em relação à temperatura do líquido de saída do trocador de calor. Seus resultados comprovam a eficiência do modelo numérico tanto para trocadores de calor a tubos como a placas.

Já Ye e Lee (2013) modelaram um evaporador de tubo e placas sob condições de congelamento em uma bomba de calor de fonte de ar. Concluiu-se que a camada de gelo é porosa e os modelos existentes que não assumem essa camada subestimam a taxa de fluxo de calor convectivo necessitando correções no calor convectivo para validar a simulação.

Grande parte da literatura pesquisada desenvolve estudos numéricos pautados por dados experimentais coletados em usinas, com o objetivo de detectar possíveis falhas dos tubos por sobreaquecimento nas curvas do superaquecedor ou devido ao depósito de cinza/oxidação do metal.

Na maioria dos estudos a microestrutura do material depositado sobre o tubo aquecido é examinada relacionando a resistividade do depósito com os cálculos fluidodinâmicos. O método matemático dos elementos finitos é o mais utilizado.

## 2.5 EFEITOS DA DEPOSIÇÃO DE CINZAS NOS SUPERAQUECEDORES

Os gases da caldeira podem atingir aproximadamente 2000 K, portanto as partículas das cinzas dispersas nos gases, provenientes da queima do carvão, podem estar fundidas ou não. Esses gases tendem a solidificar formando escória quando tocam os tubos com vapor superaquecido na temperatura de 700K. Essas cinzas foram analisadas, no trabalho de Mendes e Bazzo, (2012) e através de caracterização determinou-se os óxidos presentes no carvão catarinense. O depósito foi dividido em duas camadas para análise: uma na base (toca o tubo) e outra no topo (em contato com os gases), representado pela Tabela 1. São formadas principalmente por óxido de ferro ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ), óxido de silício ( $\text{SiO}_2$ ) e óxido de alumínio ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Também foi analisado o carvão catarinense que é predominantemente formado por óxido de silício ( $\text{SiO}_2$ ) e óxido de alumínio ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ).

Tabela 1 – Caracterização da cinza em peso de óxidos

<b>Componente</b>	<b>Topo</b>	<b>Base</b>	<b>Cinza Carvão</b>
	<b>%</b>	<b>%</b>	<b>original %</b>
$\text{Na}_2\text{O}$	0,33	0,35	0,42
$\text{MgO}$	1,14	0,96	0,93
$\text{Al}_2\text{O}_3$	18,97	18,73	28,91
$\text{SiO}_2$	37,73	31,04	58,46
$\text{K}_2\text{O}$	1,43	1,24	2,78
$\text{CaO}$	4,31	3,51	2,07
$\text{Fe}_2\text{O}_3$	36,1	44,16	6,43

Os metais, contidos nas cinzas do carvão mineral são oxidados devido à reação de queima e se fundem com a temperatura. O tempo de exposição desses metais fundidos ou até mesmo gaseificados na caldeira ocasiona a formação de uma variedade de ligações coordenadas que podem coagular em partículas maiores (0,1 à 1 $\mu$ m) por nucleação dos óxidos e também podem flocular (partículas maiores que a coagulada) por cristalização dos compostos, formando a cinza pesada que é uma estrutura similar à rocha mineral e tende a cair pela força da gravidade. Esses compostos coordenados são complexos metálicos e são afetados por fatores como velocidade, turbulência, temperatura, pressão e concentração de particulados que podem acelerar ou retardar tais reações químicas dentro da caldeira, como pode se ver no trabalho de Wei e colaboradores (2017).

Quando os gases passam por feixes de tubos, há uma variação no campo de velocidade favorecendo a formação e deposição da cinza como Bouris e colaboradores (2005) demonstraram. Também é afirmado que o crescimento da camada de cinzas é maior nos tubos de superaquecedores, pois seu impacto com temperatura de 1200 K contra tubos a 700 K faz com que as partículas se solidifiquem em camadas de depósito conforme Wei e colaboradores (2017).

Essas diversas reações químicas de complexação relacionadas à estrutura de minerais presentes nas cinzas, isolam os tubos com uma camada grossa de cinzas. No trabalho de Wei e colaboradores (2017) onde são feitas análises das reações químicas da deposição em tubos, observou-se que a deposição de cinzas pode gerar camadas com estrutura química distinta, como apresentada na Figura 9 com detalhes.

As cinzas depositadas em tubos de superaquecedores foram caracterizada em três camadas diferentes. A primeira camada de cinzas é fina, com aproximadamente 1 mm de comprimento, esbranquiçada, onde a superfície de contato com o tubo é lisa. É formada rapidamente em relação ao tempo de formação das outras camadas e caracteriza-se por gases que se complexam rapidamente, com baixo ponto de fusão.

As moléculas se ligam formando estruturas maiores, podendo haver a formação flósculos, tornando o ponto de fusão do complexo metálico relativamente maior. Essas cinzas vão se depositando sobre a primeira camada e tornando o tubo cada vez mais isolado termicamente. A camada de cinza cada vez mais quente (segunda camada) até o ponto de reduzir o fluxo de calor drasticamente (terceira camada).

A quarta camada aparece apenas nas paradas da usina, ou seja, a fuligem arrastada devido ao apagamento da chama da caldeira é o fator determinante para arrastar as cinzas de outros pontos para os tubos do superaquecedor pela tiragem de ar para resfriamento da fornalha.

Figura 8 – Depósito de cinza formando camadas



Fonte: Bo Wei (2017)

Existem outras condensações que ocorrem em paralelo e são expressas pela lista de reações da Tabela 2. Cabe destacar que existem reações de complexação, formando moléculas mais densas e maiores com pontos de fusão diferentes que colidem com o tubo e fundem como o caso do silicato de sódio  $\text{Na}_2\text{Si}_2\text{O}_5$ . Na Tabela 2 são apresentados alguns dos minerais complexados das cinzas e seus respectivos pontos de fusão.

Tabela 2 – Caracterização das camadas de cinza

	<b>Componente</b>	<b>Ponto de fusão (K)</b>
Camada 1	$\text{Na}_2\text{Si}_2\text{O}_5$	<b>1147</b>
	$\text{NaAlSi}_2\text{O}_6$	<b>1173-1273</b>
	$\text{Na}_2\text{Ca}_2(\text{SO}_4)_3$	
	$\text{CaSO}_4$	1723
	$\text{Ca}_2\text{Si}_8\text{O}_{18}$	
Camada 2	$\text{Na}_2\text{Si}_2\text{O}_5$	
	$\text{NaAlSi}_3\text{O}_8$	<b>1373</b>
	$\text{Na}_2\text{Ca}_2(\text{SO}_4)_3$	
	$\text{CaSO}_4$	1723
	$\text{Ca}_2\text{SiO}_4$	1813
	$\text{Ca}_2\text{MgSi}_2\text{O}_7$	<b>1413</b>
Camada 3	$\text{Na}_8\text{Al}_6\text{Si}_6\text{O}_{24}\text{SO}_4$	1373
	$\text{CaSO}_4$	<b>1723</b>
	$\text{Ca}_2\text{SiO}_4$	<b>1813</b>
	$\text{Ca}_2\text{MgSi}_2\text{O}_7$	1413
	$\text{Fe}_2\text{O}_3$	<b>1838</b>

Fonte: Bo Wei (2017)

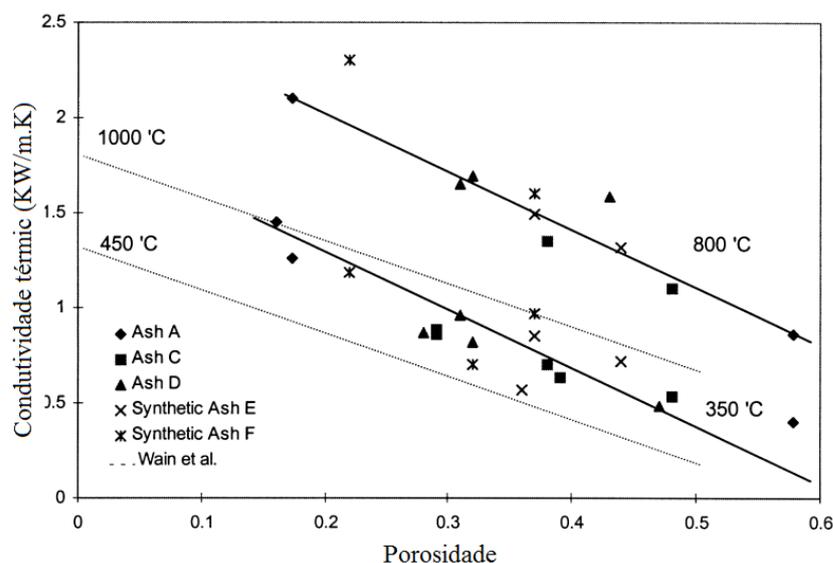
Cada carvão queimado tem suas particularidades de composição, condições de concentração nos gases de combustão, perfis de temperatura e velocidade que podem produzir cinéticas de deposição de cinzas com diversas reações de complexação. Na literatura são escassas as informações envolvendo a complexidade química desses fenômenos em condições extremas de operação na caldeira. Waclawiak e Kalisz (2012).

Logo, esses estudos de caracterização são de grande valia para entendimento de como pode crescer esse depósito nos tubos. Assim, constata-se que essa camada interfere nas propriedades térmicas e que podem prejudicar a transferência de calor nos tubos. O trabalho de Rezaei (2000) relata a condutividade térmica unidirecional para as cinzas em temperaturas elevadas. Os efeitos da temperatura, porosidade e tempo de sinterização foram investigados

também. Previsões da condutividade das amostras foram baseados no modelo de Rayleigh, sendo modelada considerando poros esféricos distribuídos em uma fase de cinzas continua. Assim, é possível se chegar a algumas conclusões:

- A condutividade térmica das cinzas aumenta com aumento da temperatura, com uma condição: se estiver acima da temperatura de sinterização (fusão) da camada. Há uma suavização que melhora o contato entre as partículas de cinzas e o tubo (diminuindo a porosidade feita pela cristalização do particulado) e por consequência aumentando a sua condutividade até atingir um valor assintótico. Portanto, a condutividade é alterada proporcionalmente aos valores de porosidade das cinzas, conforme apresentado na Figura 10.
- Já a composição química tem um pequeno efeito na condutividade térmica. Esta é notada quando a composição química com maior concentração das cinzas tiver um ponto de fusão inferior, facilitando a sinterização das cinzas.

Figura 9 Porosidade/Condutividade térmica do carvão



Fonte: Rezaei, (2000)

Conforme Beckmann e colaboradores (2016) um experimento foi desenvolvido para medições da taxa de crescimento do depósito de cinzas. Por intermédio de uma chama de carvão pulverizado de 15kW em sondas arrefecidas a ar. Um modelo fluidodinâmico computacional faz sua correlação e alguns resultados do experimento são destacados abaixo:

- Temperaturas menores nas sondas geram depósito maior.

- Os comportamentos do fluxo, da temperatura e das partículas exigem malhas mais finas para simulação.
- As previsões do modelo fluidodinâmico computacional são confiáveis para a deposição das cinzas, quando há precisão dos dados de temperatura do volume de controle. Cabe destacar que desgastes e o diâmetro das partículas das cinzas em torno dos diâmetros da sonda a montante são fatores que intervêm nos resultados.
- As simulações feitas demonstram que o impacto inercial é o principal mecanismo de deposição de escória na sonda a altas temperaturas. Já em baixas temperaturas da sonda, a termoforesse ganha importância para a formação de depósito.

### 3 MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os dados de projeto de uma usina e no capítulo posterior será apresentado um estudo de caso com carga reduzida onde a deposição de cinza fez aparecer um furo nos tubos do superaquecedor. Também serão consideradas as disposições adotadas para a simulação do superaquecedor da caldeira, as propriedades do vapor superaquecido e dos gases de combustão, incluindo as equações diferenciais de conservação de quantidade de movimento e energia, além de detalhes sobre a implementação do método numérico dos elementos finitos aplicado para a resolução do modelo.

#### 3.1 DADOS DE PROJETO E OPERAÇÃO DO SUPERAQUECEDOR

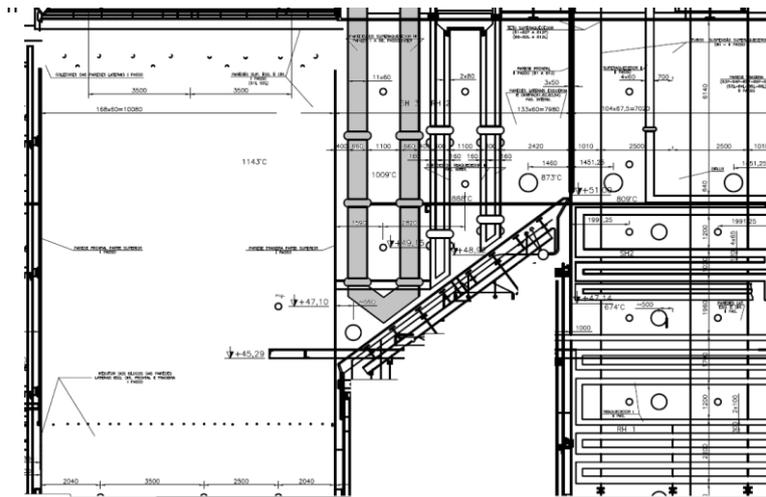
As informações da caldeira em especial os tubos do superaquecedor final foram cedidas pela empresa Engie (2018) através de vários desenhos técnicos da planta, assim pode-se demonstrar a disposição do feixe de tubos no superaquecedor, destacando as características apresentadas na Tabela 3:

Tabela 3 – Dimensões do SH3

<b>Superaquecedor 3</b>		
<b>Tipo</b>		Suspensão
<b>Número de feixes de tubos</b>		68
<b>Número de tubos por feixe</b>		12
<b>Pressão de trabalho permitida</b>		198 ata
<b>Espaçamento entre os tubos nos feixes</b>		60mm
<b>Espaçamento entre os feixes de tubos</b>		360mm
<b>Seção de entrada</b>	Diâmetro dos tubos	$\phi$ 32 mm
	Espessura dos tubos	6,3 mm
<b>Seção de saída</b>	Diâmetro dos tubos	$\phi$ 31,8 mm
	Espessura dos tubos	6,3 mm
<b>Material dos tubos na seção de entrada</b>		ABNT4210/10CrMo9-10

Assim, com os manuais do projeto pode-se selecionar as informações operacionais originais da usina, condicionando valores de fronteira na simulação conforme os dados apresentados na Tabela 4 e Figura 11.

Figura 10 – Dados de projeto da caldeira



Fonte: Engie Brasil Serviços de Energia LTDA, (2018).

Esses valores estão na tabela abaixo e partindo deles pode-se determinar todos os outros dados:

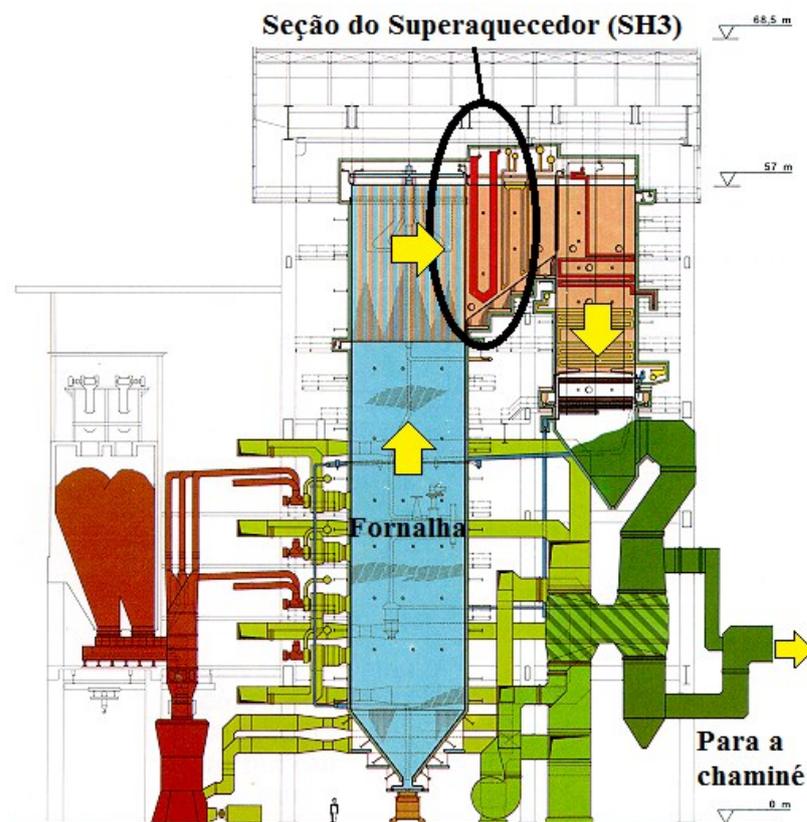
Tabela 4 – Dados do SH3

<b>Dados Superaquecedor 3</b>	
<b>Temperatura de entrada dos gases.</b>	1416,2 K
<b>Temperatura da saída dos gases.</b>	1161,2 K
<b>Temperatura da entrada do vapor</b>	700,08 K
<b>Temperatura da saída do vapor</b>	815,13 K
<b>Pressão da caldeira</b>	80 KPa
<b>Pressão do vapor superaquecido</b>	180 Mpa
<b>Velocidade média dos Gases</b>	3 m/s
<b>Vazão mássica do Vapor</b>	0,17079 Kg/s

### 3.2 GEOMETRIA DO SISTEMA CONSIDERADA NA SIMULAÇÃO

Os fenômenos que ocorrem no interior de uma caldeira a carvão mineral serão detalhados em duas etapas, primeiramente abordando os fluxos dos gases provenientes da reação da queima do carvão que atravessam os feixes de tubos localizados no passo intermediário da caldeira (Figura 12). Em seguida será considerado o balanço de energia envolvendo o vapor de superaquecimento no interior dos tubos que Equações e fórmulas fornece energia para movimentar as hélices da turbina. Este trocador de calor (Figura 13) recebe o nome de superaquecedor número 3 (SH3) ou superaquecedor final e preenche toda seção transversal ao fluxo dos gases de queima na caldeira.

Figura 11 – Caldeira a carvão em corte



Fonte: Adaptado de Engie Brasil Serviços de Energia LTDA, (2000).

Figura 12 – Detalhe do trocador de calor (superaquecedor SH3)

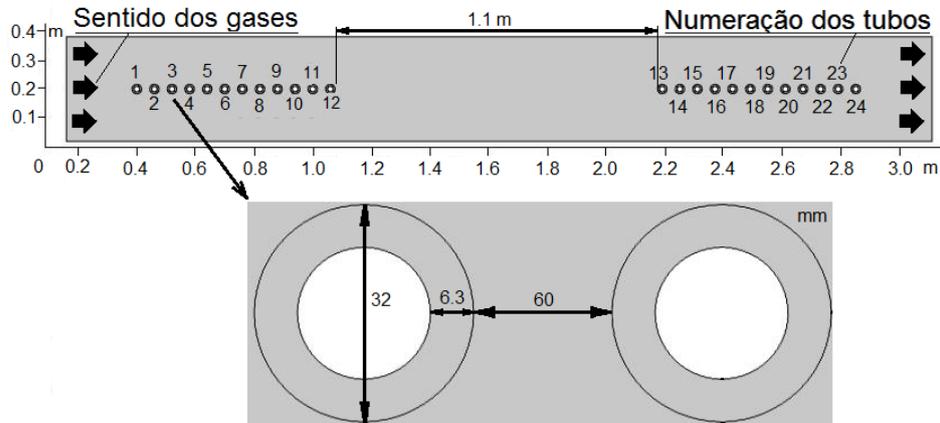


Fonte: Adaptado de Engie Brasil Serviços de Energia LTDA, (2000).

Como estratégia de simplificação, a geometria do trocador de calor é seccionada segundo dois cortes bidimensionais a fim de contornar a complexidade advinda de um sistema tridimensional longo (tubos com altura de 25 m).

Adota-se assim um plano de corte transversal a um feixe de tubos para descrever o escoamento dos gases com as trocas térmicas externas até a parede interna dos tubos e outro plano longitudinal ao mesmo feixe de tubos para descrever o circuito do vapor superaquecido no interior dos tubos. Na Figura 14 é apresentado o plano de corte onde se resolve o escoamento dos gases de combustão.

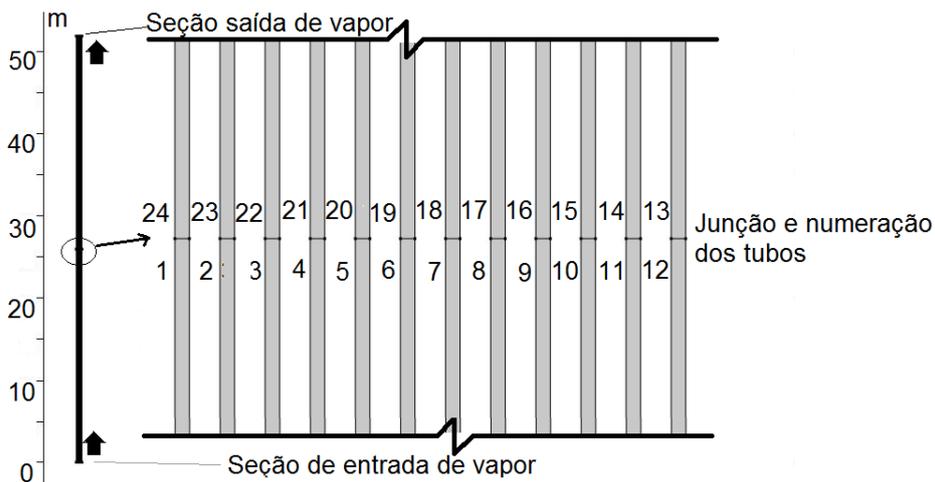
Figura 13 – Vista do plano de corte transversal a um feixe de tubos (seções de entrada e saída) do superaquecedor



Fonte: Autor, (2018)

Para calcular o ganho térmico do vapor ao longo do feixe de tubos, o domínio considerado aparece na Figura 15, segundo um plano de corte que passa pelos eixos dos tubos. O escoamento do vapor é considerado isobárico com propriedades médias que variam de acordo com a temperatura ao longo do trajeto. Os efeitos da curva entre a seção de entrada e saída não são levados em consideração.

Figura 14 – Vista do corte longitudinal ao feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

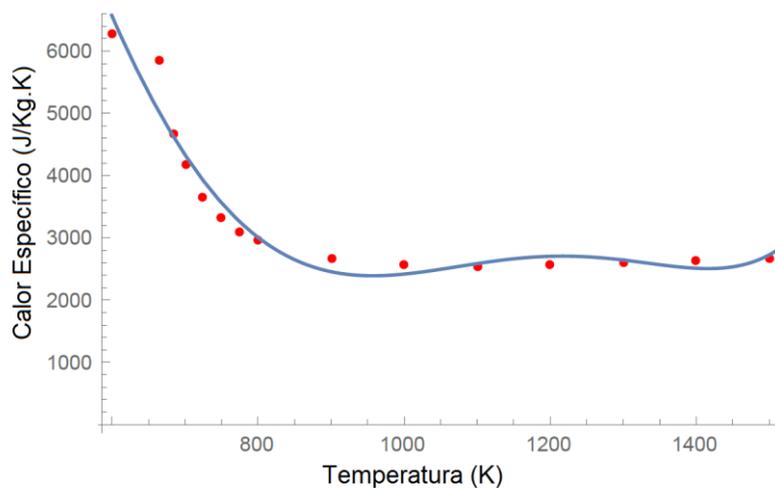
### 3.3 PROPRIEDADES DO VAPOR SUPERAQUECIDO

Uma série de dados de propriedades físicas do vapor superaquecido foram obtidas através do “*Fluid Property Calculator*” ©Zittau/Goerlitz *University of Applied Sciences* e posteriormente representados através de funções polinomiais. Essas propriedades compreendem: calor específico; massa específica; condutividade térmica e viscosidade. As Figuras de 16 a 20 ilustram em detalhes essas funções polinomiais.

Todas as propriedades do vapor foram descritas a partir da variação da temperatura, pois entende-se que a queda de pressão que há ao longo do tubo é tão pequena não passando 5% dos 180 bar de pressão nominal e que pode ser considerado como um sistema isobárico, podendo assim simplificar os cálculos em relação a variação de pressão.

A Figura 16 apresenta a variação do calor específico com relação a temperatura e pressão constante de 180 bar, o valor desta variável tende a permanecer constante a partir dos 900 K, porém a faixa de temperatura do vapor no processo é de: Entrada de vapor com 700 K e saída com 815 K, variando muito o calor específico com a temperatura de operação.

Figura 15 – Calor específico do vapor em função da temperatura



Fonte: Autor, (2018).

O polinômio ajustado para descrever a dependência do calor específico com a temperatura é dado pela Equação 13, com coeficiente de determinação  $R^2 = 0,95$ .

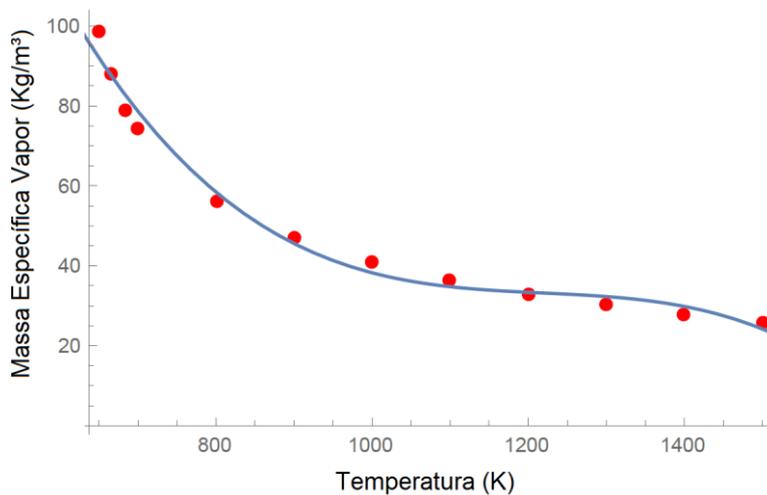
$$C_p = 5941,815861242914 + 129,15026221764325.T - 0,47733718287579.T^2 \quad (13)$$

$$+ 0,0006274273544387473.T^3 - 3,582211439136258.10^{-7}.T^4$$

$$+ 7,545616256511501.10^{-11}.T^5$$

A massa específica do vapor tem uma variação relativa a temperatura de 22,56 Kg/m<sup>3</sup>, ou seja, entra com 75,08 Kg/m<sup>3</sup> e sai com 52,52 Kg/m<sup>3</sup>, indicando que o vapor se torna menos denso ao longo do trajeto pelo tubo, conforme apresenta a Figura 17.

Figura 16 – Massa específica do vapor em função da temperatura



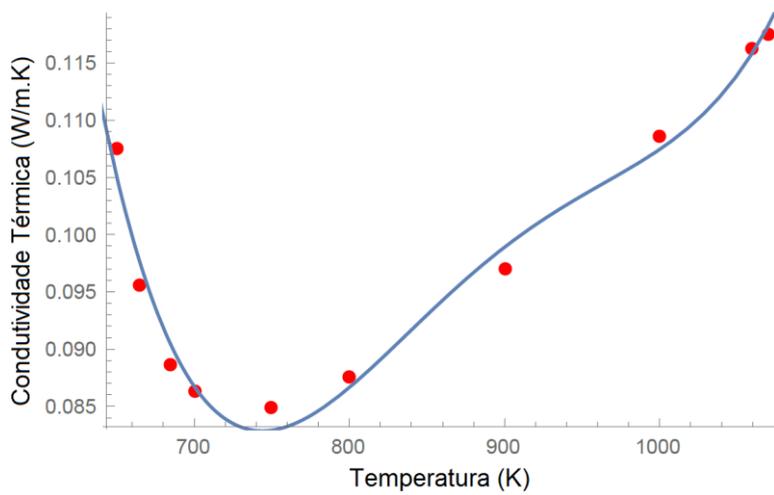
Fonte: Autor, (2018).

O polinômio ajustado para descrever a dependência da massa específica com a temperatura é dado pela Equação 14, com coeficiente de determinação  $R^2 = 0,985$ .

$$\rho = 571,399 - 1,30605.T + 0,0010637.T^2 - 2,90795.10^{-7}.T^3 \quad (14)$$

A condutividade térmica do vapor apresentado na Figura 18 mostra uma variação mais sutil, apenas 0,004215 W/m.K.

Figura 17 – Condutividade térmica do vapor em função da temperatura



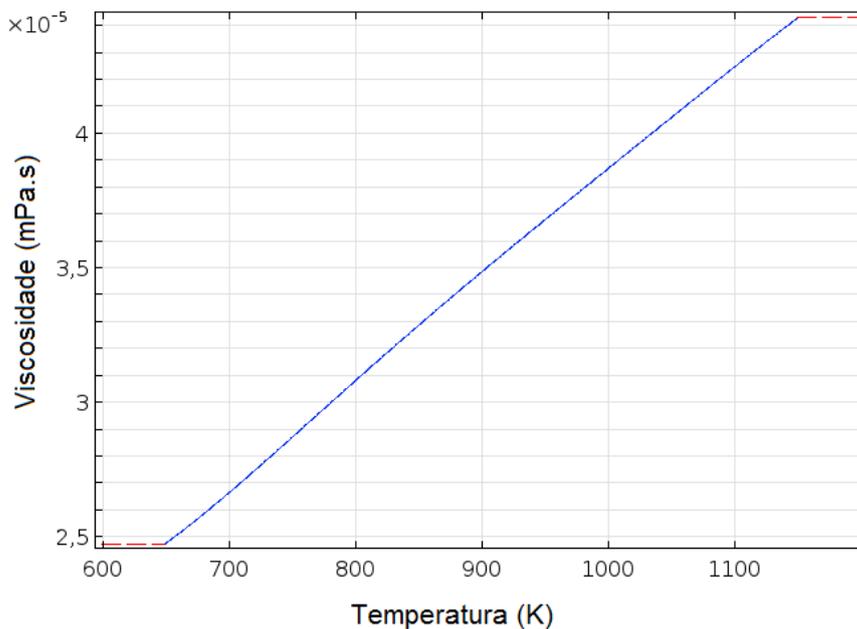
Fonte: Autor, (2018).

O polinômio ajustado para descrever a dependência da condutividade térmica com a temperatura é dado pela Equação 15, com coeficiente de determinação  $R^2 = 0,984$ .

$$k = 8,40277 - 0,0377522.T + 0,0000636653.T^2 - 4,73476.10^{-8}.T^3 + 1,31391.10^{-11}.T^4 \quad (15)$$

A viscosidade tem um comportamento linear e sua variação na faixa de operação de  $4,788.10^{-6}$  m.Pa.s, conforme a Figura 19 demonstra.

Figura 18 –Viscosidade do vapor em função da temperatura



Fonte: Autor, (2018).

O polinômio ajustado para descrever a dependência da viscosidade com a temperatura é dado pela Equação 16, com coeficiente de determinação  $R^2 = 0,999$ .

$$\mu = 1,7308.T + 0,0025 \quad (16)$$

### 3.4 PROPRIEDADES DOS GASES DE QUEIMA

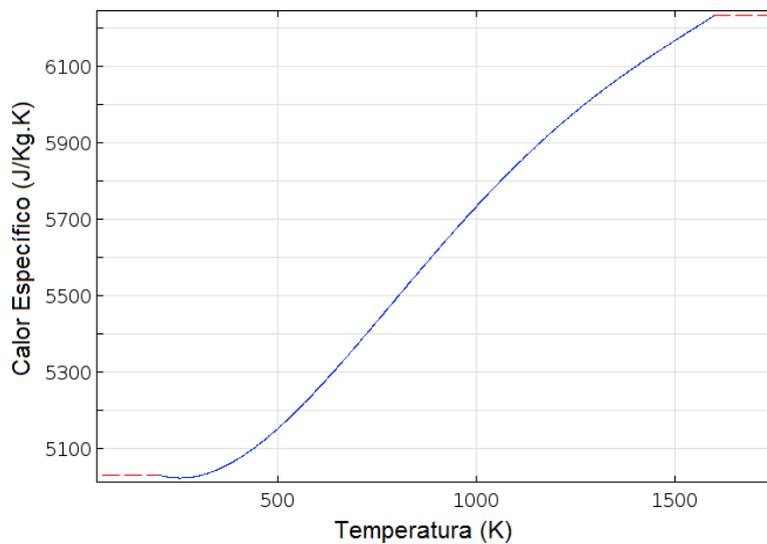
Na literatura há poucas informações que descrevam as propriedades dos gases nas condições operacionais das caldeiras. Cada combustível e cada processo produz uma variedade de mistura de cinzas diluídas no ar, podendo estar no estado sólido, líquido ou gasoso reagindo constantemente entre si conforme descrito no capítulo 2.5.

Portanto nas simulações numéricas é comum utilizar valores a partir de propriedades físicas do ar, conforme o trabalho feito por Trojan e Taler (2015) e Weber e colaboradores, (2013).

A presença das cinzas nos gases de queima pode proporcionar alterações em algumas propriedades dos gases de queima, quando comparadas com as propriedades do ar, como explicado por Wei e colaboradores, (2017).

O calor específico  $c_p$  dos gases representado pela Figura 20, é uma propriedade física que correlaciona o quanto mais cinza houver no fluxo gasoso, mais caloria será necessária para modificar a temperatura dos gases. Portanto, essa mobilidade referente a quantidade de partículas foi simplificada, através da adição de um fator multiplicativo da função do  $c_p$  do ar, corrigindo esse efeito das cinzas, esse fator de correção foi chamado de  $fc\_gradT2$ .

Figura 19 – Gráfico do calor específico do ar modificado em função da temperatura



Fonte: Autor, (2018).

Cabe destacar que a queda de pressão do ar passando pelo feixe de tubos não está sendo contabilizada para o cálculo das propriedades dos gases. Isso porque a queda de pressão nos gases entre o feixe de tubos não varia mais do que 2%, logo por hipótese simplificadora, essa função fica ligada apenas a temperatura, podendo se considerar como um sistema isobárico com pressão constante de 206 Pa, sendo representada na Equação 17.

$$C_p = (-8.10^{-7}.T^3 + 0,0134.T^2 - 77,183.T + 146132).fc\_gradT2 \quad (17)$$

Outra propriedade ajustada é a condutividade do ar (Figura 21). Essa mudança tem por objetivo controlar o fluxo de calor na fronteira entre o gás e a parede externa dos tubos.

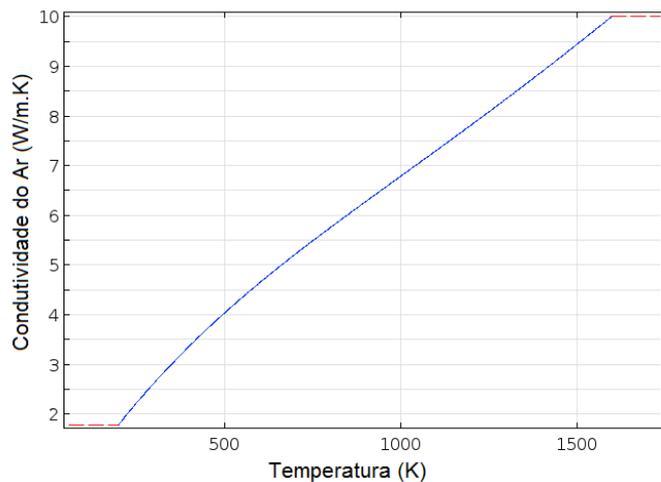
Este evento que ocorre na fronteira entre tubos e gás, mostra que a presença destas cinzas em fase sólida forma uma barreira a convecção e permite a transferência de calor apenas

por condução, porém a cinza é um péssimo condutor e para determinar esse valor real em condições operacionais da caldeira é muito difícil e complexo.

Na literatura até existem valores de  $k$  (coeficiente de transferência de calor por condução) para fuligem que fica nos tubos, apresentando dados por aproximação e testes em laboratório, porém como foi visto no capítulo 2.5, os estudos são muito subjetivos e dependem de fatores como: composição da camada formada, da porosidade e das temperaturas e pressão de cada processo e região de coleta na caldeira.

Portanto uma simplificação do problema é validar a simulação com um balanço de energia que compare o fluxo de energia entregue pelos gases, com o absorvido pelo vapor superaquecido. Este vapor deve elevar a temperatura do vapor até a nominal de saída do processo, aproximando o fluxo de calor do gás com o fluxo de calor do vapor, representado na Equação 18.

Figura 20– Condutividade térmica do ar modificada em função da temperatura



Fonte: Autor, (2018).

$$k = (171,82.T + 165,34).fc_{gradT} \quad (18)$$

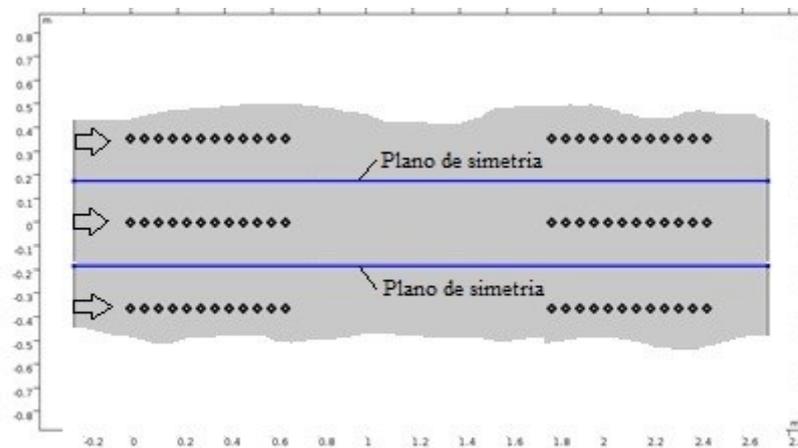
### 3.5 HIPÓTESES ADOTADAS PARA O MODELO

As seguintes hipóteses simplificativas foram adotadas para a elaboração do modelo:

- A temperatura de entrada dos gases é considerada constante e corresponde a um valor médio que simplifica a pequena oscilação da temperatura da chama da caldeira;

- A temperatura de entrada do vapor superaquecido é mantida constante porque há na usina um sistema de controle de temperatura de vapor anterior ao SH3 chamado de atemperação que é um trocador de calor que resfria o vapor mantendo a sua temperatura estável (mais detalhes na seção 4.1);
- Considera-se simetria para o escoamento e trocas térmicas a partir dos planos médios entre os feixes de tubos. Foram considerados planos de simetria à meia distância entre os feixes de tubos, com o intuito de simplificar a geometria do sistema e permitir realizar a simulação, considerando apenas um feixe de tubos conforme a Figura 22.

Figura 21–Desenho dos planos de simetria da geometria do fluxo dos gases



Fonte: Autor (2018)

- Não ocorrem reações químicas no trajeto dos gases de combustão, pois neste modelo foi considerado apenas fenômenos de transferência de calor e quantidade de movimento;
- O escoamento dos gases de combustão se dá em regime laminar, conforme indicado pelo número de Reynolds para a região do superaquecedor;
- O escoamento do vapor superaquecido ocorre segundo um perfil de velocidades empistonado;
- A pressão ao longo da linha do vapor superaquecido é tida como constante, desconsiderando a perda de carga nos tubos;
- A pressão na caldeira é assumida como constante segundo um valor médio;

- Assume-se que não ocorre dilatação nos tubos e são assumidos com paredes internas lisas.;
- As propriedades dos tubos não se alteram com a mudança da temperatura;
- A velocidade na entrada dos gases é assumida constante em intensidade, direção e sentido, desprezando-se possíveis oscilações ocasionadas por pequenas mudanças de pressão no ar de combustão da caldeira;
- A velocidade, vazão e temperatura na entrada dos tubos de vapor superaquecido é considerada constante, partindo-se da ideia de que o sistema é isobárico;
- O sistema é adiabático;

### 3.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor nos tubos do superaquecedor é complexa, pois ocorrem concomitantemente os três mecanismos de troca térmica:

- A condução através das paredes dos tubos;
- A convecção no fluxo dos gases de queima e aquecimento do vapor;
- A Radiação entregue pela chama na câmara de combustão e do meio participante (os gases cinzentos de queima).

A expressão que descreve o fluxo de calor ( $q$ ) por condução no balanço de energia é dada pela lei de Fourier na forma da equação:

$$\vec{q} = -k \nabla T \quad (19)$$

Para tubos de aço liga do SH3, a condutividade térmica ( $k$ ) é de  $44,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , segundo a biblioteca de dados do COMSOL *Multiphysics*®.

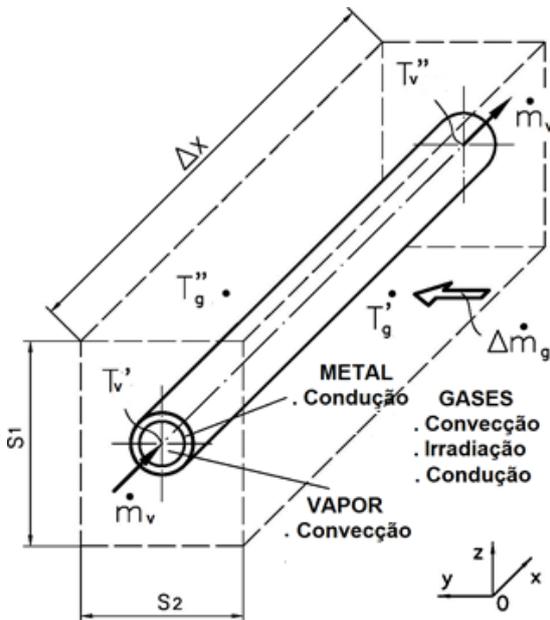
A condutividade térmica foi tratada como um valor médio e constante, principalmente para simplificar cálculos conforme as hipóteses descritas no item 3.5.

Já para os gases e vapor esse valor é variável e dependente da temperatura do meio, como já explicado nos itens 3.4 e 3.5.

Os cálculos de condução através das paredes dos tubos intermediam o fluxo de calor que conecta as geometrias dos domínios de simulação, conforme apresentadas no item 3.2, referentes ao escoamento dos gases de combustão e do vapor superaquecido.

Esses mecanismos de transferência de calor estão esquematizados na Figura 23, onde se detalha o entorno de um tubo e os fenômenos térmicos envolvidos, podendo ser considerada a condução na parede do tubo como um gargalo para todo fluxo térmico do sistema.

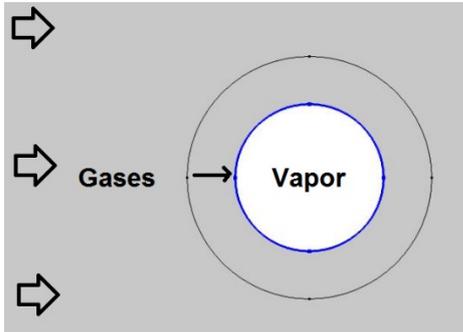
Figura 22– Transferência de calor no entorno de um tubo



Fonte: Trojan e Taler, modificado pelo autor (2015)

Na parede interna ao longo do tubo é calculada uma temperatura média, enquanto que de maneira acoplada, calcula-se a temperatura média do vapor superaquecido na mesma altura. Assim, calcula-se o fluxo de calor que atravessa a fronteira constituída pela parede interna do tubo que está em destaque na Figura 24.

Figura 23 – Destaque da parede interna do tubo para a qual se calcula a temperatura média  $T_{int}$



Fonte: Autor (2018)

O fluxo de calor convectivo que adentra o vapor superaquecido  $\vec{q}_{vap}$  (Equação 20) é considerado em um termo fonte no balanço de energia no interior dos tubos do superaquecedor. Onde  $T_{int}$  é a temperatura média interna do tubo e  $T_{vap}$  a temperatura média do vapor dentro do tubo.

$$\vec{q}_{vap} = h_{vap} (T_{int} - T_{vap}) \quad (20)$$

O coeficiente  $h_{vap}$  é calculado pelo termo de correlação de Dittus-Boelter conforme a Equação 21,  $k$  é a condutividade térmica do vapor. O fator  $cf$  é de correção e adequa a previsão da correlação para vapor superaquecido, tal como no trabalho de Trojan e Taler (2015):

$$h_{vap} = \frac{0,023 k cf}{2 r_{int} Re^{0,8} Pr^{0,4}} \quad (21)$$

O número de Reynolds  $Re$  é calculado pela Equação 22, onde  $v_{vap}$  é a velocidade superficial do vapor,  $r_{int}$  é o raio interno do tubo,  $\rho$  é a massa específica do vapor e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do vapor.

$$Re = \frac{v_{vap} 2 r_{int} \rho}{\mu} \quad (22)$$

O número de Prandtl  $Pr$  é dado pela Equação 23, onde  $C_p$  é o calor específico do vapor a pressão constante.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (23)$$

A convecção é o principal mecanismo de troca térmica entre os gases de combustão e o vapor superaquecido. Os gases da combustão são succionados por ventiladores centrífugos que os exaustam na direção da chaminé, para fora da caldeira. Esta tiragem reduz a pressão interior da caldeira a valores abaixo da pressão atmosférica, conforme Bazzo p. 120 (1992); logo a troca térmica por convecção dos gases é forçada e os cálculos entre vapor e gases devem considerar este princípio.

O balanço diferencial de energia considera a variação do estoque  $\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$ , a transferência de calor por condução  $\nabla \cdot \vec{q}$ , a transferência por convecção  $\rho C_p \vec{u} \cdot \nabla T$ , eventuais fontes de calor  $Q$  e a fonte de calor radiativa  $Q_r$ .

O referido balanço de energia redonda na Equação 24:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \vec{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \vec{q} = Q + Q_r \quad (24)$$

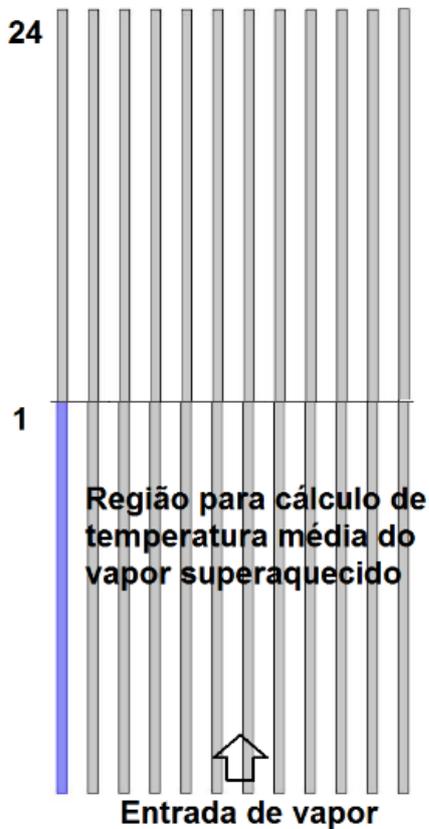
Podendo-se também utilizar a notação de derivada substantiva ou total:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = -\nabla \cdot (-k \nabla T) + Q + Q_r \quad (25)$$

Os efeitos de resistência convectiva junto à parede externa dos tubos de vapor são considerados mediante a solução do escoamento dos gases de combustão. Estabelecem-se assim as zonas de baixas velocidades dos gases onde o mecanismo de condução manifesta localmente essa resistência adicional, nos moldes de resistência de película.

O modelo utiliza duas geometrias para representar a região do superaquecedor conforme já apresentado nas Figuras 15 e 16. É calculada uma média de temperatura no volume de vapor ao longo do tubo segundo a geometria esquematizada na Figura 25, onde as temperaturas médias locais ao longo dos tubos permitem calcular o fluxo de calor para dentro dos mesmos através do balanço diferencial dado pela da Equação 26.

Figura 25 – Destaque da alça de entrada do tubo mais externo do feixe (1) conectado à alça de saída (24)



Fonte: Autor (2018)

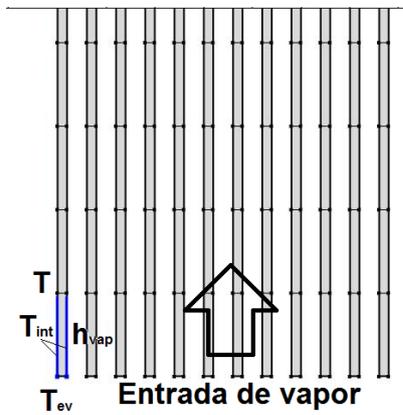
O balanço de energia para o vapor superaquecido envolve a variação do estoque  $\rho C_{p_{vap}} \frac{\partial T_{vap}}{\partial t}$ , a parcela convectiva  $\rho C_{p_{vap}} u_z \frac{\partial T_{vap}}{\partial z}$ , a condução na direção (z) do escoamento  $\nabla q_z$ , e  $Q_c$  o calor transferido por convecção das paredes do tubo para o vapor, tratado como termo fonte.

$$\rho C_p \frac{\partial T_{vap}}{\partial t} + \rho C_p u_z \frac{\partial T_{vap}}{\partial z} + \nabla q_z = Q_c \quad (26)$$

Na Figura 26 indicam-se os elementos para o cálculo do calor convectivo calculado no primeiro elemento do fluxo de vapor conforme a Equação 27, onde o coeficiente  $h_{vap}$  é calculado pela Equação 21,  $T$  é a temperatura do vapor no elemento,  $T_{int}$  é a temperatura na parede interna do tubo e  $T_{ev}$  é a temperatura de entrada do vapor.

$$Q_c = \frac{2}{r_{int}} h_{vap} (T_{int} - T) \quad (27)$$

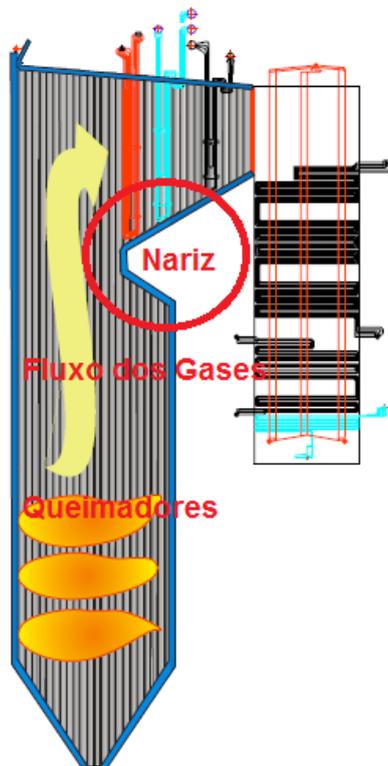
Figura 26 – Elementos da malha para os tubos do superaquecedor



Fonte: Autor (2018)

A irradiação da chama se estende pela caldeira de forma mais intensa na região onde é queimado o carvão. A caldeira em estudo não possui um defletor de radiação conhecida como “nariz”, como na Figura 27. Esse defletor limita a radiação direta sobre os tubos do superaquecedor.

Figura 27 – Defletor de radiação direta para o superaquecedor



Fonte: Adaptado de Reinaldo, (2004).

A presença do particulado disperso nos gases de queima o tornam cinzento, absorvendo parte da radiação da chama, o que deve ser considerado no balanço de energia para o meio gasoso. Alguns modelos podem ser aplicados para cálculo da radiação na caldeira como por exemplo o modelo de radiação de Russeland e modelo de radiação de P-1.

O modelo P-1 apresenta algumas características:

- Admite que todas as superfícies são difusas ou melhor, que a reflexão da radiação que atinge a superfície é isotrópica (em todas as direções).
- Seu uso é exclusivo para radiação de cor cinza ou transparente, não absorve em outro espectro de cor.
- Pode haver perda de precisão se a geometria for muito complexa e também se a espessura óptica for pequena.
- Este modelo P1 tende a estimar em excesso o fluxo de radiação nas fontes de calor podendo gerar erro conforme a geometria.

Essas características reduzem o custo computacional da solução numérica no computador.

No modelo de Rosseland destacam-se algumas características:

- Não considera mais espectros de onda cinzentas como no P-1, sendo menos preciso.
- É indicado para meios opticamente espessos, ou seja, com espessura óptica maior que 3.

Portanto, o modelo de Rosseland é de solução mais rápida que o P-1 por não utilizar uma faixa do espectro de ondas como no P-1, logo requer menos memória também.

Na Equação 28 a fonte de calor da irradiação  $Q_r$  é relacionado com o coeficiente de absorção  $\kappa$  do meio cinzento,  $G$  é a fonte incidente total da irradiação e  $I_b$  é a emitância do corpo negro.

$$Q_r = \kappa(G - 4I_b) \quad (28)$$

O valor da radiação incidente  $G$  é definida pela Equação 29:

$$G = \int_0^{4\pi} I(\Omega) d\Omega \quad (29)$$

A função  $I(\Omega)$  é a intensidade da radiação e depende da posição que segue a direção do ângulo sólido  $\Omega$  no plano conforme a Equação 30 e dependente da emitância do “corpo negro”  $I_b$ :

$$\Omega \nabla I(\Omega) = \kappa I_b(T) - \beta I(\Omega) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\Omega') \phi(\Omega' \Omega) d\Omega' \quad (30)$$

Onde  $\sigma_s$  é o coeficiente de dispersão do meio,  $\beta$  é o coeficiente de extinção ( $\beta = \sigma_s + \kappa$ ) “dispersão mais a absorção” e  $\phi$  é a função de fase.

Já  $I_b$  é a intensidade emitida de um corpo negro dado pela lei de Stephan-Boltzmann conforme a Equação 31:

$$I_b(T) = \frac{n_r^2 \sigma T^4}{\pi} \quad (31)$$

Em que  $n_r$  é um índice de refração e adimensional,  $\sigma$  é a constante de Stephan-Boltzmann e  $T$  a temperatura do corpo que emite radiação conforme Incropera e DeWitt, (2008).

O modelo escolhido para o meio cinzento é o P1 pois a espessura óptica é fina conforme a geometria das Figuras 14 e 15, e assim para o cálculo do fluxo da radiação se utiliza a expressão da Equação 32:

$$Q_r = \kappa(G - 4\pi I_b)\nabla + \left(\frac{1}{3(\kappa + \sigma_s)}\right)\nabla G + \kappa(G - 4\pi I_b) \quad (32)$$

A superfície dos tubos são opacas e emitem radiação, conforme sua emissividade ( $\varepsilon$ ), calculada pela Equação 33:

$$q_{r,net} = \frac{\varepsilon}{2(2 - \varepsilon)}(4\pi I_{b,w} - G) + n \left(\frac{1}{3(\kappa + \sigma_s)}\nabla G\right) \quad (33)$$

### 3.7 CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Conforme as hipóteses apresentadas, a equação de Navier-Stokes expressa o balanço de quantidade de movimento para escoamento incompressível no domínio dos gases de combustão:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = \rho g - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{u} \quad (34)$$

Que ainda pode ser colocada na seguinte forma:

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \nabla \cdot \left[ -pI + \mu \left( \nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T - \frac{2}{3}\mu(\nabla \vec{u})I \right) \right] + \rho \vec{g} \quad (35)$$

com

$\vec{u}$ : Vetor velocidade (m.s<sup>-1</sup>).

t: Tempo (s).

$\rho$ : Massa específica ( $\text{kg.m}^{-3}$ ).

Algumas condições iniciais do sistema são adicionadas, como os valores iniciais de pressão interna  $p_{init}$ , onde a pressão inicial é relacionada com a pressão hidrodinâmica  $p_{hydro}$  do fluido interno e a pressão da caldeira  $p$ , na Equação 36.

$$p_{init} = p + p_{hydro} \quad (36)$$

Para o cálculo da pressão hidrodinâmica  $p_{hydro}$  na equação anterior é necessário utilizar a seguinte equação:

$$p_{hydro} = \rho_{ref} \vec{g} (\vec{r} - \vec{r}_{ref}) \quad (37)$$

Onde:

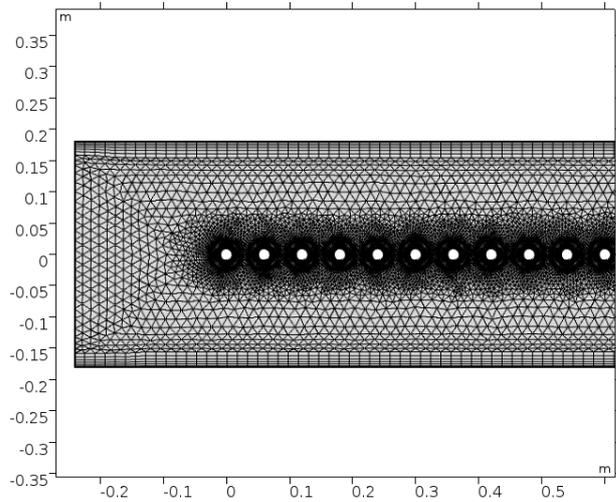
$p_{hydro}$  = Pressão hidrodinâmica (Pa)

$\rho_{ref}$  = Massa específica referência ( $\text{kg.m}^{-3}$ )

### 3.8 MALHA EMPREGADA NA RESOLUÇÃO DO MODELO

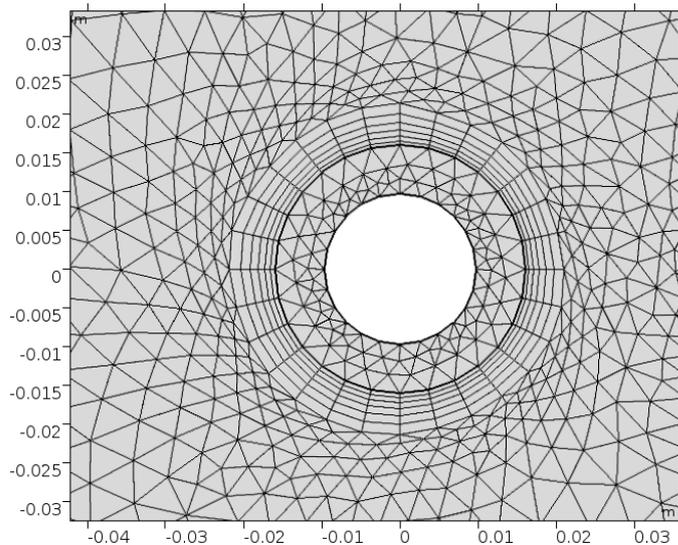
A malha empregada no domínio dos gases de combustão é ilustrada nas Figuras 28 e 29 onde se pode ver a combinação de elementos triangulares e quadrangulares, esses últimos sendo posicionados junto às paredes externas dos tubos, e nas fronteiras laterais do canal simulado onde se adota condição de simetria. O número total de elementos foi de 81.276.

Figura 28 – Detalhe da malha aplicada ao domínio dos gases de combustão



Fonte: Autor, (2018).

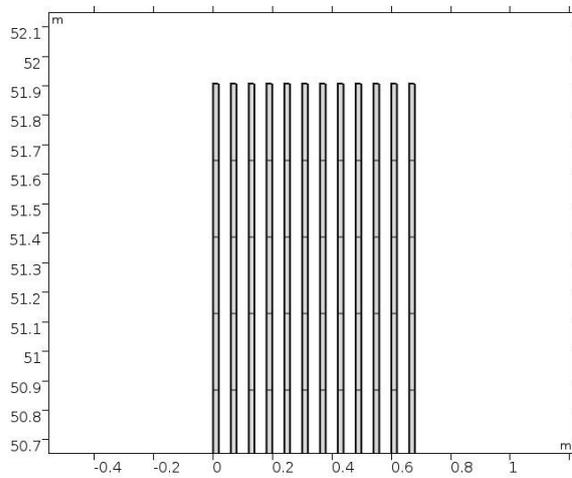
Figura 29 – Detalhe da malha no entorno de tubo



Fonte: Autor, (2018).

Para o domínio do vapor no interior dos tubos, utilizou-se uma malha unidirecional, linear e uniforme com um total de 2400 elementos distribuídos entre os 12 tubos considerados. Uma ilustração da extremidade de saída do vapor superaquecido pode ser vista na Figura 30.

Figura 30 – Detalhe da malha para os tubos de vapor superaquecido



Fonte: Autor, (2018).

A realização de simulações com malhas de diferentes números de elementos (grosseiras e mais refinadas) permitiu determinar o número de elementos finitos mais adequado para o estudo proposto.

A malha adotada com 81276 elementos tem maioria de elementos triangulares (70152) e uma parcela menor de quadrangulares (11124). Para o domínio do vapor superaquecido somam-se mais 2400 elementos retangulares. Uma simulação típica durou 54 horas 46 minutos em um computador PC com processador i7 e 32 de memória RAM.

Para uma malha mais grosseira com 52002 elementos sendo 24576 triangulares e 27426 quadrangulares, além de 1200 elementos para o vapor, a simulação durou 25 horas.

Já para uma malha mais refinada com 92304 elementos sendo 39300 triangulares e 53004 quadrangulares, além de 4800 para o vapor, a simulação tomou 84 horas.

Com a malha mais grosseira, observou-se que a temperatura de saída do vapor superaquecido ficou aquém do esperado, com desvio de 3,7%.

Já para a malha com maior número de elementos, as diferenças em relação à intermediária foram mínimas.

Na Tabela 5 é resumido o estudo de malha.

Tabela 5 – Malhas empregadas para a resolução do modelo

Tempo	Malha	Triângulo (gases)	Retângulo (gases)	Retângulo (vapor)	Temperatura saída do Vapor	Erro %
54h 46m	81276	70152	11124	2400	810	0
25h	52002	24576	27426	1200	781,1	3,7
84h	92305	39300	53004	4800	810,9	0

### 3.9 MÉTODO NUMÉRICO

A complexidade dos fenômenos presentes no modelo e expressos por equações diferenciais parciais acopladas além das respectivas condições de contorno tornam inviável a obtenção de uma solução analítica. Tal complexidade para o cálculo somente pode ser superada mediante a aplicação de ferramentas computacionais, com a utilização de métodos numéricos.

Existe uma variedade de métodos numéricos, podendo-se citar entre eles: elementos finitos Fish e Belytschko, (2007) as diferenças finitas Leveque, (2007), os volumes finitos Versteeg e Malalasekera, (2007).

Esses métodos numéricos são capazes de produzir soluções bastante satisfatórias, fazendo-se necessária a discretização do domínio em um número finito de partes ou elementos. Os princípios de continuidade são aplicados para cada elemento e o conjunto integrado na forma de um sistema de equações lineares. Derivadas são aproximadas por intermédio de aproximações aritméticas, como por exemplo a expansão em série de Taylor, truncando-se os cálculos conforme a precisão desejada e minimizando os erros. Esses erros estão para o inverso das medidas métricas, como o comprimento de elementos em geometrias 1D, a área para 2D e volume para 3D, obtendo-se geralmente que quanto menor o tamanho do elemento, maior é a precisão.

A forma dos elementos pode variar conforme o tipo de geometria e fenômenos envolvidos; incluindo segmentos lineares, triângulos, retângulos, prismas entre outras formas.

A cada elemento estão associados os valores das variáveis descritivas (como por exemplo: temperatura, pressão, velocidade, etc) que evoluem a partir das condições iniciais e de contorno. Assim é desenvolvida uma sequência de resultados progressivos de elemento a elemento. Esses cálculos são desenvolvidos computacionalmente por meio da resolução de matrizes.

### 3.9.1 Método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos discretiza a geometria do domínio em um número determinado de elementos, sendo conectados por nós nas fronteiras, onde são calculados os fluxos das propriedades, segundo Zienkiewicz e Taylor, (2000).

Para Fish e Belytschko (2007), este método divide-se em algumas etapas:

- Pré-processamento: divisão das geometrias de elementos independentes;
- Formulação dos elementos: Balanço das equações para cálculo nos elementos;
- Montagem: Montagem do sistema de equações para todos elementos;
- Resolução das variáveis independentes do sistema de equações;
- Pós-processamento: Resultados das variáveis de interesse do problema.

O *software* COMSOL *Multiphysics* permite realizar todas essas etapas citadas de forma programada, sendo necessário apenas definir as geometrias com suas respectivas malhas, considerar a fenomenologia envolvida, descrevendo as condições de contorno pertinentes e as propriedades dos materiais presentes no sistema. Também se deve estabelecer se o processo é transiente ou estacionário, para cada módulo de física assumido.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 ESTUDO DE CASO: CONDIÇÃO OPERACIONAL HABITUAL DA USINA TERMOELÉTRICA JORGE LACERDA

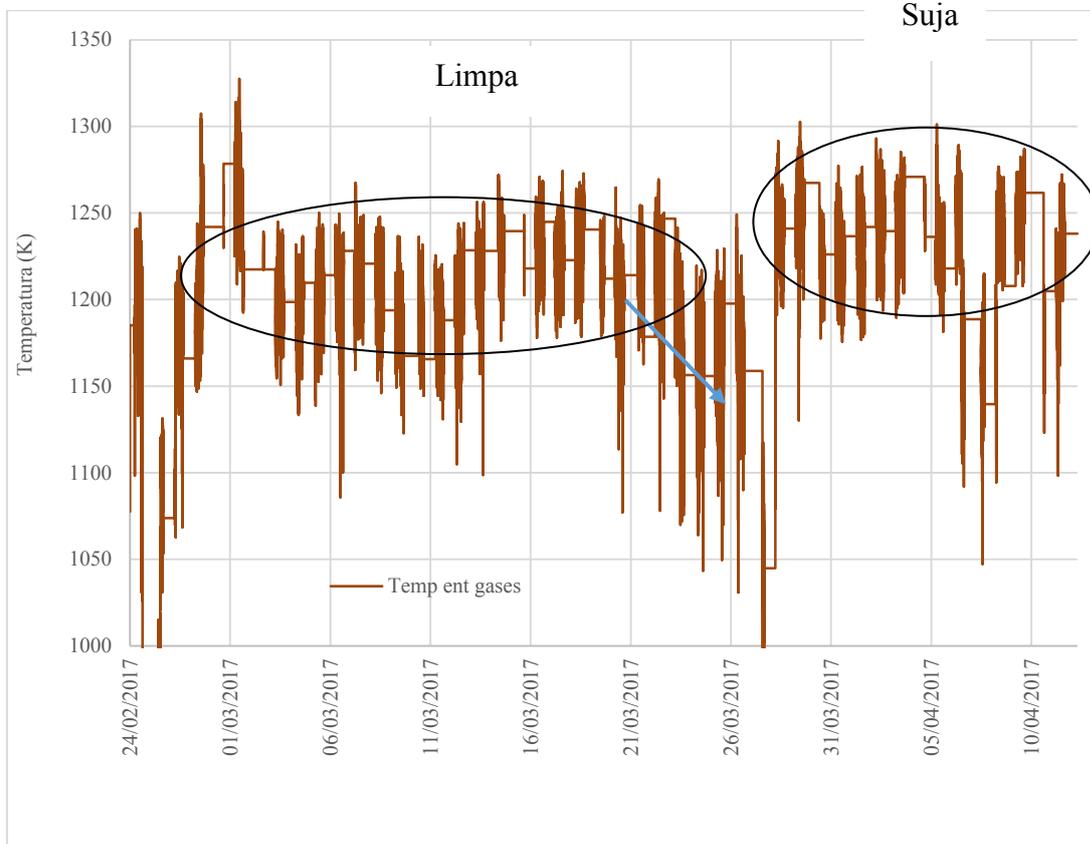
Este estudo de caso apresenta os dados operacionais da caldeira desde a sua partida até a parada abrupta por furo em um tubo do superaquecedor final. Com estes dados pode-se analisar a interferência que o acúmulo de cinzas nos feixes de tubo produz na operação e assim poder coletar dados fundamentais para a simulação da caldeira limpa (o depósito é insuficiente para alterar os dados da caldeira) e suja (quando o depósito interfere no *set-point* de temperatura da chama)

Devido aos problemas de superaquecimento nas paredes externas dos tubos com o aumento da resistência térmica causada pela deposição das cinzas, em particular, monitorou-se a temperatura de entrada dos gases de combustão na seção do superaquecedor até ocorrer um furo em um tubo, presumivelmente ocasionado pelo acúmulo de cinzas.

Foi considerada uma condição inicial de partida da caldeira (devidamente limpa) e monitorado seu comportamento até que um furo nos tubos aparecesse na região do superaquecedor. Tais dados são constituídos de valores médios registrados por instrumentos na sala de comando da usina (temperaturas, pressões, consumo de carvão e geração de energia), podendo-se assim, montar um estudo operacional analisando as condições de operação que representam a caldeira limpa e os efeitos que a deposição de cinza pode gerar no processo.

A temperatura de entrada dos gases foi monitorada por sonda e registrada em uma base de dados da caldeira, foi consultado todos os valores na faixa de tempo de: 24 de fevereiro de 2017 até 10 de abril de 2017, como na Figura 31. Este gráfico apresenta uma oscilação da temperatura dos gases ao longo de cada dia, isso ocorre quando a temperatura da caldeira é desbalanceada com o seu sistema de sopragem, sistema acionado duas vezes por dia na região do superaquecedor, essa sopragem insere vapor (mais frio) no fluxo dos gases com o objetivo de jatear vapor nos feixes de tubos e remover cinza. Outro ponto a se observar é o leve decréscimo que há na temperatura dos gases de entrada do SH3 a partir do dia 21 de março de 2017, a caldeira começou a perder temperatura, indicando que o depósito está interferindo na operação, fazendo com que os operadores reduzam a produção de vapor para tentar fazer com que a sopragem consiga remover essas cinzas. Esse decréscimo ocasionado pelo depósito isolou os tubos termicamente aumentando na sequência a temperatura dos gases.

Figura 24 – Temperatura (K) dos gases de combustão na entrada do superaquecedor, com a caldeira limpa e suja

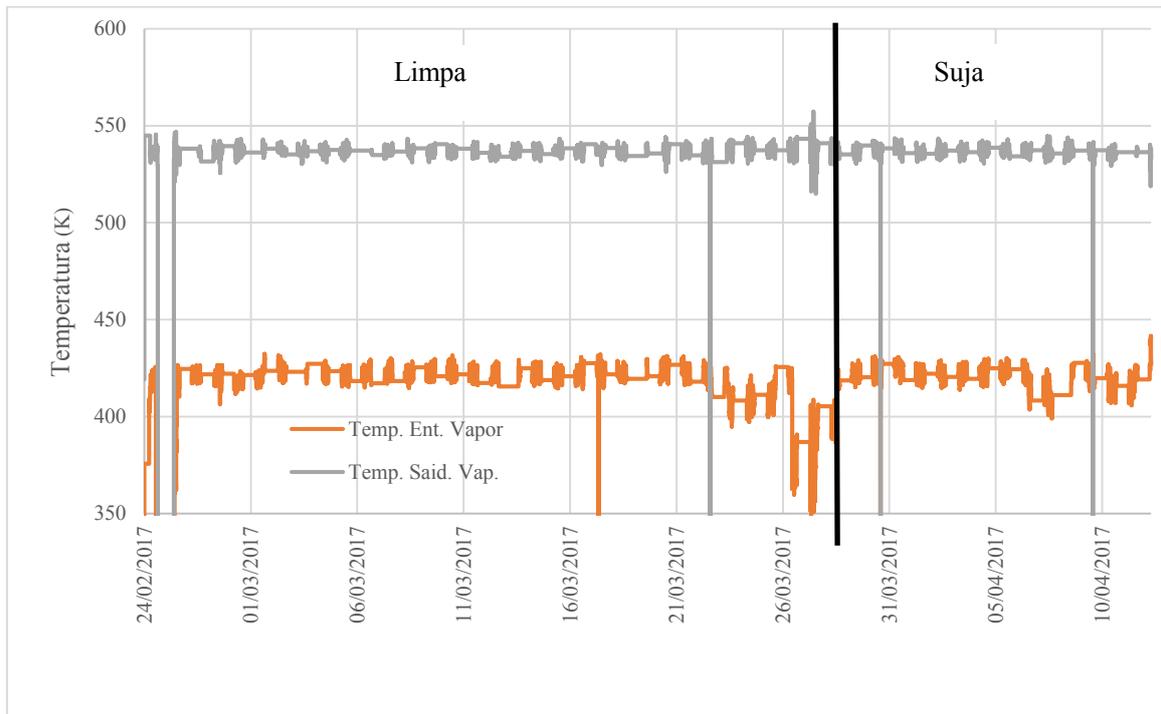


Fonte: Engie Brasil Serviços de Energia LTDA, (2018).

Verificou-se durante o período de 24 de fevereiro a 10 de abril de 2017 uma variação de 29 K na temperatura de entrada dos gases de combustão, como ilustra a Figura 32, a isolamento térmica que a cinza estava causando, impediu o fluxo térmico que consome parte do calor sensível dos gases, diminuindo a sua temperatura do vapor.

Os valores médios de temperatura do vapor superaquecido coletados na entrada e saída do feixe de tubos, em sua totalidade mantem-se constantes, oscilando apenas a temperatura do vapor de entrada no SH3 a partir do dia 24 de março acompanhando a queda de temperatura dos gases, já a saída do vapor do superaquecedor manteve-se constante, mesmo com a caldeira “suja” conforme a Figura 32.

Figura 32 – Temperatura (K) do vapor superaquecido na entrada e saída do SH3



Fonte: Autor, (2018).

Esta situação ocorre graças ao controle rigoroso de temperatura do vapor na caldeira. Este controle é conhecido por “atemperação” que é o resfriamento proposital do vapor por outro vapor de temperatura mais baixa.

Esta “atemperação” está localizada antes da entrada dos tubos do superaquecedor e garante uma margem de segurança operacional do sistema. Evitando que a temperatura de entrada não venha eventualmente entrar com valores muito acima ao máximo, protegendo os tubos e posteriormente as palhetas da turbina.

A presença da cinza impregnada nos tubos isola o fluxo de calor e faz com que a atemperação restrinja o fluxo do fluido refrigerante até que o *setpoint* da saída do SH3 se mantenha. Fato tal que indicou a presença acentuada de cinzas no SH3, fazendo com que os operadores intervenham no processo reduzindo a produção de vapor como na Figura 33 aonde é apresentado a redução de carga do gerador.

Em paralelo ocorre um contraponto, que é o aumento da temperatura dos gases, esse aumento de temperatura está ligado ao não consumo do seu calor sensível.

Como a temperatura de entrada do vapor é controlada pela atemperação, qualquer desequilíbrio no sistema é balanceado com esse aumento espontâneo de temperatura dos gases.

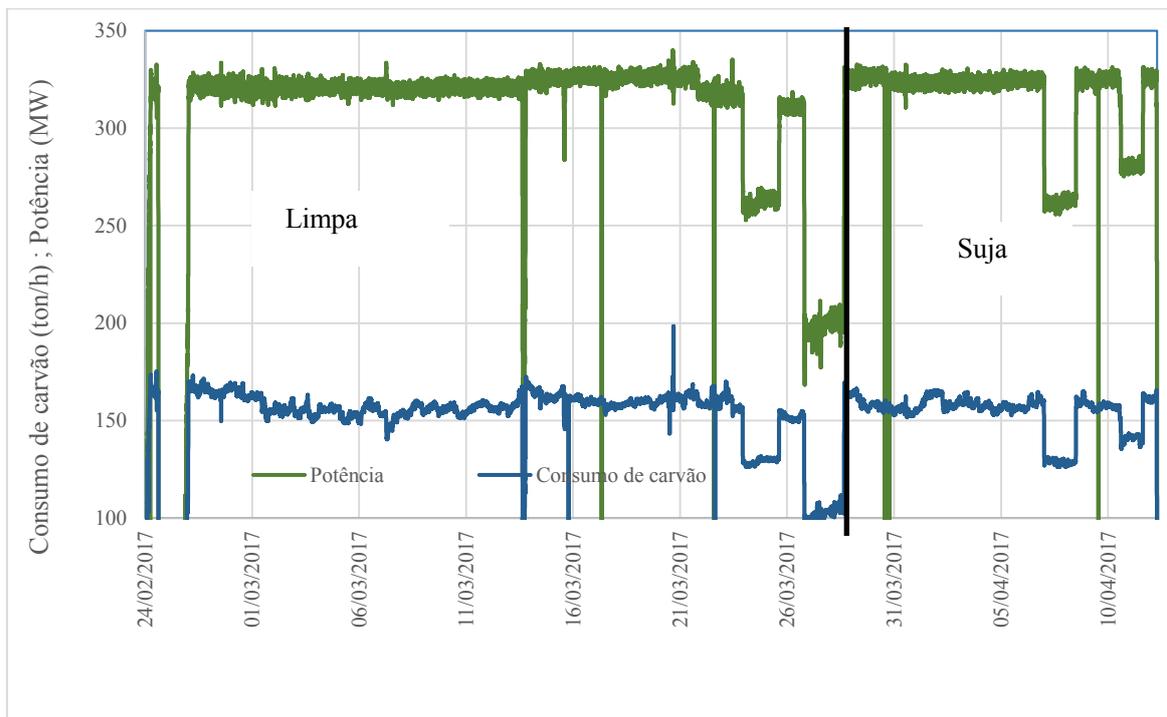
Esse aumento de temperatura nos gases, eleva o gradiente de temperatura na própria cinza, ou seja, na camada externa (em contato com o gás mais aquecida) e a interna (em contato com a parede externa do tubo), vencendo então a resistência ocasionada pelas cinzas de modo a restabelecer o equilíbrio térmico.

A maior desvantagem deste aumento de gradiente é que a cinza mais quente pode trincar a face externa do tubo, podendo então causar ruptura precoce do material.

A potência de operação do gerador estava em 322 MW abaixo do valor do projeto que é de 363 MW (Figura 33). O consumo de carvão acompanha o fluxo de ar de queima (Figuras 33 e 34) mantendo-se constante tanto com a caldeira limpa quanto suja com cinzas.

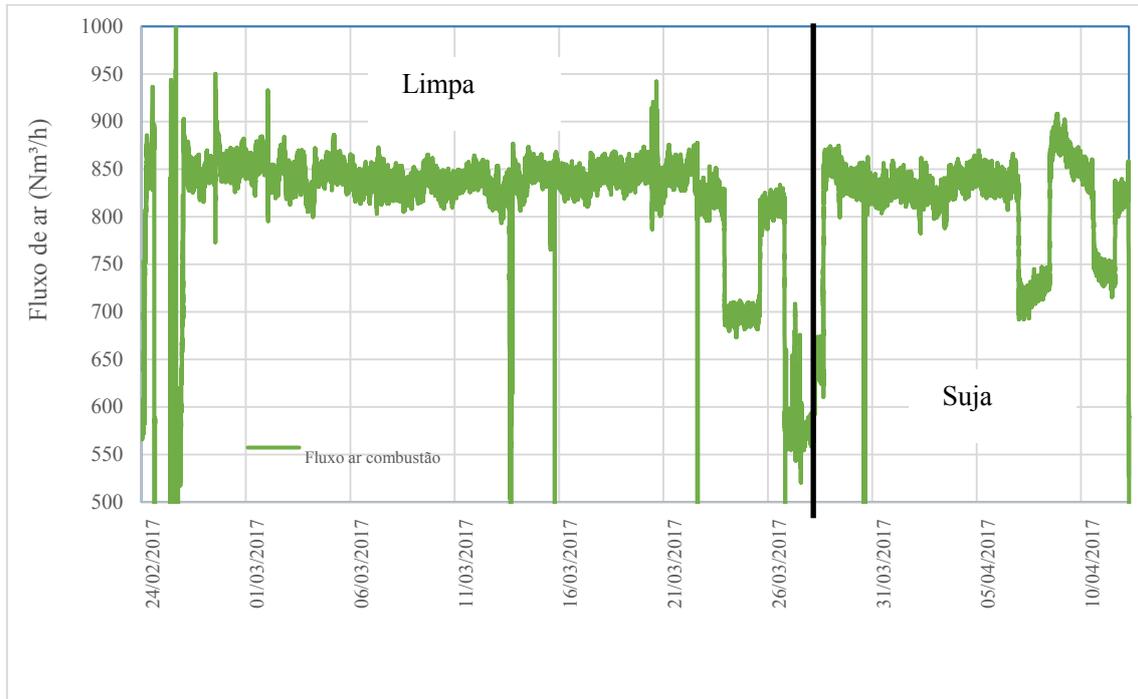
Apenas o perfil de temperaturas na superfície dos tubos se alteram, graças à resistência térmica adicional introduzida pela presença da cinza, produzindo um sobreaquecimento em especial nos primeiros tubos do SH3 (região onde se constatou o aparecimento de um furo).

Figura 33 – Potência do gerador e consumo de carvão da caldeira



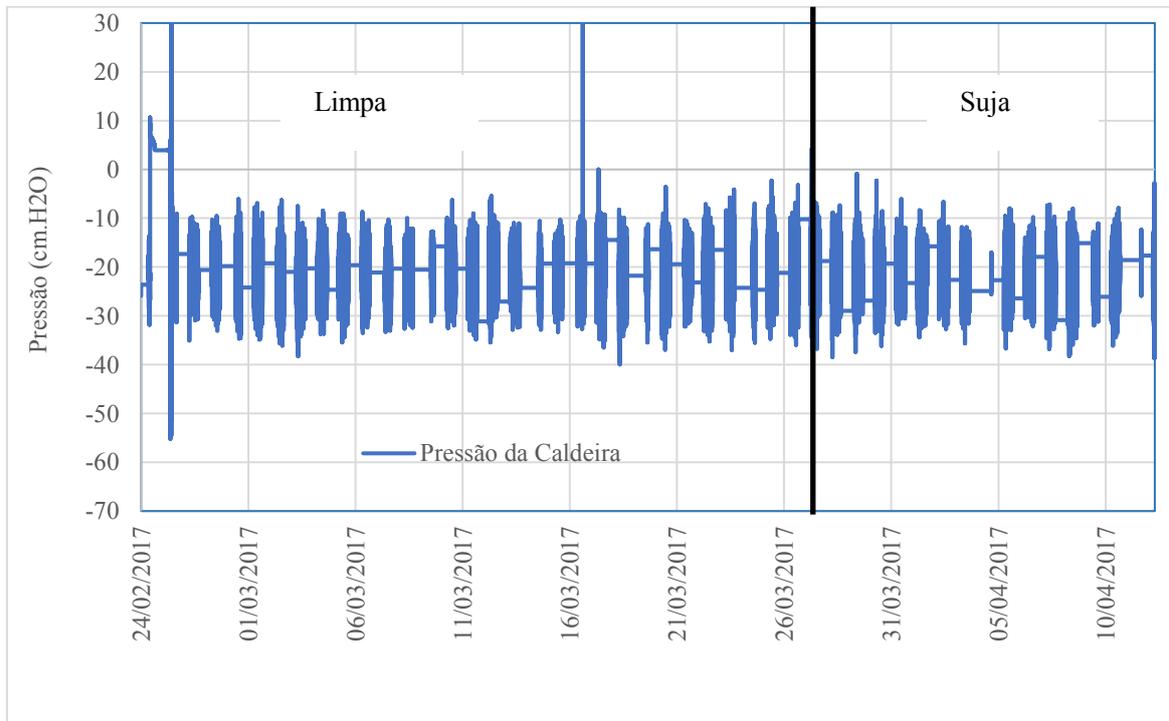
Fonte: Autor, (2018).

Figura 34 – Fluxo do ar de combustão do SH3



Fonte: Autor, (2018).

Portanto a pressão média da caldeira no SH3 oscila com valores médios constante, graças ao controle de sua tiragem de gases forçada por ventiladores, representada na Figura 35.

Figura 35 – Pressão da caldeira no SH3 (cm.H<sub>2</sub>O)

Fonte: Engie, (2018).

O estudo de caso por meio de simulações numéricas permitirá avaliar o impacto energético da deposição de cinzas nas paredes dos tubos do trocador de calor. Além disso, a completa descrição dos mecanismos de transferência de calor em interação com o escoamento dos gases de combustão poderá auxiliar na proposta de soluções para a mitigação do problema da deposição de cinzas no interior da caldeira. Logo a Tabela 6 apresenta a síntese dos dados coletados no período de operação apresentando as temperaturas médias usadas nas simulações.

Tabela 6 – Dados operacionais de temperatura coletados do SH3

	<b>Ent. Gases (K)</b>	<b>Ent. Vapor (K)</b>	<b>Saída. Vapor (K)</b>
<b>Limpa</b>	1487,239	694,6574	810,0684
<b>Suja</b>	1516,229	695,2696	810,1014
<b>Variação</b>	29,0	0,6122	0,033

Como visto no capítulo 2.5 as cinzas afetam diretamente na transferência de calor, sua presença nos gases de combustão e nas cinzas aderidas aos tubos são empecilhos para a eficiência térmica da caldeira.

Devido à complexidade da transferência de calor e o objetivo do presente trabalho, foi necessária uma simplificação da transferência de massa nas simulações, isto porque não se tem estudos que contemplem a taxa de crescimento da cinza nos tubos do superaquecedor que visem as reações de sinterização e propriedade dos gases para a devida caldeira.

Portanto os efeitos térmicos ocasionados pelo crescimento da camada de cinzas foram considerados mediante alterações das condições operacionais do ar, podendo-se assim simular os efeitos resistivos das cinzas para caldeira “suja” e “limpa”.

Assim como o trabalho de Trojan e Taler (2015) que utiliza um fator de correção para ajustar as temperaturas calculadas nos domínios geométricos do fluxo de gás e do vapor superaquecido, foi adotada uma constante para corrigir estes valores.

Inicialmente, simulou-se os gases de combustão (fonte de calor) com as propriedades do ar e o vapor superaquecido de acordo com as propriedades já apresentadas (seção 3.3), assim foram obtidos resultados considerados não satisfatórios, pois o vapor superaquecido atingiu valores próximos ao do gás de combustão, o que está em desacordo com os dados operacionais.

Com o uso do fator de correção, conseguiu-se chegar a valores de temperatura de superaquecimento do vapor igual ao dado coletado no estudo de caso.

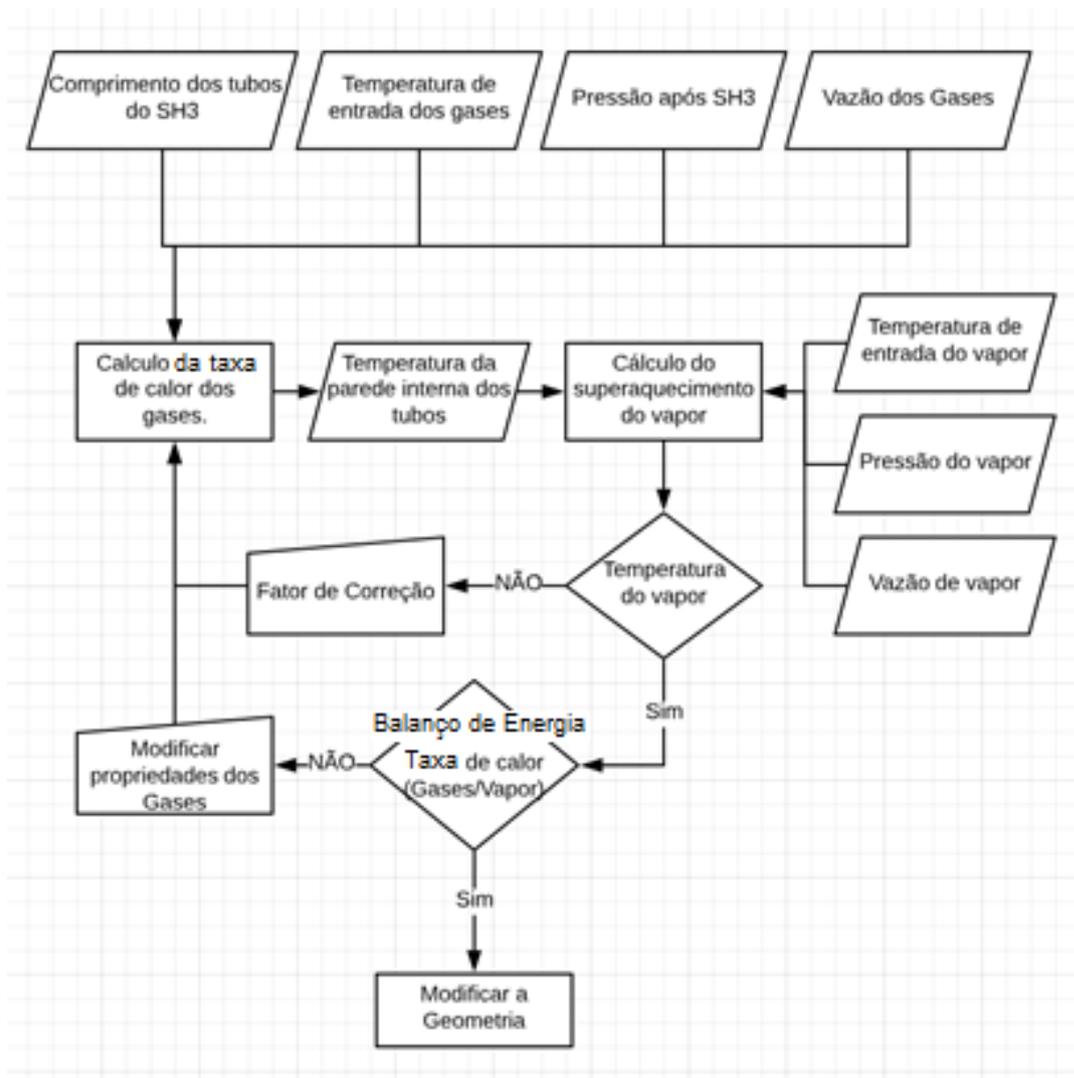
Porém, o efeito das partículas de cinza no gás estava sendo desprezado nos cálculos, possivelmente contribuindo para que o balanço de energia não fechasse ao se compararem os fluxos de energia nos dois domínios geométricos 2D.

Portanto, para corrigir ao considerar os referidos efeitos, foi feita uma análise reversa ao preconizado por Taler e Taler (2009) onde se afirma ser difícil prever o efeito térmico que as cinzas provocarão na caldeira, sendo que quando a usina está em projeto, o comprimento dos tubos dos superaquecedores normalmente são ajustados no seu comissionamento (testes de operação antes de produzir energia).

Como não se têm os valores das propriedades do gás com cinzas dispersas nas condições operacionais da caldeira, mas tem-se as dimensões dos tubos do SH3, em especial o comprimento dos tubos, e também os valores de vazão, pressão e temperatura do estudo de caso, pode se fazer o caminho reverso do projeto aproximando os resultados da simulação com valores de ajuste.

Assim a energia que superaquece o vapor, tem que ser igual a energia entregue pelos gases para interior dos tubos. Para reproduzir a observância deste princípio de conservação, foi necessário o uso de fatores de correção nas propriedades do gás, de forma a considerar adequadamente o efeito resistivo da cinza e superaquecer o vapor até sua temperatura de operação como no esquema apresentado na Figura 36.

Figura 36 – Diagrama das etapas das simulações



Fonte: Autor, (2018).

Primeiramente, calcula-se a taxa de transferência de energia a partir dos gases de combustão e simultaneamente a taxa de energia absorvida pelo vapor superaquecido. Um

primeiro fator de correção ajustará a temperatura do vapor superaquecido na saída conforme a temperatura nominal de projeto.

Após este ajuste inicial, procede-se ao balanço de energia, corrigindo-se as propriedades dos gases de combustão até que a energia cedida por esses corresponda àquela absorvida pelo vapor superaquecido.

Deste modo os gases são padronizados para que se atinja a temperatura de saída do SH3 incluindo os efeitos da presença de cinza nos tubos.

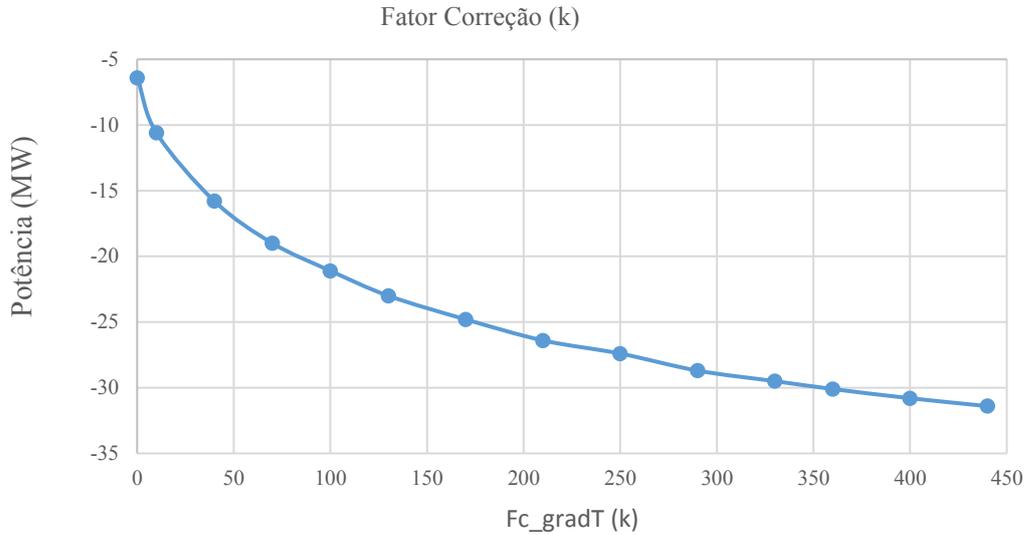
Assim, buscando-se calibrar o modelo foram aplicados fatores de correção sobre os coeficientes de transporte de calor e massa bem como sobre as propriedades físicas dos gases de combustão de modo a considerar a presença de particulados e os produtos da queima de carvão no interior da caldeira.

Como já descrito, as primeiras simulações objetivaram determinar um fator de correção que adequasse as trocas de energia entre os dois domínios de cálculo, de forma que o superaquecimento do vapor atingisse a temperatura de operação, que é 810 K. Esse fator de correção foi dimensionado como uma constante com o valor de 0,0191 no cálculo térmico.

Partindo desta análise reversa relativa ao comprimento do tubo do trocador de calor SH3, observou-se que para a massa de vapor que passa pelos tubos superaquecer até a temperatura de operação era necessário que o vapor ganhasse 66 MW.

Traçada esta estratégia, observou-se que os balanços de energia para os dois domínios não se igualavam, visto que o gás não fornecia a energia necessária para o aquecimento do vapor. Assim, primeiramente foi introduzido um fator de correção no coeficiente de transferência de calor por condução  $k$  conforme indicado no gráfico da Figura 37.

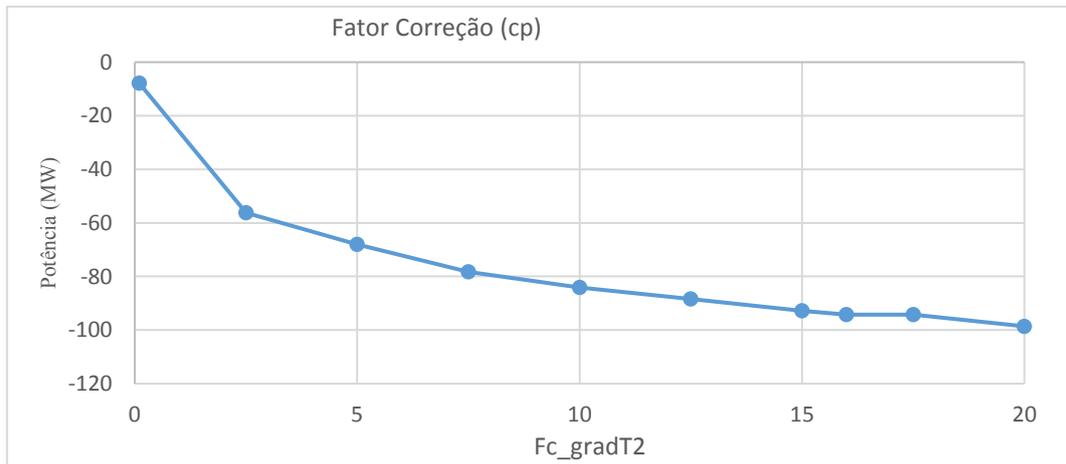
Figura 37 – Fator multiplicativo de k do ar com potência entregue pelo gás em watts



Fonte: Autor, (2018).

Porém agora o valor do balanço de energia dos gases não elevará seu valor além de -35MW, todavia foi necessário escolher um ponto ótimo ( $fc\_gradT=100$ ) e mudar outra propriedade do gás, o calor específico ( $cP$ ) com um fator de correção ( $fc\_gradT2$ ), conforme mostrado na Figura 38.

Figura 38 – Fator multiplicativo de cP do ar com potência entregue pelo gás em watts



Fonte: Autor, (2018).

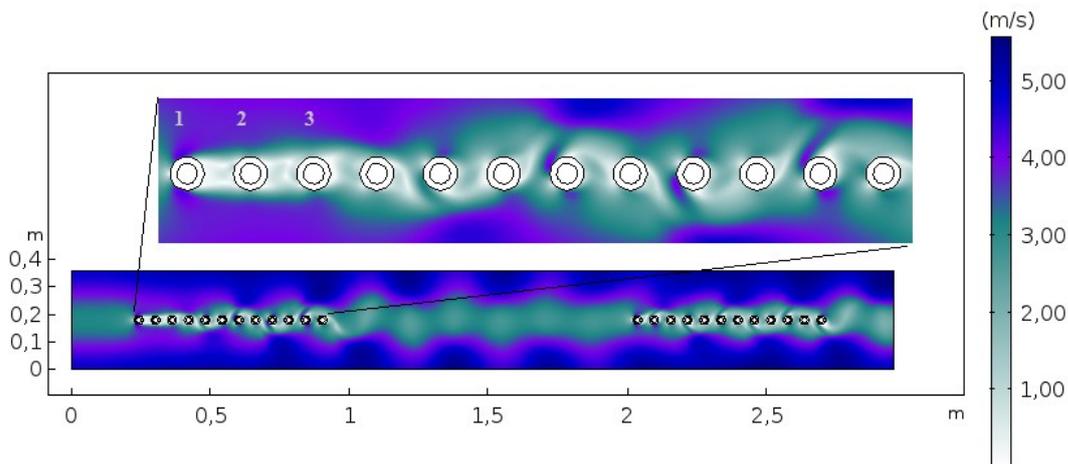
A partir destes dados pode-se chegar ao valor do fator de correção para o  $cP$  de 5 alcançando-se o valor de 66 MW entregue ao vapor.

Assim, chega-se a um fator de correção de 0,0191 para corrigir a temperatura do vapor. Para corrigir o balanço de energia é utilizado o fator de correção nos valores de 100 para o coeficiente de transferência de calor por condução  $k$  e 5 para corrigir o calor específico  $c_p$ .

#### 4.2 PADRÃO DO ESCOAMENTO DOS GASES

O escoamento simulado através da resolução da Equação de Navier Stokes apresentou instabilidades (oscilações) associadas à presença e espaçamento entre os tubos no feixe de tubos, conforme apresentado na Figura 39. Esse tipo de comportamento também foi observado nas simulações de Bouris e colaboradores (2005).

Figura 39 – Campo de velocidades dos gases no feixe de tubos



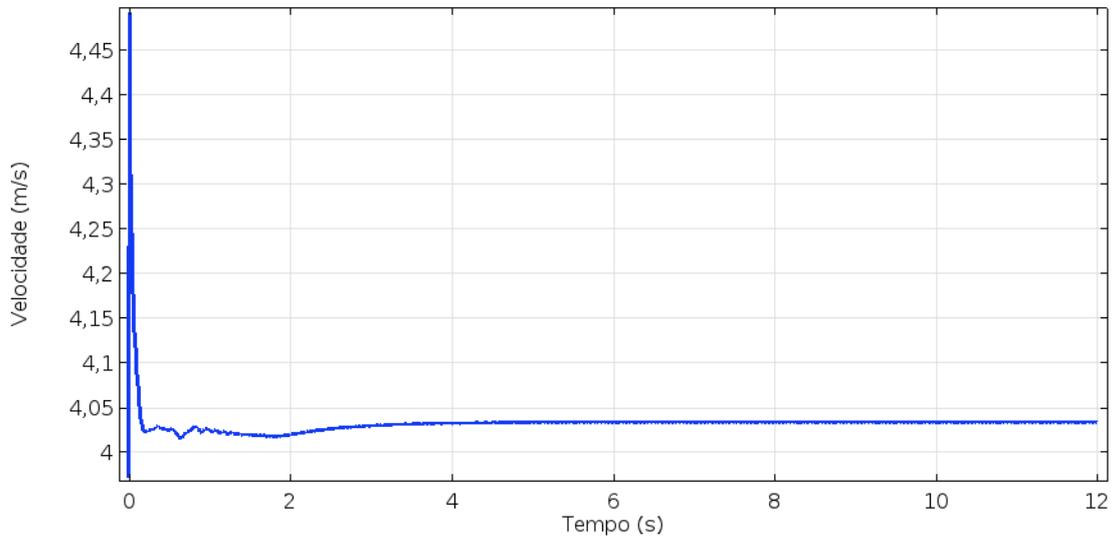
Fonte: Autor, (2018).

A Figura 40 detalha a oscilação do fluxo gasoso entre os tubos. Este efeito se desenvolve ao longo do tempo e pode auxiliar na redução do acúmulo de cinzas. Por outro lado, as regiões de estagnação de velocidade são as mais propícias ao depósito de cinza; os primeiros três tubos (em destaque) são as regiões mais críticas, sendo aí onde frequentemente ocorrem os furos da caldeira.

A velocidade média dos gases em todo domínio é de aproximadamente 4,03m/s, como apresentada na Figura 40, variando entre regiões quase estagnadas de 0,00218 m/s até 5,56 m/s.

Esses valores estão dentro da normalidade como já citado por Weber e colaboradores (2013) que apontam para velocidades máximas dos gases de combustão de 3 à 10 m/s.

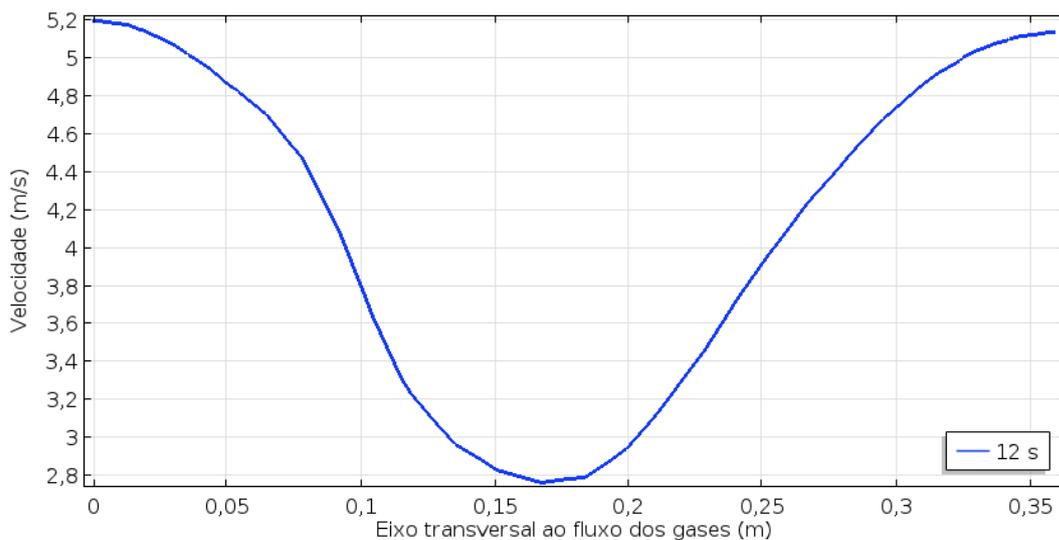
Figura 40 – Velocidade média dos gases no feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

Na Figura 41 apresenta-se o perfil de velocidades na fronteira de saída do fluxo de gases de combustão, logo após os feixes de tubo. Este perfil corresponde ao tempo de 12 segundos de simulação. Há uma natural redução de velocidade na “sombra” do escoamento ocasionada pela presença dos tubos que recebem o impacto dos gases com material particulado, responsável pelo eventual depósito de cinzas.

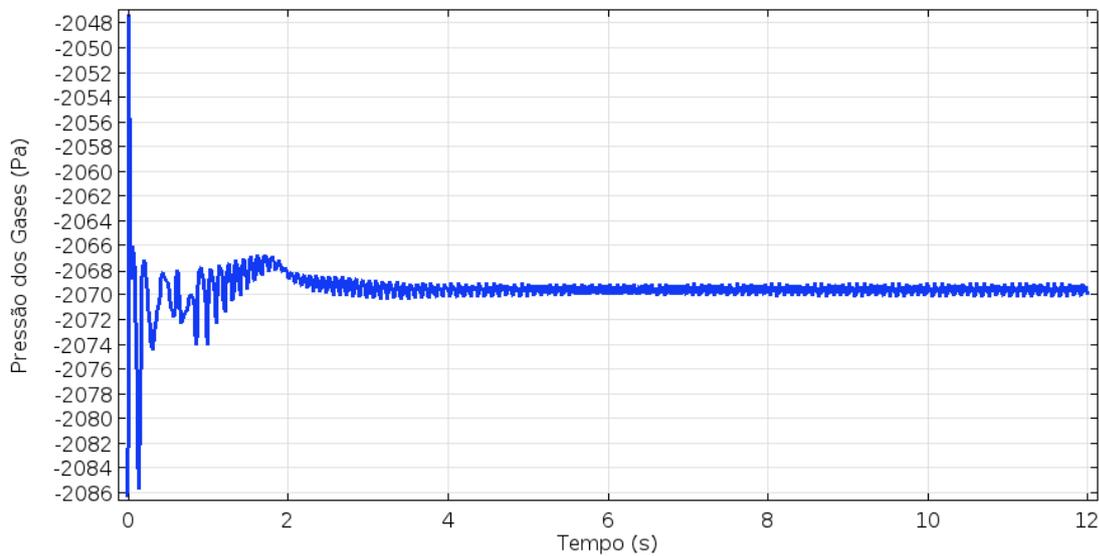
Figura 41 – Velocidade no eixo transversal aos gases após o feixe de tubos.



Fonte: Autor, (2018).

A pressão média no domínio do passo intermediário fica na faixa de -2068 Pa (-21,01 cm.H<sub>2</sub>O), como expresso no gráfico da Figura 42, um valor aproximado ao coletado no estudo de caso -20 cm.H<sub>2</sub>O apresentado na Figura 35. Esses valores de pressão na caldeira permanecem sensivelmente constantes e possuem valores negativos em relação ao meio exterior. Isto é positivo para a segurança do sistema pois garante o controle de temperatura da chama e evita, no caso de qualquer vazamento na estrutura da caldeira, o contato da chama com o ambiente externo onde poderia danificar aparelhos acessórios.

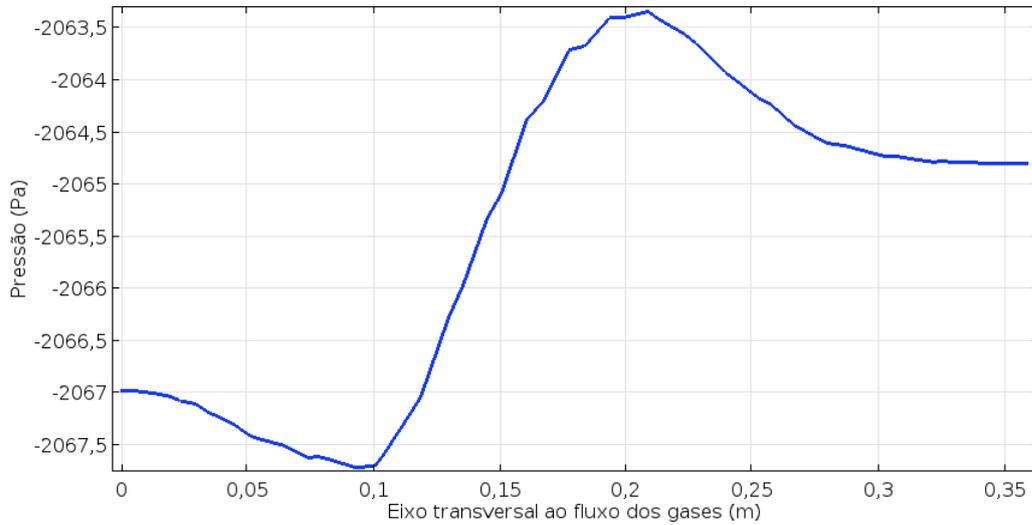
Figura 42 – Pressão média dos gases no feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

Essa pressão permanece constante, a Figura 43 apresenta a estabilidade da pressão na saída do domínio de cálculo dos gases de combustão após os tubos; nota-se que a pressão varia muito pouco estando associada às oscilações no escoamento.

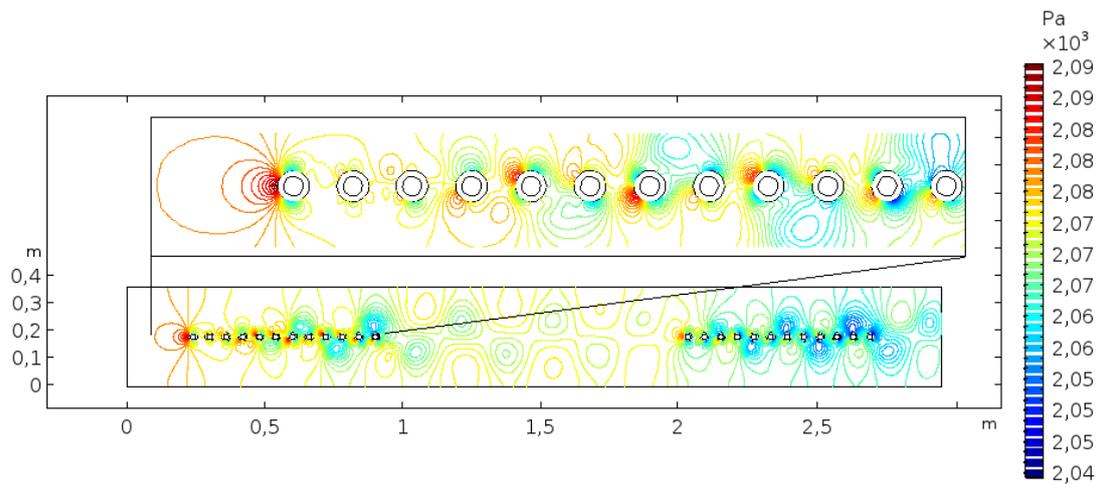
Figura 43 – Pressão no eixo transversal aos gases após o feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

No perfil de pressões Figuras 44 observam-se maiores valores sobre os tubos da alça de entrada do vapor superaquecido. É sobre estes tubos que ocorre a maior deposição de cinzas por impacto inercial, conforme Venturini e colaboradores (2012) e coincide com o “mapa” de pressões.

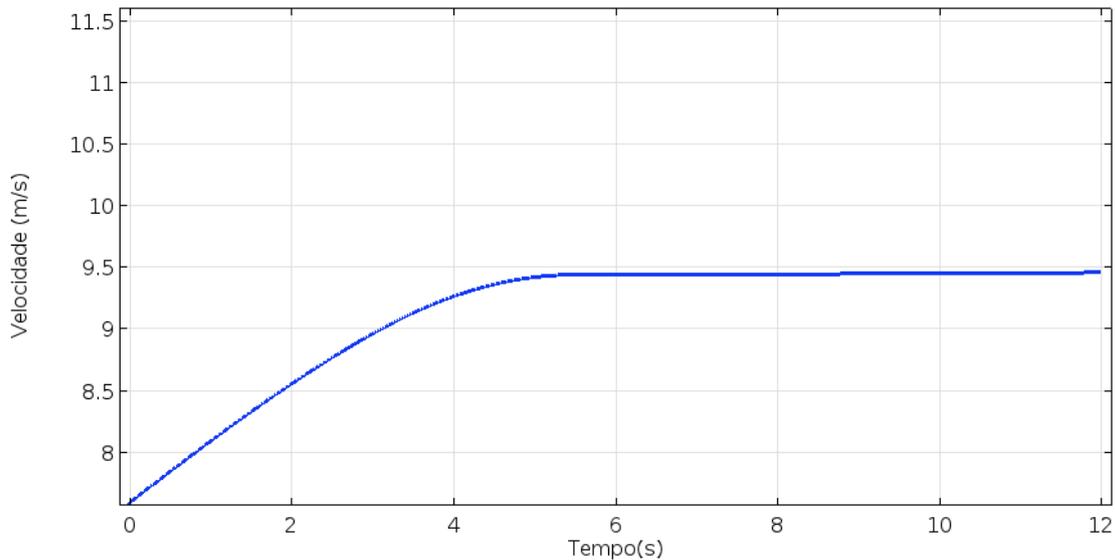
Figura 44 – Campo de pressão dos gases no feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

Portanto acompanhando os valores de velocidade dos gases também foi analisada a velocidade dos mesmos dentro dos tubos, lembrando que conforme as hipóteses simplificadoras foram desconsideradas a queda de pressão do sistema, logo esse valor é na faixa de 9,5 m/s variando muito pouco devido a resistividade ao fluxo da parede do tubo e da curva do feixe serem simplificados, apresentado na Figura 45.

Figura 45 – Velocidade média do vapor superaquecido no feixe de tubos

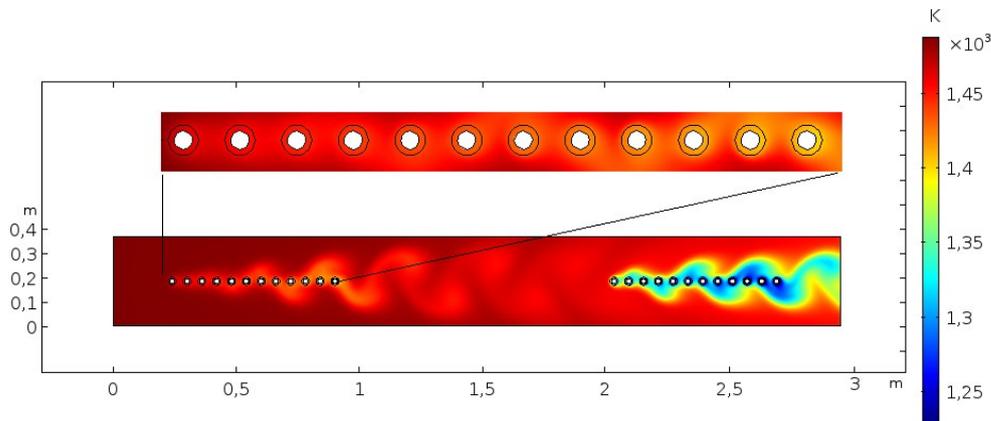


Fonte: Autor, (2018).

### 4.3 EFEITOS DE TROCA DE CALOR NO SUPERAQUECEDOR

O perfil de temperatura dos gases apresentado na Figura 46 ao longo do tempo seguiu as oscilações já descritas, variando temperatura entre 1500 até 1200 K, este efeito oscilação melhora o fluxo térmico para dentro dos tubos.

Figura 46 – Campo de temperatura do gás no feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

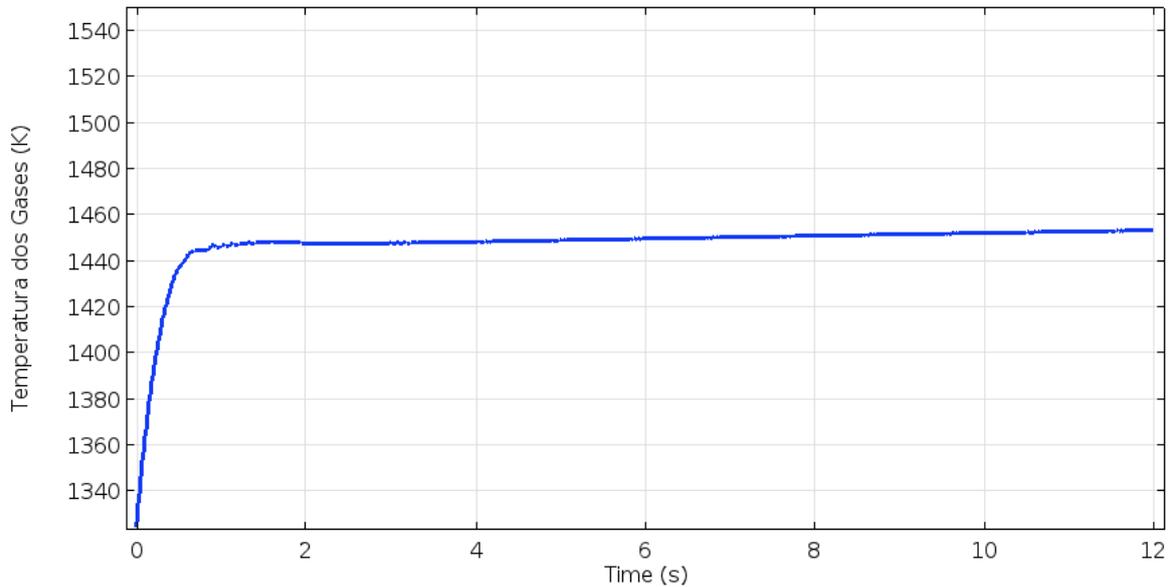
Por outro lado, a desvantagem desta geometria é a falta de oscilação dos gases na região entre os três primeiros tubos, resultando em uma distribuição irregular do calor, que facilita a deposição por termoforese no primeiro ramo (deposição de cinza por gradiente de temperatura como descrito no capítulo 2,5) e por impacto inercial na frente do primeiro tubo conforme o artigo de Wei e colaboradores, (2017). A Tabela 7 apresenta as temperaturas dos gases na frente de cada tubo enumerado conforme a Figura 14 e compara com a temperatura dos gases que passam paralelamente ao tubo do feixe. Os tubos 2 e 3 apresentam uma variação de média de temperatura 26,43 K com relação ao fluxo dos gases, e a partir destes tubos a oscilação do escoamento intensifica e faz com que as temperaturas se aproximem, diminuindo essa variação.

A temperatura média dos gases em todo domínio apresentado na Figura 46, é de 1450 K conforme o gráfico da Figura 47 e cresce suavemente graças ao acúmulo de calor no sistema. Este crescimento é controlado pelo sistema de queima da caldeira, onde o superaquecimento do vapor é o fator determinante para o controle da temperatura da fornalha. Cabe destacar que a simulação utiliza informações pontuais de médias do estudo de caso e de valores de projeto sendo que na prática esses valores oscilam e se controlam em malhas fechadas. A temperatura média observada no estudo de caso é de 1200K, com 200K de temperatura a menos que a apresentada pela Figura 47, diferença supostamente associada ao ponto que se localiza a sonda, que evita o contato direto com os gases.

Tabela 7 – Temperatura dos gases na simulação.

<b>Número do Tubo</b>	<b>Temperatura na frente do tubo (K)</b>	<b>Temperatura dos gases na lateral do tubo (K)</b>	<b>Varição (K)</b>
1	1465	1465	-
2	1463,52	1487	23,48
3	1457,31	1486,7	29,39
4	1452,9	1472,5	19,6
5	1451,63	1471,6	19,97
6	1447,13	1468,3	21,17
9	1445	1464,9	19,9
7	1443,08	1462,8	19,72
8	1440,09	1459,1	19,01
11	1436,4	1455,7	19,3
10	1434,22	1452,9	18,68
12	1429,59	1448,2	18,61
13	1400,37	1417,17	16,8
14	1367,1	1383,5	16,4
15	1343,36	1359,46	16,1
16	1340,92	1356,62	15,7
17	1334,7	1350	15,3
18	1331,72	1346,72	15
21	1323,5	1338,5	15
19	1323,11	1338,01	14,9
20	1316,75	1331,15	14,4
23	1310,02	1324,32	14,3
22	1308,63	1322,73	14,1
24	1298,46	1312,46	14

Figura 47 – Temperatura média dos gases no feixe de tubos

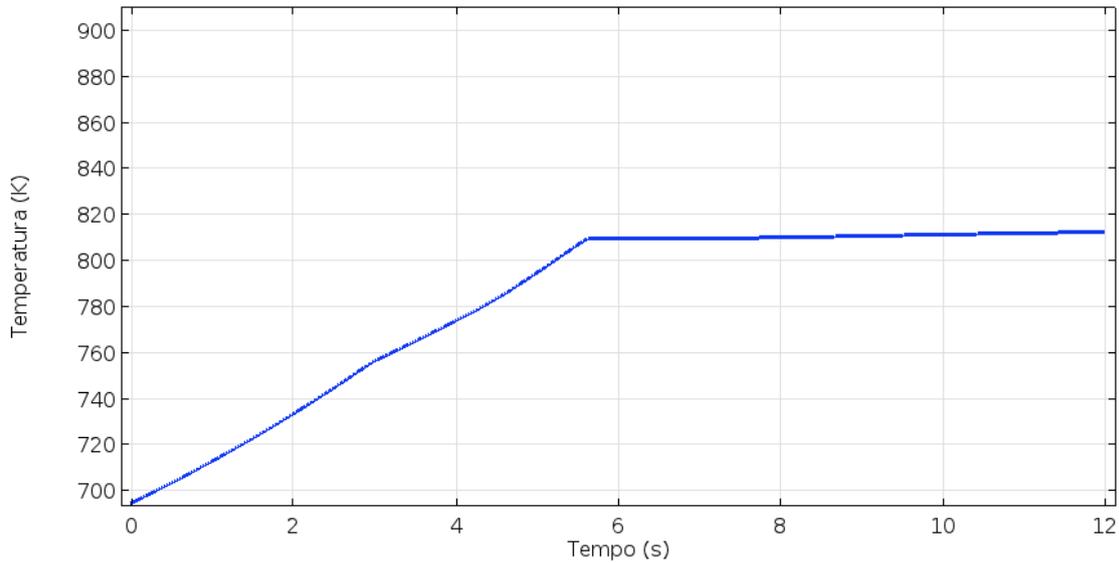


Fonte: Autor, (2018).

Para descrever o aquecimento do vapor, estabeleceu-se um acoplamento entre as duas geometrias, onde os cálculos são realizados em duas instâncias: uma envolvendo o fluxo dos gases externos aos tubos até a parede interna dos mesmos, tomando-se uma temperatura média logarítmica ao longo e para cada um dos tubos de maneira a se poder calcular o fluxo convectivo de calor que adentra o vapor superaquecido em cada um dos tubos.

Nesta segunda instância o calor absorvido pelo vapor superaquecido eleva a temperatura do mesmo até o limite aproximado do *set-point* conforme apresentado na Figura 48. Os perfis de temperatura calculados ao longo dos tubos de vapor regularão de forma acoplada o fluxo de calor proveniente dos gases de combustão. A temperatura coletada no estudo de caso para saída do superaquecedor é de 810 K, valor similar as contas apresentadas, na prática a temperatura do vapor superaquecido será controlada com a atemperação final.

Figura 48 – Temperatura média de superaquecimento do vapor no feixe de tubos



Fonte: Autor, (2018).

#### 4.4 IMPACTO DA DEPOSIÇÃO E EFICIENCIA TÉRMICA

Para representar o efeito da caldeira “suja”, na simulação a temperatura de entrada do gás foi incrementada de 29 K, como já citado no estudo de caso do item 4.1; este valor é similar ao de Trojan e Taler (2015), que dizem haver uma alteração aproximada de 20 K na temperatura dos gases devido ao efeito da deposição das cinzas, ou seja passando de 1416 K para 1445 K.

Esta alteração de temperatura da fornalha prontamente altera a temperatura de saída do vapor superaquecido para um valor mais elevado que o operacional. Para isso foi necessário um reajuste no fator de correção que correlaciona os cálculos das duas geometrias, de forma a adequar está temperatura aos dados operacionais. Estabeleceu-se o acréscimo de 0,0003 ao fator de correção para este fim.

Nas Tabelas 8 e 9 apresentam-se os valores dos fatores de correção com a caldeira “limpa” e “suja”, comparando-se os balanços de energia e a temperatura de saída do vapor superaquecido.

Tabela 8 – Balanço de Energia para o vapor superaquecido

<b>Fator de Correção</b>	<b>Potência entrada do vapor (MW)</b>	<b>Potência saída dos vapor (MW)</b>	<b>Energia recebida pelo vapor (MW)</b>	<b>Temperatura do vapor (K)</b>
0,0191 (limpa)	347	413	66,0	810
0,0188 (suja)	347	413	65,8	810

Tabela 9 – Balanço de Energia para o gás

<b>Fator de Correção</b>	<b>Potência entrada dos gases (MW)</b>	<b>Potência saída dos gases (MW)</b>	<b>Energia entregue pelo gás (MW)</b>	<b>Erro dos balanços (gás/vapor)</b>
0,0191 (limpa)	-2920	2850	-68	-3,03%
0,0188 (suja)	-3000	2940	-66,7	-1,36%

Estes ajustes são para a caldeira nas condições atuais de operação, qualquer mudança de combustível (carvão) com característica diferente exigirá mudança destes fatores. Essa sensibilidade numérica deste fator de correção é descrita em alguns artigos como o de Trojan e Taler (2015), porém esses valores não são citados.

Outro ponto a se destacar é a ausência de dados sobre as propriedades dos gases de combustão, ou seja, há trabalhos com caracterização térmica feita em laboratório, porém os resultados são obtidos em condições diferentes da operação da caldeira. Observa-se que as condições operacionais de temperatura e pressão da fornalha normalmente não são levadas em conta e podem alterar a porosidade e temperaturas de sinterização e fusão da escoria. Logo as simulações refletem condições bastante particulares de operação e no máximo podem ser tomadas como indicadoras de faixa de trabalho da caldeira.

Procurou-se assim uma forma de simplificar a descrição de fenômenos tão complexos como as reações químicas com deposição de cinzas e transferência de calor em suas diferentes modalidades dentro da caldeira.

Cabe destacar que o balanço de energia detectou que o modelo desenvolvido para a simulação subestima o fluxo convectivo de calor quando utiliza o ar como fluido e que para corrigir este problema é necessário o uso de fatores de correção nas propriedades do ar. Corrige-se assim a condutividade térmica ( $k$ ) do gás, presente na correlação de Chilton Colburn utilizada no cálculo do coeficiente convectivo ( $h$ ). Esse fator de ajuste multiplica o coeficiente  $k$  do ar em cem vezes compensando assim o efeito condutivo que as partículas de cinza fundidas presentes no gás e que modificam a propriedade condutiva e por correlação também a convectiva, preservando-se assim o balanço de energia. O comportamento de  $k$  com a temperatura está expresso no item 3.5.

Já valores de  $c_p$  são ajustados de forma a capacitar os gases com cinza a reter mais calor da fornalha, pois quando estão na fase gasosa (fundidos) são como uma nevoa de partículas quentes que ao tocar os tubos descarregam este calor ficando como uma camada isolante de rocha sólida nos tubos onde as cinzas são sinterizadas. Essa constante de ajuste é de cinco vezes o valor do ar, conforme apresentado no item 3.5. Com este novo ajuste pode-se fechar o balanço de energia e assim chegar aos valores de temperatura de vapor superaquecido esperados.

#### 4.5 ALTERAÇÃO NA GEOMETRIA DO SUPERAQUECEDOR: DE FEIXES DE TUBOS PARA PLACAS QUE CONSERVAM O TRAJETO ORIGINAL DO VAPOR NOS FEIXES DE TUBOS

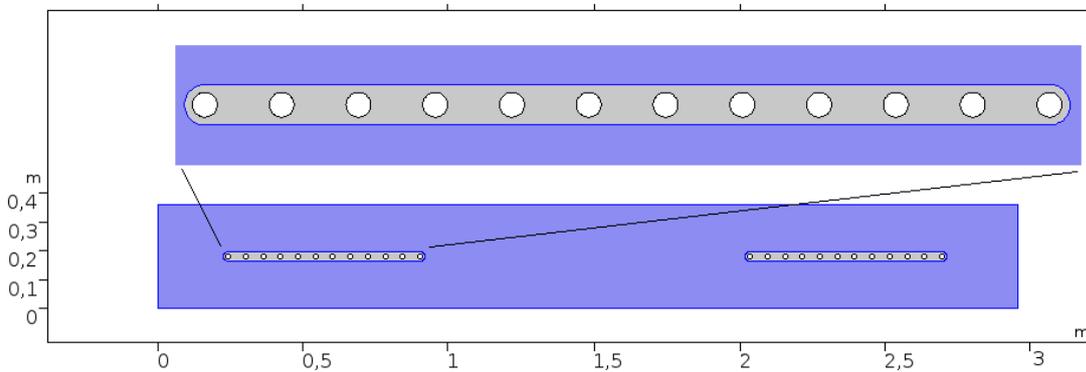
Simulações adicionais foram agora com a geometria dos trocadores modificada. Foi acrescentado material entre os tubos de modo a preencher o feixe de tubos formando uma placa maciça com furos internos para passagem do vapor superaquecido. Esta nova forma de estruturar a geometria do superaquecedor de vapor tem por objetivo remover a oscilação do fluxo dos gases no processo. Os resultados apresentados pela nova simulação servirão de base analítica para assim poder sugerir a possibilidade desta mudança através do estudo do efeito térmico e também será levantado as vantagens e desvantagens desta alteração.

Esta alteração de geometria no trocador de calor manteve o mesmo geometria geométrico da simulação anterior para o fluxo de vapor, isto porque a alteração de feixe de tubos para placas, tanto para o fluxo de gás quanto o fluxo de vapor interno resultaria em

mudanças no sistema de pressão, temperatura e vazão no superaquecimento de vapor de modo a exigir novos dados de processo.

Para não correr estes riscos, tornando a simulação duvidosa foi optado por manter o mesmo desenho geométrico para o fluxo do vapor, porém agora apenas mudando o fluxo dos gases preenchendo os espaços entre tubos com material igual aos da parede tubular, observe a Figura 49 que representa esta nova geometria.

Figura 49 – Geometria dos trocadores na modalidade de placas



Fonte: Autor, (2018).

Com a geometria modificada, os gases de combustão passam por uma região similar a duas placas em linha, porém o vapor segue na mesma trajetória nos tubos (internos às placas), não havendo a necessidade de modificar as pressões das bombas de alimentação de água da caldeira inteira, que é a responsável para manter a pressão do sistema de vapor superaquecido que vai girar as hélices da turbina. A Figura 50 mostra o detalhe da placa ampliada.

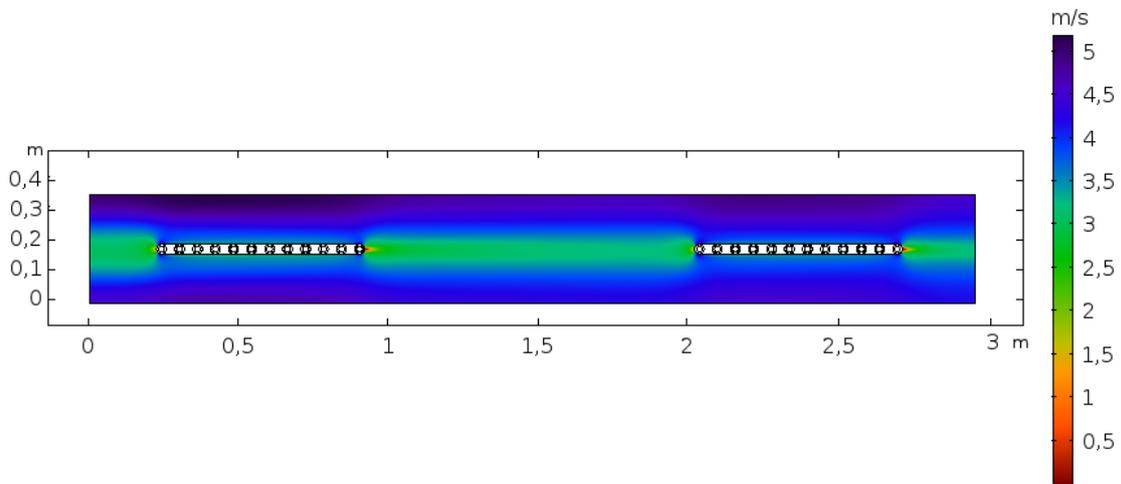
O objetivo do uso destas placas seria inicialmente neutralizar a instabilidade no escoamento dos gases e eliminar pontos de deposição de cinzas entre os tubos, além de avaliar o comportamento térmico de superaquecimento de vapor.

#### 4.5.1 Transferência da quantidade de movimento nas placas

Notou-se um escoamento mais estável e de maior velocidade junto às placas conforme pode ser observado na Figura 50. Este efeito pode ser benéfico para minimizar o depósito de cinzas na superfície das placas. A velocidade média na placa aumentou de 4 m/s para 4,18 m/s.

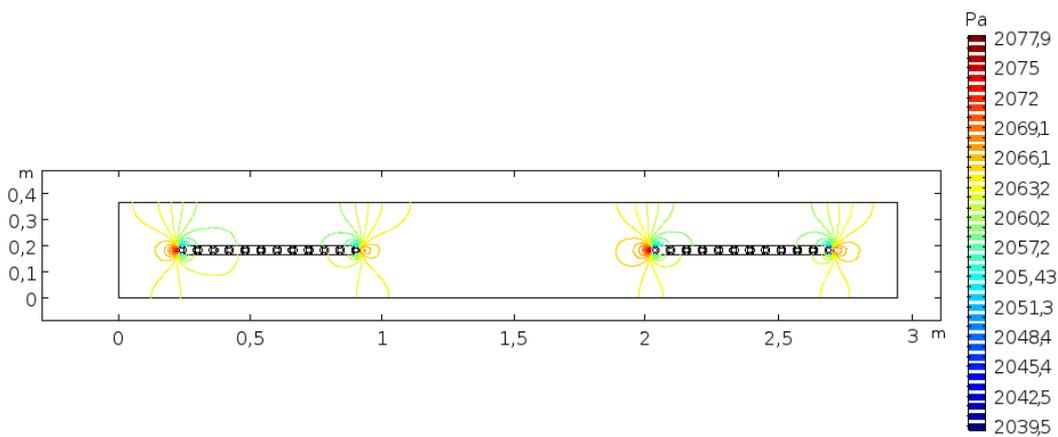
Outro ponto a se destacar é que a região de pressão maior é na parte frontal da placa, esta região provavelmente por impacto inercial vai acumular depósito, para isso o uso dos sopradores de fuligem nesta região pode controlar o efeito dessa escoria. Observe-se o campo de pressão do fluido, apresentado em detalhes na Figura 51, a queda de pressão entre as placas é de  $-38,4$  Pa, menor que a queda de pressão que o feixe tubos,  $-50$  Pa.

Figura 50 – Campo de velocidade dos gases nas placas



Fonte: Autor, (2018).

Figura 51 – Campo de pressão dos gases nas placas

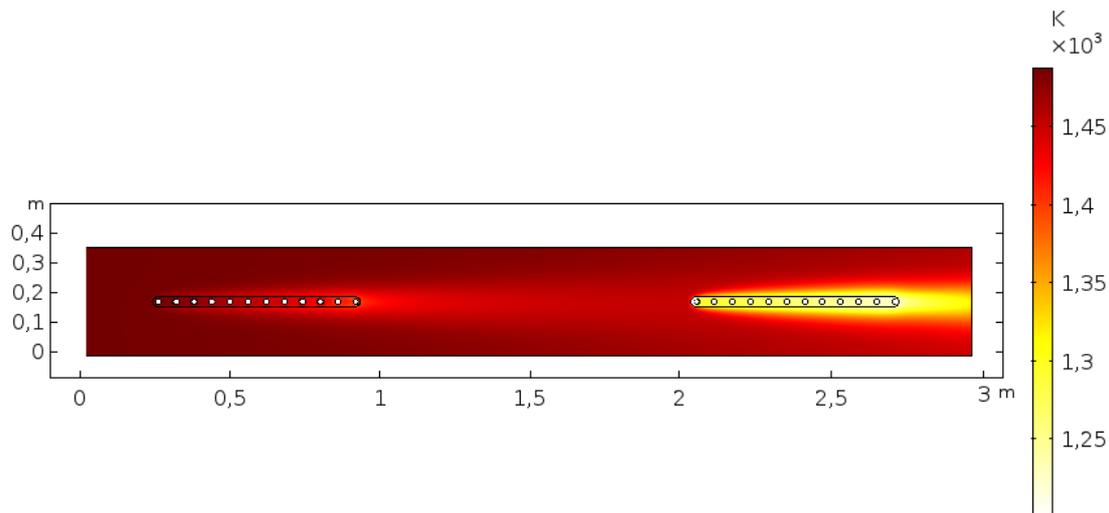


Fonte: Autor, (2018).

#### 4.5.2 Transferência de calor nas placas

Observou-se que a substituição dos tubos pelas placas não produziu um aumento na transferência de calor do gás para o vapor. Como apresentado na Figura 52, a instabilidade do escoamento desapareceu e mesmo com o preenchimento com metal os espaços entre os tubos para formar a placa, sendo o metal um melhor condutor para a transferência de calor do que a camada de cinzas eventualmente formada e incrementada pela instabilidade no escoamento, o regime de temperaturas em que se encontra o gás é de fundamental importância para a definição dos fluxos de calor.

Figura 52 - Campo de temperatura do gás nas placas



Fonte: Autor, (2018).

Os resultados apontam para uma perda na transferência de calor com o uso de placas no SH3. A temperatura do vapor superaquecido atingiu 800 °C não alcançando o *set-point* estipulado. As trocas de energia estão resumidas nas Tabelas 10 e 11:

Tabela 10 – Balanço de Energia para o vapor  $f_c 0,0191$ ;  $F_c_{gradT}=100$  e  $F_c_{gradT2}=5$

Potência entrada do vapor (MW)	Potência saída do vapor (MW)	Potência recebida pelo vapor (MW)	Temperatura do vapor (K)
347	408	60,8	800

Tabela 11 – Balanço de Energia para o gás  $f_c 0,0191$ ;  $F_c_{gradT}=100$  e  $F_c_{gradT2}= 5$ 

<b>Potência entrada dos Gases (MW)</b>	<b>Potência saída dos gases (MW)</b>	<b>Potência entregue pelos gases (MW)</b>	<b>Desvio em relação ao vapor (MW)</b>
-2221	-2165	-56,1	-4,7

Observa-se na Tabela 10 que com a alteração para placas a potência recebida pelo vapor é de 60,8 MW, não igualando ao valor do superaquecedor com feixe de tubos, 66 MW; sendo assim a temperatura do vapor superaquece até 800 K, não atingindo a temperatura estimada de 810 K conforme a Tabela 12. A alteração não é interessante pelo aspecto térmico, sua vantagem está na remoção da oscilação e suas zonas de estagnação de velocidade.

Tabela 12 – Temperatura do vapor superaquecido para a geometria de placas e feixe de tubos

<b>Placas</b>	<b>Tubos</b>	<b>Erro</b>
800 °C	810 °C	-1,23%

Conforme os cálculos, ocorre uma redução de eficiência térmica com as placas, porém a maior desvantagem desta mudança seria o custo destas placas e o acréscimo de peso ao conjunto estrutural da caldeira. Estes resultados de simulação devem ser tomados como indicativos de uma tendência pois devido à complexidade do sistema, a efetiva mudança de geometria na prática pode introduzir efeitos não contemplados pelo modelo. Somente com experimentos envolvendo a instalação de placas se poderá ter uma posição definitiva sobre o efeito das mesmas. De outro lado, há evidências na literatura, conforme relatado nos artigos citados no capítulo 3, de que mudanças na geometria dos trocadores de calor das caldeiras têm se constituído em uma alternativa real para aumento da eficiência térmica das caldeiras, reduzindo-se assim o consumo de carvão mineral e reduzindo e o impacto econômica e ambiental que este processo gera ao nível mundial.

## CONCLUSÃO

Desenvolveu-se um estudo de eficiência térmica do superaquecedor de vapor em uma caldeira aquatubular através da simulação numérica. Este modelo utiliza dois domínios na simulação: um para a vazão dos gases de combustão do carvão sobre os tubos e outro para o superaquecimento do vapor. Os cálculos térmicos atendem aos três mecanismos de transferência de calor: convecção, condução e radiação (gases como meio participante). Além dos critérios de observância do fechamento de balanço de energia e de estabilidade das soluções numéricas, o modelo foi validado com base na sintonia entre os valores calculados por simulação e os correspondentes dados operacionais obtidos do projeto de uma usina termoelétrica a carvão mineral.

Realizou-se também um estudo de caso da usina para analisar uma situação de interrupção de geração de energia por causa de um furo em um tubo do superaquecedor que supostamente ocorreu relacionado ao depósito de cinzas. Observou-se nesse estudo de caso que os gases de queima da caldeira se encontram em temperatura anômala que coincide com o excesso de cinzas depositada em seus tubos, ou seja, quando a caldeira está “suja”. A temperatura dos gases na entrada do superaquecedor é um indicador de resistência térmica adicional nas paredes externas dos tubos; inicialmente essa temperatura tende a cair por causa da resistência térmica adicional imposta pela escoria para em seguida aumentar seu valor nominal em cerca de 30 Kelvin. Outros aspectos são discutidos, como por exemplo a prática das atemperações no processo que podem minimizar os efeitos térmicos sobre o vapor superaquecido.

Fatores de correção foram introduzidos nas simulações a fim de se garantir o fechamento do balanço de energia entre os gases de combustão e vapor superaquecido. As correções envolveram a adequação das propriedades dos gases (inicialmente tomadas como do ar) para considerar os efeitos da presença de material particulado (cinzas) sobre os mecanismos de transferência de calor e da formação de depósitos sobre as paredes dos tubos. A condutividade térmica ( $k$ ) e o calor específico ( $C_p$ ) foram corrigidos por fatores tanto maiores quanto maior a potência transferida para o superaquecedor, seguindo uma relação não linear.

Nas simulações, observaram-se instabilidades de natureza laminar no escoamento dos gases entre os tubos. Tais oscilações podem melhorar a eficiência térmica, porém produzem

pontos de estagnação principalmente nos três primeiros tubos do feixe frontal, tornando essa região mais propensa ao crescimento de depósitos de cinzas. Nesta região de estagnação observaram-se também maiores gradientes térmicos que facilitam o mecanismo de termoforese das partículas presentes nos gases.

Pelos cálculos de simulação, constatou-se que a velocidade média dos gases de combustão que passam por entre os feixes de tubos estão de acordo com a literatura e os valores de queda de pressão entre os tubos são validados com os dados médios coletados no estudo de caso.

Constatou-se também que o ponto de maior sobrepressão no fluxo dos gases se encontra na região do primeiro tubo do feixe frontal com 2090 Pa. Tal configuração se constitui em um fator indicador para que aí haja depósito de cinza pelo mecanismo de impacto inercial.

O vapor superaquecido absorve dos gases de combustão uma taxa de 68 MW quando a caldeira se encontra “limpa” e quando está “suja” essa taxa cai para 66 MW. A temperatura de superaquecimento do vapor é mantida em ambas situações (limpa e suja), porém apenas há mudança na temperatura de entrada dos gases, que na prática supostamente proporcionam regiões com zonas de superaquecimento podendo vir a causar trincas e furos nos tubos.

Através deste estudo de simulação, pode-se avaliar qual seria o efeito térmico que uma mudança de geometria poderia causar no processo, admitindo-se os mesmos fatores de correção.

Assim, mudou-se o *design* de feixe de tubos para placas. Observou-se que as placas apresentam um pequeno déficit no aquecimento do vapor em relação ao seu valor nominal de operação, chegando a 98,76%. De outro lado, o fluxo dos gases agora aparece isento de regiões de estagnação, o que poderia reduzir a ocorrência de depósitos de cinzas.

O campo de velocidades dos gases de combustão tanto com as placas como com os tubos apresentou valores máximos na casa dos 5 m/s. Em ambos os casos, com os gases entrando a 1487K e saindo com 1200K. Para a temperatura do vapor observou-se que seu superaquecimento não atinge o valor de 810 K que representa uma taxa de 68 MW de energia entregue do gás para vapor, e sim uma temperatura de 799 K que representa uma taxa de calor de aproximadamente 61 MW.

Tendo em conta os balanços de energia nos dois domínios de simulação, persiste um erro entre a taxa de transferência de calor que o gás entrega para o vapor e a taxa de calor absorvida pelo vapor em seu superaquecimento; tal erro situa-se na faixa de 1 a 3%. Esse erro aumenta para 8,5% nas simulações com placas. Uma possível causa para este desvio estaria

relacionada ao cálculo dos coeficientes convectivos na superfície das placas em contato com os gases de combustão; esse cálculo inclui o fator de correção do coeficiente de transferência de calor por condução nos gases devido à presença de material particulado.

Portanto, o estudo de simulação nos moldes em que foi executado, não aponta para um ganho imediato em eficiência térmica ao se substituir tubos por placas. Pode-se então sugerir que existe a possibilidade da mudança do *design* de tubos para placas, para que se ganhe não diretamente em eficiência térmica, mas sim em ciclos de maior duração de operação, e aumentando-se o número de placas na caldeira.

## REFERÊNCIAS

- BABAT, S. et al. Investigation of deposit formation and its characterization for a pulverized bituminous coal power plant. **Fuel Processing Technology**, v. 141, p. 225–234, jan. 2016.
- BAZZO, E. **Geração de Vapor**. Florianópolis: [s.n.].
- BECKMANN, A. M. et al. Measurements and CFD modeling of a pulverized coal flame with emphasis on ash deposition. **Fuel**, v. 167, p. 168–179, mar. 2016.
- BEHBAHANI-NIA, A.; BAGHERI, M.; BAHRAMPOURY, R. Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 16, p. 2378–2385, 1 nov. 2010.
- BOURIS, D. et al. Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 18, p. 3817–3832, 1 ago. 2005.
- DEBONI, T. L. et al. Evolution of the quality of forest biomass for energy generation in a cogeneration plant. **Renewable Energy**, 20 set. 2018.
- DROSATOS, P. et al. Comparative investigation of a co-firing scheme in a lignite-fired boiler at very low thermal-load operation using either pre-dried lignite or biomass as supporting fuel. **Fuel Processing Technology**, v. 180, p. 140–154, 1 nov. 2018.
- FERNANDES, F. A. N. et al. *Termodinâmica Química*. p. 186, 2006.
- HAMILTON, D. **Energia para o Brasil: 10 anos de Tractebel Energia**. Florianópolis: [s.n.].
- HASTI, S.; AROONWILAS, A.; VEAWAB, A. Exergy Analysis of Ultra Super-critical Power Plant. **Energy Procedia**, v. 37, p. 2544–2551, 1 jan. 2013.
- INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Frank Incropera e David DeWitt - Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 2008.
- International Energy Agency**. Disponível em: <<https://www.iea.org/Textbase/npsum/weo2010sum.pdf>>. Acesso em: 4 set. 2018.
- LEPPÄNEN, A. et al. Numerical modeling of fine particle and deposit formation in a recovery boiler. **Fuel**, v. 129, p. 45–53, 1 ago. 2014.
- LIU, X. J. et al. Modeling of a 1000 MW power plant ultra super-critical boiler system using fuzzy-neural network methods. **Energy Conversion and Management**, v. 65, p. 518–527, 1 jan. 2013.
- LOKSHIN, V. A.; PETERSON, D. F.; SCHWARZ, A. L. **Standard methods of hydraulic design for power boilers**. [s.l.] Hemisphere Publishing, New York, NY, 1988.
- MENDES N., L. J.; BAZZO, E. Characterization and growth modeling of ash deposits in coal

fired boilers. **Powder Technology**, v. 217, p. 61–68, 1 fev. 2012.

MIYAKE, R. G. **Thermodynamic and Heat Transfer Analysis of Rice Straw Co-firing in a Brazilian Pulverised Coal Boiler**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

PAN, Y. et al. DEM simulation and fractal analysis of particulate fouling on coal-fired utility boilers' heating surfaces. **Powder Technology**, v. 231, p. 70–76, nov. 2012.

PARK, H. Y. et al. Coupled fluid dynamics and whole plant simulation of coal combustion in a tangentially-fired boiler. **Fuel**, v. 89, n. 8, p. 2001–2010, 1 ago. 2010.

PERA, H. **Geradores de Vapor de água**, segunda ed. São Paulo: Câmara Brasileira do Livro, 1990.

PRONOBIS, M.; WOJNAR, W. The rate of corrosive wear in superheaters of boilers for supercritical parameters of steam. **Engineering Failure Analysis**, v. 19, p. 1–12, 1 jan. 2012.

PURBOLAKSONO, J. et al. A new method for estimating heat flux in superheater and reheater tubes. **Nuclear Engineering and Design**, v. 239, n. 10, p. 1879–1884, 1 out. 2009.

RAHIMI, M.; KHOSHHAL, A.; SHARIATI, S. M. CFD modeling of a boiler's tubes rupture. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 17–18, p. 2192–2200, 1 dez. 2006.

REINALDO, R. F. "**Estudo Numérico Da Transferência De Calor E Deposição De Cinzas Em Caldeiras Com Queima De Carvão Pulverizado**", Tese de Doutorado Universidade Federal De Santa Catarina, 2004.

REZAEI, H. Thermal conductivity of coal ash and slags and models used. **Fuel**, v. 79, n. 13, p. 1697–1710, out. 2000.

SCHUHBAUER, C. et al. Coupled simulation of a tangentially hard coal fired 700 °C boiler. **Fuel**, v. 122, p. 149–163, 15 abr. 2014.

SREEPRADHA, C.; PANDA, R. C.; BHUVANESWARI, N. S. Mathematical model for integrated coal fired thermal boiler using physical laws. **Energy**, v. 118, p. 985–998, 1 jan. 2017.

TALER, D. Mathematical modeling and control of plate fin and tube heat exchangers. **Energy Conversion and Management**, v. 96, p. 452–462, 15 maio 2015.

TALER, D. et al. Numerical simulation of convective superheaters in steam boilers. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 129, p. 320–333, 1 jul. 2018.

TALER, D.; TALER, J. Simplified Analysis of Radiation Heat Exchange in Boiler Superheaters. **Heat Transfer Engineering**, v. 30, n. 8, p. 661–669, jul. 2009.

- TAN, P. et al. Causes and mitigation of gas temperature deviation in tangentially fired tower-type boilers. **Applied Thermal Engineering**, v. 139, p. 135–143, 5 jul. 2018.
- THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. Chennai: [s.n.].
- TONG, Z. X. et al. Simulation of real time particle deposition and removal processes on tubes by coupled numerical method. **Applied Energy**, v. 185, p. 2181–2193, 2017.
- TROJAN, M.; TALER, D. Thermal simulation of superheaters taking into account the processes occurring on the side of the steam and flue gas. **Fuel**, v. 150, p. 75–87, jun. 2015.
- TZOLAKIS, G. et al. Simulation of a coal-fired power plant using mathematical programming algorithms in order to optimize its efficiency. **Applied Thermal Engineering**, v. 48, p. 256–267, 15 dez. 2012.
- VENTURINI, P. et al. Modelling of particles deposition in an environment relevant to solid fuel boilers. **Applied Thermal Engineering**, v. 49, p. 131–138, 31 dez. 2012.
- WACŁAWIAK, K.; KALISZ, S. A practical numerical approach for prediction of particulate fouling in PC boilers. **Fuel**, v. 97, p. 38–48, 1 jul. 2012.
- WEBER, R. et al. On predicting the ash behaviour using Computational Fluid Dynamics. **Fuel Processing Technology**, v. 105, p. 113–128, 1 jan. 2013.
- WEI, B. et al. Investigation of characteristics and formation mechanisms of deposits on different positions in full-scale boiler burning high alkali coal. **Applied Thermal Engineering**, v. 119, p. 449–458, 2017.
- WELTY J., WICKS C.E., WILSON R. E., R. G. L. **Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer**. 5. ed. New York: [s.n.].
- WIELAND, C. et al. Evaluation, comparison and validation of deposition criteria for numerical simulation of slagging. **Applied Energy**, v. 93, p. 184–192, 1 maio 2012.
- WU, H. et al. The thermal-hydraulic calculation and analysis of the medium temperature platen superheater in a 300 MWe CFB boiler. **Powder Technology**, v. 235, p. 590–598, 1 fev. 2013.
- WU, X. F.; CHEN, G. Q. Coal use embodied in globalized world economy: From source to sink through supply chain. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 81, p. 978–993, 1 jan. 2018.
- YE, H.-Y.; LEE, K.-S. Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 67, p. 225–233, 1 dez. 2013.
- ZHANG, M. et al. Performance of double source boiler with coal-fired and solar power tower heat for supercritical power generating unit. **Energy**, v. 104, p. 64–75, 1 jun. 2016.