



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Estudo da Viabilidade do Uso de *Duct Burners*  
em Caldeiras de Recuperação Utilizando a  
Técnica de CFD**

**Autor: Marcos Lazaro Batista**

**Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento**

**Co-orientadora: Prof<sup>ª</sup>. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Itajubá, Junho de 2017

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**Marcos Lazaro Batista**

**Estudo da Viabilidade do Uso de *Duct Burners***  
**em Caldeiras de Recuperação Utilizando a**  
**Técnica de CFD**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: **Conversão de Energia**

Orientador: **Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento**

Co-orientadora: **Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Junho de 2017

Itajubá - MG

## **Dedicatória**

Gostaria de dedicar este trabalho  
ao meu pai José Marcos e a minha mãe  
Maria Aparecida, e a minha querida vó Lia.

## **Agradecimentos**

**À minha querida amiga Letícia Baruch,**

que ao longo de todos esses anos, sempre esteve ao meu lado com o seu amor, carinho e  
motivação nos momentos difíceis.

**Aos meus pais José Marcos e Maria Aparecida,**

que me deram um lar feliz e todo o apoio nos anos mais tenros da minha vida.

**Ao meu orientador Prof. Marco Antonio**

pelos ensinamentos e direcionamentos.

**À minha amiga e co-orientadora Prof<sup>ª</sup>. Lucilene**

pelo ensinamento e suporte técnico durante todo este trabalho.

**Aos Professores e todos amigos**

pela colaboração imprescindível nos desenhos e nas simulações.

**Aos meus antigos supervisores Alexandre Cândido e Samuel**

peçoas que me ajudaram a iniciar esse sonho e estudo.

**À Universidade Federal de Itajubá**

por toda estrutura disponibilizada e pela oportunidade de trabalhar com ótimos profissionais

## Resumo

Batista, M. L. (2016), Estudo da Viabilidade do Uso de Duct Burners em Caldeiras de Recuperação Utilizando a Técnica de CFD, Itajubá, 109p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

As centrais de ciclo combinado recentemente se tornaram uma alternativa importante para as usinas que utilizam carvão e óleo por causa de sua alta eficiência térmica, são ambientalmente amigáveis e seu tempo de construção é rápido. A planta de ciclo combinado é uma integração de turbina a gás e da turbina de vapor, combinando muitas das vantagens de ambos os ciclos termodinâmicos usando um único combustível. Ao recuperar a energia do calor dos gases de escape da turbina de gás e usá-lo para gerar vapor, o ciclo combinado aproveita a conversão da energia combustível a uma eficiência muito alta. A caldeira de recuperação de calor constitui a espinha dorsal das centrais de ciclo combinado, proporcionando a ligação entre a turbina a gás e da turbina a vapor. O projeto de uma HRSG historicamente em grande parte é desenvolvido usando princípios termodinâmicos relacionados ao caminho de vapor, sem considerar a inclusão de gás no sistema.

O CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional) é utilizada para avaliar o impacto da inclusão de gás no fluxo da HRSG e verificar as mudanças que podem melhorar o seu desempenho. Para aplicar a técnica CFD nas simulações, foi utilizado o programa ANSYS CFX®, com o modelo de turbulência, SST, de combustão, Eddy Dissipation e de radiação, P1. O valor de 540 °C ( 813 K), foi a temperatura máxima permitida para um bom funcionamento da HRSG.

Palavras-chave: Queima Suplementar; análise numérica em CFD; caldeiras de recuperação; duct burners.

## Abstract

Batista, M. L. (2016), Estudo da Viabilidade do Uso de Duct Burners em Caldeiras de Recuperação Utilizando a Técnica de CFD, Itajubá, 109p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Combined cycle power stations have recently become an important alternative to coal and oil mills because of their high thermal efficiency, environmentally friendly and time-consuming to build. The combined cycle plant is a gas turbine and steam turbine integration, combining many of the advantages of both thermodynamic cycles using a single fuel. By recovering the heat energy from the exhaust gas from the gas turbine and using it to generate steam, the combined cycle takes advantage of the conversion of the fuel energy to a very high efficiency. The heat recovery boiler forms the backbone of combined cycle plants, providing the connection between the gas turbine and the steam turbine. The design of a HRSG historically is largely developed using thermodynamic principles related to the vapor path, without considering the inclusion of gas in the system.

CFD (Computational Fluid Dynamics) is used to evaluate the impact of gas inclusion on the HRSG flow and to verify the changes that can improve its performance. To apply the CFD technique in the simulations, the ANSYS CFX® program was used, with the turbulence, SST, combustion, Eddy Dissipation and radiation model, P1. The value of 540 ° C (813 K) was the maximum allowed temperature for a well-functioning HRSG.

Keywords: Supplemental Burn; Numerical analysis in CFD; Recovery boilers; Duct burners.

## Sumário

<b>DEDICATÓRIA .....</b>	<b>III</b>
<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	<b>IV</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>V</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>VI</b>
<b>SUMÁRIO.....</b>	<b>VII</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>IX</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>XII</b>
<b>SÍMBOLOS.....</b>	<b>XIII</b>
<b>SIGLAS .....</b>	<b>XIV</b>
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>1</b>
<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. Introdução .....	4
1.2. Motivação .....	6
1.3. Objetivos.....	7
<b>CAPITULO 2 .....</b>	<b>8</b>
<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>8</b>
2.1. Ciclo combinado.....	8
2.2. Caldeira de recuperação.....	9
2.3. Revisão sobre modelagem e otimização de HRSG.....	10
2.4. Exemplos de aplicação de injetores de duto.....	14
<b>CAPITULO 3 .....</b>	<b>25</b>
<b>COMPONENTES DA HRSG.....</b>	<b>25</b>
3.1. Componentes da HRSG.....	25
3.2. Duto de entrada.....	31
3.3. Queimadores auxiliares (duct burners).....	32
3.4. Defletores (Distribution grid) .....	37
3.5. Economizador .....	38
3.6. Evaporador .....	38

3.7. Sobreaquecedor .....	39
3.8. Reaquecedor.....	39
<b>CAPITULO 4.....</b>	<b>40</b>
<b>DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL .....</b>	<b>40</b>
4.1. Técnica CFD.....	41
4.2 Pré-processamento .....	50
4.3 Processamento .....	52
<b>CAPITULO 5.....</b>	<b>55</b>
<b>MODELAGEM DO DUTO DE ENTRADA DA HRSG.....</b>	<b>55</b>
5.1. Descrição da entrada da caldeira .....	56
5.2. Condições de contorno .....	62
<b>CAPITULO 6.....</b>	<b>70</b>
<b>RESULTADO E ANÁLISE DA MODELAGEM DOS INJETORES AUXILIARES ....</b>	<b>70</b>
6.1. Caso 01 .....	71
6.2. Caso 02 .....	75
6.3. Caso 03.....	81
6.4. Caso 04 .....	85
6.5. Caso 05 .....	89
6.6. Caso 06.....	93
6.7. Caso 07.....	97
6.8. Caso 08.....	101
6.9. Caso 09.....	104
<b>CAPITULO 7.....</b>	<b>108</b>
<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>110</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>111</b>

## Lista de Figuras

Figura 1.1	Layout do ciclo combinado .....	2
Figura 1.2	Foto aérea da Usina Siderúrgica do Atlântico.....	5
Figura 2.1	Exemplo de ciclo combinado (Brayton/Rankine) para a produção de energia elétrica .....	9
Figura 2.2	HRSG Beatrice.....	14
Figura 2.3	Duct Burner utilizado na HRSG Beatrice .....	15
Figura 2.4	Vista detalhada do duct burner utilizado na HRSG Beatrice.....	15
Figura 2.5	Comparação da temperatura de entrada da HRSG Beatrice, com queima suplementar (a) e sem queima suplementar (b) .....	16
Figura 2.6	Dimensões da caldeira HRSG do Complexo Petroquímico Mobin, no Irã .....	17
Figura 2.7	O campo de magnitude de velocidade no interior da caldeira HRSG.....	19
Figura 2.8	Distribuição de temperatura no interior da caldeira HRSG .....	19
Figura 2.9	Os perfil de temperatura para três posições diferentes para os injetores de gás natural .....	21
Figura 2.10	A temperatura do vapor dentro do tubo do superheater (superaquecedor) nas posições 2 e 3 .....	22
Figura 2.11	A temperatura do vapor dentro do tubo do superaquecedor com diferentes taxas de fluxo de massa de gás natural .....	23
Figura 2.12	A temperatura do vapor ao longo do tubo do superheater com e sem queimador HiTAC .....	23
Figura 3.1	Diagrama de configuração de HRSG: (a) HRSG com um nível de pressão, (b) HRSG dois níveis de pressão, (c) HRSG três níveis de pressão .....	26
Figura 3.2	Esquema de uma central de ciclo combinado .....	28
Figura 3.3	Elementos da caldeira de recuperação .....	29
Figura 3.4	Esquema de uma planta de ciclo combinado .....	29
Figura 3.5	Componentes de uma HRSG .....	30
Figura 3.6	Desenho esquemático do duto de entrada da HRSG.....	31

Figura 3.7	Demonstração da localização dos queimadores auxiliares .....	33
Figura 3.8	Depósitos de corrosão nos economizador .....	35
Figura 3.9	Falhas por superaquecimento no tubo de uma HRSG .....	35
Figura 3.10	Demonstração da localização das placas perfuradas.....	36
Figura 3.11	Esquemático da localização do evaporador, economizador e aquecedor .....	38
Figura 4.1	Etapas da simulação numérica .....	40
Figura 4.2	Esquema básico da simulação através da HRSG .....	41
Figura 4.3	Geração de malha para o CFD .....	46
Figura 4.4	Nós nos vértices dos VCs (esquerda) e nós nos centros dos VCs (direita) para uma grade quadrilátera .....	46
Figura 4.5	Discretização estruturada (a) estrutura generalizada (b) e não estruturada (c) .....	49
Figura 4.6	Esquemático do processamento CFD .....	50
Figura 5.1	Foto da Usina Siderúrgica do Atlântico .....	56
Figura 5.2	Desenho da vista lateral da seção do duto de entrada da HRSG da UTE do Atlântico .....	57
Figura 5.3	Esquema da vista superior da seção do duto de entrada da caldeira de recuperação da UTE Atlântico .....	58
Figura 5.4	Temperatura dos Gases de Exaustão GT 11 .....	60
Figura 5.5	Desenho da geometria a ser analisada.....	63
Figura 5.6	Ilustração do duct burner utilizado na modelagem .....	63
Figura 5.7	Regiões que utilizaram um maior refinamento na geração de malha .....	64
Figura 5.8	Definição das condições de contorno no Ansys CFX.....	67
Figura 6.1	Resultado da modelagem do duto de entrada HRSG estudada sem a adição de injetores auxiliares.....	70
Figura 6.2	Definição da entrada e saída a geometria do duto de entrada da HRSG.....	71
Figura 6.3	Resultado da temperatura na saída do duto para o caso 01 .....	73
Figura 6.4	Perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal .....	73
Figura 6.5	Visualização das zonas de recirculação dentro do duto de entrada da HRSG .....	74
Figura 6.6	Distribuição de temperatura dentro do duto da HRSG .....	75
Figura 6.7	Injetor de gás natural para o caso 02.....	76
Figura 6.8	Temperatura na entrada da HRSG .....	76
Figura 6.9	Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	77

Figura 6.10 Posicionamento dos injetores auxiliares .....	78
Figura 6.11 Dimensionamento dos injetores auxiliares para o caso 02.....	78
Figura 6.12 Plano central criado no interior do duto de entrada da HRSG.....	79
Figura 6.13 Perfil de velocidade para o caso 02.....	79
Figura 6.14 Resultado da simulação do caso 02.....	80
Figura 6.15 Distribuição do gás natural para o caso 03.....	82
Figura 6.16 Contorno de velocidade no plano central no interior do duto para o caso 03.....	83
Figura 6.17 Resultado da simulação do caso 03.....	84
Figura 6.18 Distribuição do gás natural nos injetores auxiliares para o caso 04.....	86
Figura 6.19 Distribuição de velocidade para o caso 04.....	87
Figura 6.20 Demonstração do resultado para o caso 04.....	88
Figura 6.21 Distribuição de gás natural para o caso 05.....	89
Figura 6.22 Geometria com mudança de posicionamento do injetor para o caso 05.....	90
Figura 6.23 Distribuição de velocidade no plano central para o caso 05.....	91
Figura 6.24 Resultado da simulação para o caso 05.....	92
Figura 6.25 Distribuição do gás natural nos injetores auxiliares para o caso 06.....	94
Figura 6.26 Distribuição de velocidade no plano central para o caso 06.....	95
Figura 6.27 Demonstração do resultado para o caso 06.....	96
Figura 6.28 Distribuição de gás natural nos injetores auxiliares para o caso 07.....	98
Figura 6.29 Posicionamento dos injetores auxiliares para o caso 07.....	98
Figura 6.30 Geometria com modificação do ângulo das aletas.....	99
Figura 6.31 Distribuição de velocidade no plano central do duto.....	99
Figura 6.32 Demonstração do resultado para o caso 08.....	100
Figura 6.33 Distribuição de gás natural nos injetores para o caso 08.....	101
Figura 6.34 Distribuição de velocidade para o caso 08.....	102
Figura 6.35 Demonstração do resultado gerado para o caso 08.....	103
Figura 6.36 Geometria modificada para o caso 09.....	104
Figura 6.37 Distribuição do gás natural nos injetores para o caso 09.....	105
Figura 6.38 Distribuição de velocidade na parte central do duto para o caso 09.....	106
Figura 6.39 Demonstração do resultado do caso 09.....	106
Figura 6.40 Demonstração da temperatura no interior do duto para o caso 09.....	107

## Lista de Tabelas

Tabela 5.1 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases .....	59
Tabela 5.2 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases para a condição de baixa carga.....	60
Tabela 5.3 Resultados estimados pelo fabricante para operação da HRSG com queima complementar.....	61
Tabela 5.4 Composição do combustível queimado na câmara de combustão da turbina a gás.....	65
Tabela 5.5 Composição do gás natural injetado nos duct burners.....	65
Tabela 5.6 Composição dos gases de exaustão da câmara de combustão.....	66
Tabela 5.7 Condições de contorno para a seção estudada.....	67
Tabela 5.8 Critérios de convergência .....	69

## Simbolos

CO      Monóxido de Carbono

CO<sub>2</sub>    Dióxido de Carbono

H<sub>2</sub>O      Água

N<sub>2</sub>      Nitrogênio

NO<sub>2</sub>    Dióxido de Nitrogênio

O<sub>2</sub>      Oxigênio

## Siglas

BFG	Blast Furnace Gás
CFD	Computational Fluids Dynamics
CSA	Companhia Siderúrgica do Atlântico
DTM	Discrete Transfer Model
ECO	Economizer
EDM	Eddy Dissipation Model
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
EVA	Evaporator
FRCM	Finite Rate Chemistry Model
FM	Flamelet Model
FRCM	Finity Rate Chemistry Model
GT	Gás Turbine
HP	High Pressure
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
IBS	Instituto Brasileiro de Siderúrgica
LFM	Laminar Flamelet Model
LIF	Limite Inferior de Inflamabilidade
LP	Low Pressure
LSF	Limite Superior de Inflamabilidade
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
OTSG	Once Through Steam Generator
PCI	Poder Calorífico Inferior
PDF	Probability Density Factor
RSM	Reynolds Stress Model
SCR	Seletive Catalitic Reduction

SH	Superaheater
SST	Shear Stress Model
UTE	Usina Termoelétrica

## Capítulo 1

### INTRODUÇÃO AO CICLO COMBINADO E HRSG

Uma quantidade significativa de eletricidade é produzida usando usinas termelétricas com ciclos combinados usando turbina a gás e turbina a vapor ou ciclo simples de turbina a gás. A vantagem na utilização de um ciclo de turbina a gás simples é que as temperaturas de escape são elevadas. A eficiência máxima atingível a partir de um ciclo de turbina a gás simples é cerca de 35%. A eficácia do sistema de ciclo simples pode ser aumentada através da recuperação de uma parte da energia de calor dos gases de escape da turbina à gás e gerar vapor na caldeira de recuperação de calor (HRSG – Heat Recovery Steam Generator). Se o vapor gerado é utilizado para fins industriais, o sistema é chamado de co-geração; se usado para a execução de uma turbina a vapor, o sistema é chamado de geração de energia de ciclo combinado. Segundo Lorra e Nascimento (2004) a vantagem do ciclo combinado é que a eficiência térmica do ciclo pode chegar a um valor típico de 60%, quando operado em condições ótimas. Devido às suas vantagens, os sistemas de ciclo combinado têm sido cada vez mais usados em usinas de energia. Os sistemas de ciclo combinado têm dois ciclos termodinâmicos de operação, ou seja, o ciclo Brayton ( sistema que utiliza uma turbina a gás) e o ciclo Rankine (sistema que utiliza uma turbina à vapor). Estes dois ciclos termodinâmicos são conectados por um trocador de calor ou gerador de vapor, denominado HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*), que extrai o calor do gás de exaustão da turbina de gás e o usa para gerar o vapor, que é usado por sua vez para o funcionamento da turbina à vapor. O sistema HRSG é o principal elemento que possibilita o conceito de ciclo combinado. O layout de um sistema de ciclo combinado é mostrado na Figura 1.1.

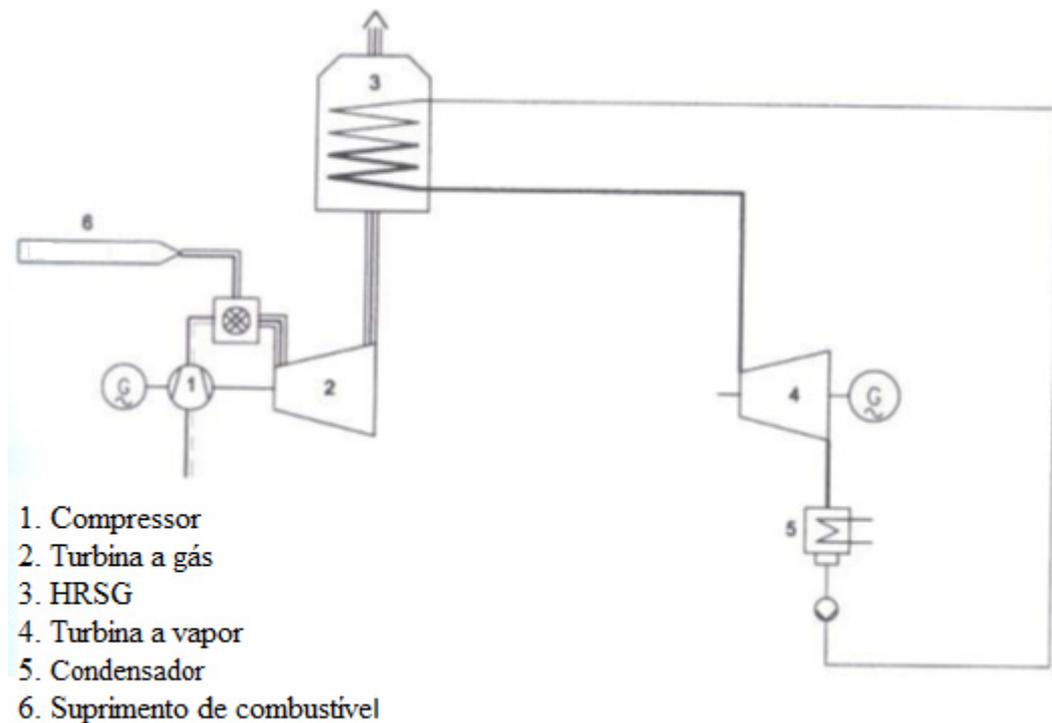


Figura 1.1 Layout do ciclo combinado.

Fonte: Vytla (2005)

Os principais componentes das centrais de ciclo combinado são: a turbina à gás, a turbina à vapor e a HRSG. A eficiência da central de ciclo combinado é influenciada pela eficiência dos sistemas independentes que formam o ciclo combinado. Em alguns casos, a perda de eficiência em um sistema tem um impacto positivo sobre o outro sistema. A eficácia do sistema de turbina a gás é reduzido aumentando a temperatura de exaustão da turbina a gás, mas isto aumenta a capacidade de geração de vapor da HRSG. A perda de eficiência da turbina a gás tem um efeito negativo sobre o desempenho de todo o sistema; é conveniente operar o sistema com a máxima eficiência da turbina a gás. A HRSG forma o coração do ciclo combinado e seu desempenho tem um impacto direto sobre a eficiência global do sistema de ciclo combinado. Os meios primários de transferência de calor na HRSGs são convecção e condução. O projeto mais comum de HRSG tem os tubos de caldeira instalados verticalmente e as passagens dos gases de exaustão da turbina à gás passam horizontalmente.

As caldeiras de recuperação, HRSGs (*Heat Recovery Steam Generator*) são construídas com unidades de pressão única ou sistemas múltiplos de pressão. As HRSGs mais usadas são as de sistemas múltiplos de pressão. Porque oferecem alta eficiência e a alto desempenho na recuperação de calor. A configuração dos circuitos dentro do HRSG é como

se segue: a alta pressão (HP) circuitos - reaquecedor, super-aquecedor e evaporador (caldeira) - estão localizados na zona mais quente do sistema, seguido de pressão intermediária (IP) circuitos e / ou circuitos de baixa pressão (LP). Geralmente, os evaporadores são do tipo circulação natural, arranjo tipo tambor. As centrais elétricas do ciclo combinado podem ser equipadas com a queima suplementar, inserindo gás natural na HRSG para aumentar a eficiência. A queima suplementar é apropriado na HRSG porque há oxigênio suficiente disponível nos gases de escape para suportar a combustão, uma vez que apenas uma parte do oxigênio contido no ar é usado para combustão na turbina a gás. A queima suplementar conduz ao aumento da eficiência do sistema e assim aumentando a produção do vapor. Isso resulta em aumento do fluxo de massa através dos economizadores, que extrai mais a energia térmica do gás de escape e assim reduz a temperatura dos gases de escape. As circunstâncias atmosféricas e as exigências do vapor são os critérios para selecionar sistema de queima suplementar. Os sistemas de ciclo combinado são preferidos em relação aos sistemas de ciclo simples, devido à sua vantagem ecológica, porque há uma redução de emissões que é obtido com a combustão dos gases de exaustão na HRSG. As HRSGs podem incluir sistemas de controle da emissão, para remover os índices dos óxidos de nitrogênio e do monóxido de carbono na exaustão, segundo as limitações do local de instalação.

Um sistema de queima suplementar projetado e instalado corretamente pode melhorar a flexibilidade da planta produzindo uma série de benefícios, que incluem o aumento de geração elétrica durante os períodos de pico de demanda; taxas de rampa de partida e recuperação de carga mais rápida. A instalação dos queimadores auxiliares de forma errônea pode aumentar as emissões totais da planta e resultar em danos a HRSG causados pela distribuição de calor, carga térmica excessiva e o desenvolvimento de grandes gradientes térmicos, podendo causar fadiga, falha, ou fissuras nas superfícies dos trocadores de calor da HRSG.

Para otimizar o processo de combustão, o combustível dos queimadores auxiliares e os gases de escape da turbina devem ser uniformemente distribuídos. Outro aspecto importante é o correto posicionamento dos queimadores no duto de exaustão da turbina.

A Modelagem computacional de fluídos (CFD- Computational Fluids Dynamics) é uma ferramenta importante no processo de concepção do sistema de queimadores auxiliares para caldeiras de recuperação, pois testes físicos de aplicações são dispendiosos e a reprodução das condições de funcionamento durante estes testes é uma tarefa difícil. A

técnica CFD neste cenário vem possibilitando meios para uma boa análise da transferência de calor da combustão permitindo ao projetista: localizar a melhor posição para a instalação dos queimadores, determinar se o fluxo de gases de exaustão está irregular, examinar se é necessário um difusor de redistribuição a montante e assegurar que o sistema de queimadores produz um fluxo térmico de calor de distribuição uniforme.

A técnica CFD será utilizada neste trabalho para um estudo inicial de viabilidade técnica da instalação de queimadores auxiliares como parte de uma solução para aumento de desempenho das duas caldeiras de recuperação durante períodos de baixa carga das turbinas a gás instaladas na Usina Termelétrica do Atlântico.

## **1.1 Motivação**

O desempenho do HRSG afeta o desempenho geral da central de ciclo combinado. Uma simulação precisa do desempenho da HRSG é necessária para estudar os seus efeitos em todo o sistema do ciclo combinado. Após uma revisão bibliográfica sobre o uso de dinâmica de fluidos computacional (CFD) como uma ferramenta para analisar o fluxo em projetos de HRSG, foi verificado que a técnica CFD tem potencial para se tornar uma ferramenta útil para validar o desempenho da HRSG, fazendo algumas alterações da geometria para validar isso. A utilização bem sucedida do CFD como ferramenta no desenho do HRSG pode ser feita somente quando as ferramentas CFD sejam devidamente aplicadas e validadas usando abordagens que representam com precisão o fluxo e a física nos componentes do equipamento que está sendo modelado. A ferramenta de CFD utilizada para simulação de fluxo de modelos HRSG é o Ansys CFX. O Ansys CFX oferece várias opções para a modelagem da HRSG e de seus componentes. Uma avaliação cuidadosa dos componentes individuais leva a um maior sucesso nas previsões globais de desempenho da HRSG.

O sistema de fornecimento de energia no Brasil é essencialmente constituído por hidrelétricas. O principal problema dessa estratégia é a vulnerabilidade do sistema em períodos de estiagens atípicas, podendo provocar apagões e forçar medidas públicas de economia e aumento dos preços da energia. Por isso projetos modernos e flexíveis de autoprodução devem necessariamente estar incorporados às modernas plantas produtoras de

aço por sua importância em relação à disponibilidade necessária para a segurança operacional bem como também pelo lado econômico.

A Companhia Siderúrgica do Atlântico (CSA), Figura 1.2, está instalada no bairro de Santa Cruz na cidade do Rio de Janeiro possui uma moderna termoeletrica constituída de três unidades geradoras, em ciclo térmico combinado, com 490MW de capacidade instalada, representando 419.8MW médios de garantia física de energia para o complexo siderúrgico poder produzir 5 milhões de toneladas placas de aço por ano.



Figura 1.2 Foto Aérea da Usina Siderúrgica do Atlântico.

Fonte: Vieira, 2015

A busca de soluções para os impactos ocasionados pelas variações naturais dos combustíveis de processo também devem ser objeto de estudo através de técnicas modernas de análise computacional. As grandes usinas siderúrgicas trabalham em carga constante, adotando vários turnos de trabalhos para aumento da produtividade, por isso as instalações das UTEs (Usinas Termelétricas) são projetadas para suprir sua demanda constante e, em caso de perda de geração, pode-se colocar o complexo siderúrgico em risco por perda da capacidade de garantir a operação em ilha, em situações de *black-out* e a pesados prejuízos por alta demanda de energia.

A contribuição deste trabalho é verificar a possibilidade de um incremento de energia através de uma combustão suplementar nas caldeiras de recuperação durante os períodos de queda do BFG, o que permitiria o vapor a temperaturas mais elevadas e o que pode ser uma

alternativa para reduzirem-se os impactos negativos durante os períodos de desvios na produção de gás BFG. Neste trabalho serão analisadas as vantagens e as desvantagens típicas do uso de queima suplementar nas caldeiras de recuperação visando a melhoria no desempenho e confiabilidade da termelétrica da CSA.

## 1.2 OBJETIVOS

Realizar estudo técnico preliminar do impacto da instalação dos injetores auxiliares, ou *duct burners*, em uma HRSG através de simulação numérica utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional, CFD, visando analisar o desempenho térmico e aerodinâmico desta modificação. Esse estudo foi realizado no duto que liga a turbina a gás com a caldeira de recuperação. Serão colocados injetores no interior desse duto, e a posição desses injetores será modificada para verificar a influência deles na uniformidade da temperatura dos gases na entrada da HRSG.

Compõem objetivos secundários, necessários ao desenvolvimento deste trabalho, os seguintes tópicos:

- Avaliação da temperatura e comportamento dos gases de exaustão no duto de entrada da HRSG.
- Avaliar o comportamento de chama e perfil de temperaturas após a implementação dos queimadores auxiliares usando como referência os valores de massa e composição de combustível em cenário proposto pelo fabricante da caldeira para elevação da temperatura dos gases de duto de entrada da HRSG a 540°C.
- Análise dos problemas encontrados e a busca de soluções através do uso do software de CFD visando atingir a temperatura de operação de 540°C para os gases de duto de entrada da HRSG em cenário de redução de carga para a turbina a gás evitando-se possíveis impactos negativos às Caldeiras de Recuperação.

### **1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO**

No decorrer do Capítulo 1, será descrita de maneira geral, uma introdução ao leitor sobre os principais assuntos que serão abordados ao longo de todo o texto, bem como uma apresentação das justificativas e relevância deste tema. No Capítulo 2, o estado da arte em uso dos métodos numéricos no estudo de queimadores de duto será apresentado. Este capítulo fará uma breve abordagem sobre os principais trabalhos que nortearam este estudo, destacando suas contribuições mais importantes, será dado destaque as caldeiras de recuperação e nos métodos de modelagem existentes usados para estudar o desempenho de HRSG. O capítulo 3 discute os principais componentes do HRSG e as funções executadas por estes componentes. O capítulo 4 discute o procedimento computacional envolvido na modelagem do fluxo e condições de contorno para a modelagem do duto de entrada da HRSG. A descrição da modelagem para o duto da HRSG é discutida no capítulo 5. Os resultados da modelagem de escoamento para a HRSG analisada são discutidos no capítulo 6. As conclusões da modelagem de escoamento para a HRSG analisada serão descritas no Capítulo 7.

## Capítulo 2

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica sobre ciclo combinado, caldeira de recuperação e algumas exemplos de utilização dos injetores auxiliares.

## 2.1 CICLO COMBINADO

O ciclo combinado consiste na junção de dois ciclos termodinâmicos diferentes em uma única planta, operando sequencialmente através de uma mesma fonte de calor para a produção de energia. Quando os dois ciclos estão combinados, a eficiência que pode ser alcançada é maior do que em um desses ciclos operando de forma independente.

O tipo de ciclo combinado mais desenvolvido e difundido é o Brayton/Rankine, onde a produção de vapor por uma caldeira de recuperação se dá através da utilização da energia disponível nos gases quentes de exaustão da turbina a gás. O vapor produzido é então direcionado a uma turbina a vapor para a geração de energia elétrica (Figura 2.1.)

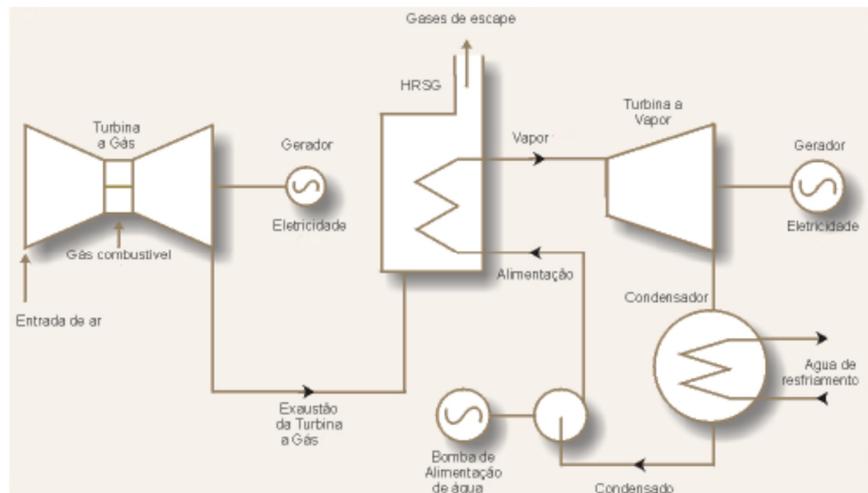


Figura 2.1 Exemplo de ciclo combinado (Brayton/Rankine) para produção de energia elétrica.

Fonte: Site Gas Net.

Segundo Kehlhofer et al. (2009) a consolidação desse tipo de ciclo se deu a partir do final dos anos 1970, quando as turbinas a gás começaram a alcançar temperaturas suficientemente altas capazes de permitir a utilização de ciclos combinados com alta eficiência. Lorra e Nascimento (2004) demonstraram que a eficiência de um sistema de geração utilizando ciclo combinado chega a cerca de 60%.

## 2.2 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

A função de uma Caldeira de Recuperação de Calor (HRSG) é extrair energia do calor que seria desperdiçado de uma turbina a gás, ou de algum outro processo de combustão para a aplicação industrial e para produção de vapor.

Ganapathy (2003) demonstra que, no passado, as HRSGs trabalhavam em conjunto com pequenas turbinas a gás, que não produziam um calor de grande potencial energético. Porém, ao longo dos anos, com a evolução das turbinas a gás, suas temperaturas de exaustão tornaram-se cada vez maiores e a melhor eficiência da queima reduziu consideravelmente a quantidade de oxigênio presente na saída do equipamento. Para operar de forma eficiente com as avançadas turbinas a gás, novas caldeiras capazes de operar com altas temperaturas e pressões tiveram de ser desenvolvidas.

Atualmente, os projetos de caldeiras de recuperação de calor evoluíram para sistemas

de dois e até três níveis de pressão adicionando recuperadores de forma a elevar ainda mais a eficiência do ciclo vapor.

Swanekamp (2006) demonstrou que diferentes configurações de HRSG são possíveis, dependendo das características do calor a ser aproveitado e do intuito da usina (carga base, carga parcial, carga cíclica ou pico). Convencionalmente, as caldeiras de recuperação de calor podem ser classificadas entre horizontais e verticais, de acordo com a orientação do fluxo dos gases de combustão. Caldeiras horizontais são mais comuns na América do Norte, enquanto na Europa as HRSGs verticais são mais típicas, principalmente devido ao PURPA nos EUA (*Public Utility Regulatory Policies Act of 1978*) que permitem a viabilidade da produção de energia proveniente de térmicas na base, evitando operações cíclicas. Além disso, HRSGs verticais são mais compactas, adequando-se melhor ao ambiente europeu.

## **2.3 REVISÃO SOBRE MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE HRSG**

Ongiro et al (1997) demonstraram a 20 anos atrás que a crescente demanda por energia podia ser atendida por centrais de ciclo combinado com baixo consumo de combustível. O fator que favorece o uso de centrais de ciclo combinado é a sua capacidade de utilizar combustíveis com baixo teor de carbono e seu baixo impacto sobre o meio ambiente. Está provado teoricamente que a eficiência de ciclo combinado pode chegar a um valor tão alto como 60%; esta eficiência é alcançada somente quando todos os componentes em ciclo combinado estão operando em suas melhores condições. A estratégia hierárquica para otimização de toda a central de ciclo combinado é como se segue: a otimização do ciclo de turbina a gás, a otimização dos parâmetros de funcionamento do HRSG, e otimização detalhada das seções individuais do trocador de calor da HRSG. Ongiro et al sugerem que uma das formas para alcançar a eficácia máxima teórica é através do aumento da temperatura da entrada da turbina. Isto requer um sistema de refrigeração altamente avançado para arrefecer as pás da turbina de gás. Com níveis de tecnologia existentes, o foco pode ser fixado no HRSG, e nos seus parâmetros de funcionamento e assim melhorar a eficiência das

instalações de ciclo combinado. A otimização dos parâmetros de funcionamento da HRSG é o primeiro passo para alcançar a otimização de toda a planta, como demonstrado por Franco e Russo (2002). Diferentes abordagens utilizadas para decidir os parâmetros de concepção e de funcionamento ótimos da HRSG são discutidos por Franco e Russo (2002) , Reddy et al (2002), Casarosa e Franco (2001), Lisiska et al (2003), Valdes e Rapun (2001).

Reddy et al (2002) sugeriram uma análise utilizando a segunda lei da termodinâmica na HRSG de calor residual. Este método é usado para otimizar e projetar várias unidades térmicas, minimizando a geração de entropia na unidade. Os parâmetros operacionais são adimensionalizadas, e uma equação para o número de geração de entropia é derivado utilizando esses parâmetros. O número de geração de entropia ajuda a estudar o efeito dos parâmetros operacionais adimensionais. Valdes e Jose (2001) sugeriram a aplicação de coeficientes de influência para a otimização do HRSG. Os coeficientes de influência são matematicamente obtidos utilizando Newton-Raphson. Este método dá uma melhor compreensão da influência dos parâmetros de projeto sobre o desempenho do ciclo. A técnica de otimização termodinâmica é aplicada e usado por Casarosa e Franco (2001). Ao contrário a análise da segunda lei da HRSG, a função objetiva neste método trabalhar minimizando as perdas de Exergia, considerando apenas a irreversibilidade devido à diferença de temperatura entre correntes quentes e frias. Embora este método não fale sobre o custo do HRSG e da área de superfície, mas dá uma ideia geral sobre a seleção dos parâmetros de funcionamento para o HRSG. Outro método chamado otimização termo-econômico que lida com duas funções diferentes com objetivo de minimizar as perdas de energia, juntamente com a minimização do custo do HRSG é discutido por Franco e Russo (2002).

Estudos demonstram que o desempenho do HRSG afeta o desempenho global do ciclo combinado. É preciso ser capaz de simular o desempenho do HRSG para estudar os efeitos de vários design e parâmetros de funcionamento do HRSG sobre o desempenho de todo o ciclo. Modelos matemáticos são desenvolvidos para simular e estudar o desempenho do HRSG. Ongrio et al (1997) desenvolveram um método numérico para prever o desempenho de HRSG, tendo em conta as mudanças no design e gerenciando a complexidade computacional. O método proposto calcula a velocidade e temperatura dos campos por discretização e a solução de equações de conservação (continuidade, momentum e energia) derivada de uma HRSG em particular.

Dumont e Heyen (2004) sugeriram um modelo matemático para a modelagem e

concepção de um gerador de vapor de recuperação de calor. Em uma caldeira convencional, cada tubo tem um papel bem definido como pré-aquecimento de água, vaporização e sobreaquecimento. Isso aumenta a complexidade matemática, bem como o número de equações a ser resolvido para modelar estas caldeiras. Uma vez que os padrões são estimados, as equações de transferência de calor adequadas são selecionadas. Para o fluxo com gás nas laterais, equações utilizadas para uma caldeira convencional pode ser utilizado. Toma-se cuidado de considerar os efeitos de aletas e incrustação sobre o valor do coeficiente de transferência de calor.

Knudsen et al ( 2004) usaram um modelo computacional de dinâmica de fluidos (CFD) para analisar a estrutura de fluxo em um trocador de calor vertical. A transferência de calor no interior do duto é simulada utilizando o código FLUENT CFD 6.0 para resolver o fluxo e as equações de energia. Neste caso, foi simulado apenas metade do tanque, pois as condições são simétricas. Isso reduz o tamanho do problema e economiza tempo computacional sem perda de precisão. Os resultados numéricos produzidos com a simulação CFD estão de acordo com os resultados experimentais. Isto demonstra a capacidade do modelo de CFD para simular os fluxos com a transferência de calor.

Os resultados de vários modelos provou a eficiência na previsão do desempenho da HRSG com a mudança de parâmetros de concepção e de funcionamento. A maior tecnologia no campo de HRSG foi criada com o sistema de queima suplementar na HRSG, como uma opção potencial para melhorar a eficiência do sistema. É necessário ter um modelo de fluxo numérico com a capacidade para simular o fluxo de combustão e no modelo HRSG, bem como a flexibilidade para simular estes para diversos modelos, com uma precisão aceitável.

Hánaguhi e Vakkilainen (2010) estudaram os problemas decorrentes de corrosão em sistemas de caldeira. A metodologia empregada foi a realização de testes em laboratório utilizando compostos químicos nos tubos do superaquecedor. O resultado apresentado foi que a vida útil do superaquecedor é prolongada quando se estabelecem limites de parâmetros do vapor e quando é realizada a remoção de alguns compostos químicos prejudiciais. Todavia este procedimento não evita a corrosão no superaquecedor.

Lorra (2003) realizou estudos de modelagem computacional da dinâmica dos fluidos (CFD) e testes experimentais em um determinado *design* de queimador de duto para obter dados comparáveis com resultados de CFD. Os testes experimentais foram realizados num forno de ensaio, em John Zink Company, Tulsa. Os gases de escape da turbina (TG) foram

simulados usando queimadores de John Zink duto, que são fornecidos com o ar de um ventilador de ar de combustão. Diferentes níveis de O<sub>2</sub> foi conseguido por uma injeção combinada de água e vapor. O nível de temperatura da TG (Turbina a Gás) para o queimador de teste foi ajustado com um trocador de calor. As medições de temperatura e de concentração foram feitas no local do queimador. O comprimento de chama, bem como as emissões de NO<sub>x</sub> e CO foram determinados para cada ponto de dados. A modelagem CFD incidiu sobre os efeitos de desempenho de fluxo de gás e sua má distribuição de escape da turbina. Foi verificado que os modelos CFD são confiáveis em relação aos cálculos de estabilidade da chama e produção de NO<sub>x</sub>. Os resultados deste teste e os resultados dos cálculos de CFD foram comparados e apresentados.

Shin et al (2012) realizaram um estudo experimental utilizando simulação numérica para descobrir alternativas adequadas de uniformização do fluxo na zona de transição da caldeira de recuperação (HRSG) e a turbina a gás no ciclo combinado. Para compreender os padrões de fluxo dos gases entre a HRSG e a turbina a gás, foi realizado a medição do fluxo. As velocidades foram medidas por tubos de Pitot em determinadas seções do fluxo. A simulação numérica por um código comercial de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) foi utilizada para simular os testes do modelo e verificar as idéias para melhor uniformidade.

Vieira (2015) realizou estudos do impacto da instalação de duct burners (queimadores auxiliares) nas caldeiras de recuperação. As simulações foram realizadas utilizando a ferramenta ANSYS CFX® com o modelo de turbulência, SST, modelo de combustão utilizando tipo de chama Eddy Dissipation Model (EDP) e o modelo de radiação, P1. Os resultados obtidos com as simulações foram para temperaturas acima do valor permitido, com isso foram feitas alterações na região mássica do *duct burners* e a instalação de aletas o que melhorou a temperatura de entrada da caldeira. O autor concluiu que a instalação do duct burners elevou a temperatura na entrada da caldeira e que devem ser realizadas alterações nas aletas direcionais e no posicionamento do *duct burners* ou injetores auxiliares para buscar uma uniformidade.

## 2.4 EXEMPLOS DE APLICAÇÃO DE INJETORES DE DUTO

Vytla (2005) na sua tese faz uma análise de como o CFD (Dinâmica dos fluidos computacional) pode ser utilizado para avaliar o impacto da inclusão de gás no fluxo da HRSG e verificar as mudanças que podem melhorar o seu desempenho e um esforço também é feito para explorar as capacidades de software para fazer a simulação de uma forma eficiente e precisa. Vytla realizou seus estudos na HRSG Beatrice (Figura 2.2).

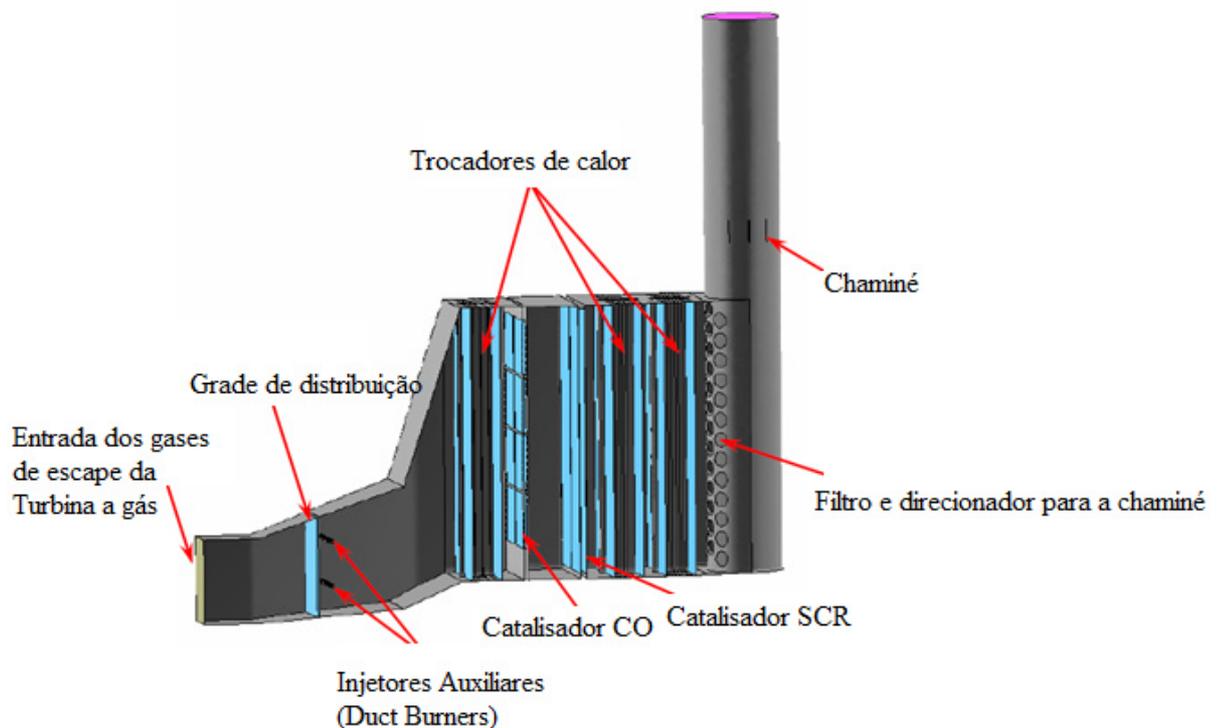


Figura 2.2 HRSG Beatrice.

Fonte: Vytla (2005)

No trabalho de Vytla (2005) a configuração dos queimadores auxiliares da HRSG Beatrice consiste de dois dutos de queimadores. Cada queimador tem sessenta e três bocais distribuídos uniformemente ao longo do comprimento com um diâmetro de bocal de uma polegada. A configuração desse queimador auxiliar é mostrada na Figura 2.3 e 2.4. No seu trabalho, os desenhos da geometria são feitos utilizando o software Solidworks. O solver comercial de CFD, Fluent 6, é usado como processador para simular o fluxo dos modelos. O pré-processador, GAMBIT, que vem com pacote do Fluent, é usado para gerar a malha da geometria. A malha gerada é usada para simular o caso no solucionador de CFD. Os

resultados são visualizados e os dados são apresentados usando as capacidades de pós-processamento de Fluent. . Foi utilizado modelo padrão de turbulência ( $k-\epsilon$ ) e o modelo Eddy Dissipation é usado para modelar a combustão.

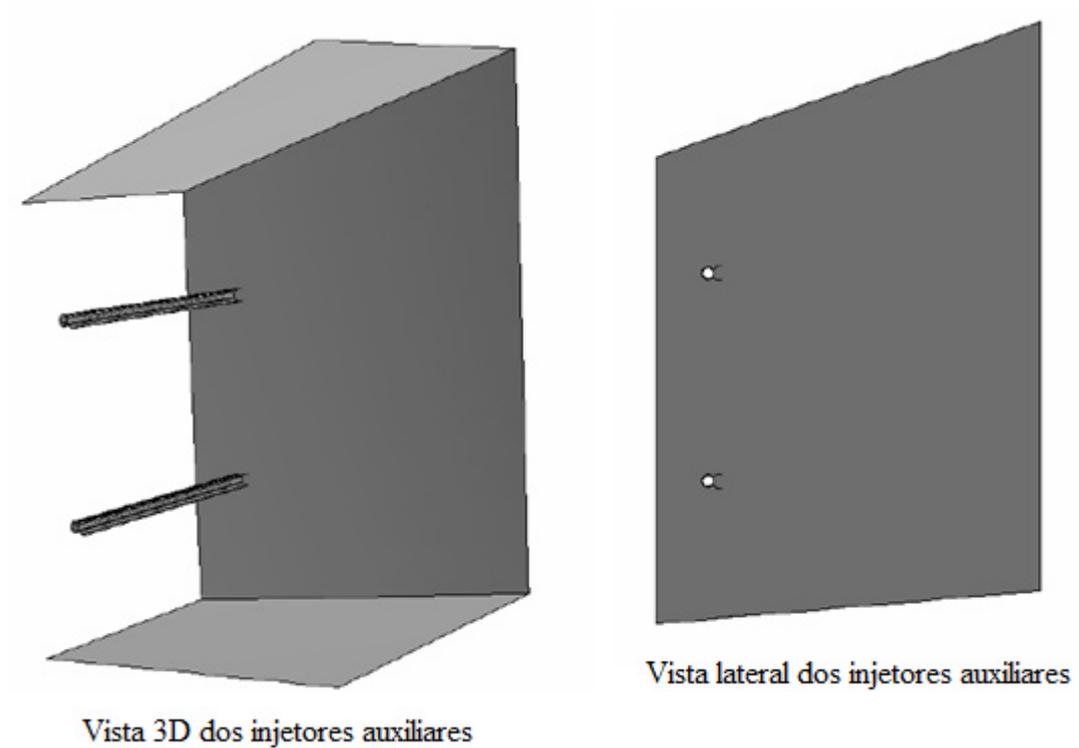


Figura 2.3 Duct Burner utilizado na HRSG Beatrice.

Fonte: Vytla (2005)

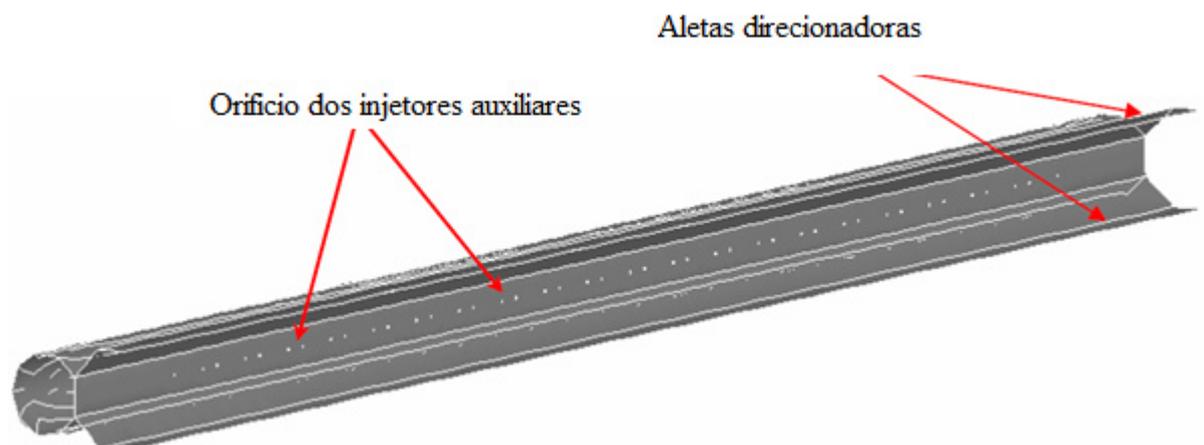


Figura 2.4 Vista detalhada do duct burner utilizado na HRSG Beatrice.

Fonte: Vytla (2005)

Vytla (2005) verificou que a distribuição da velocidade do gás no duto de entrada da HRSG é importante, porque o canal de entrada dirige o fluxo do gás da exaustão da GT às superfícies do trocador de calor no HRSG. Uma distribuição uniforme do fluxo nos trocadores de calor é desejada para um desempenho térmico estável. As regiões de refluxo no duto de entrada devem ser limitadas. Especialmente no caso de um sistema HRSG projetado para operar em um lado do escape GT, a entrada da velocidade do fluxo tende para um lado, o que resulta em grande área de recirculação de gases de escape no duto de admissão. É necessário adicionar alguns dispositivos de controle de fluxo como a grade de distribuição no duto de admissão da HRSG para fornecer uma uniformidade na distribuição de gás nos queimadores auxiliares (duct burners), que estão localizados entre admissão dos gases da GT e os trocadores de calor. Na Figura 2.5 é demonstrado o resultado da queima suplementar e sem queima suplementar.

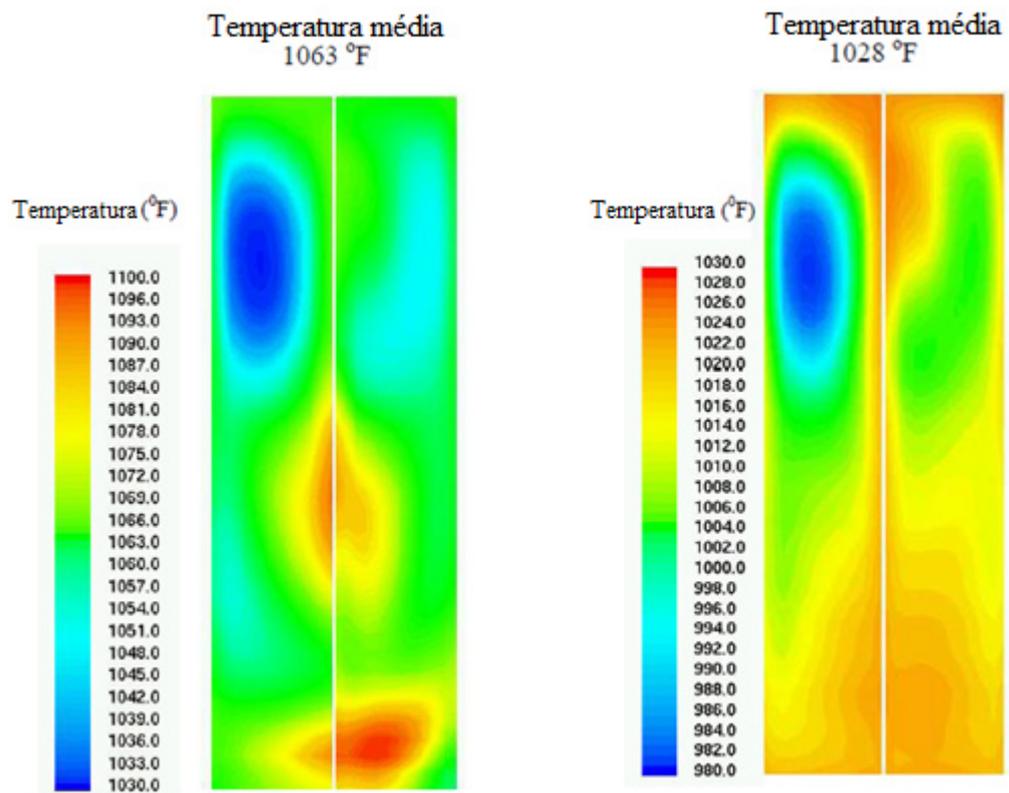


Figura 2.5 Comparação da temperatura na entrada da HRSG Beatrice, com queima suplementar (a) e sem queima suplementar (b).

Fonte: Vytla (2005)

Khoshhal, Rahimi e Alsairafi (2010) analisaram a aplicação da técnica de combustão de ar de alta temperatura (HiTAC- *High Temperature Air Combustion*) na caldeira do

Complexo Petroquímico Mobin, no Irã. A comparação entre os valores medidos e os resultados previstos pelo CFD mostraram uma boa concordância, o que implica que o modelo de combustão adotado e modelos de formação de NO<sub>x</sub> são adequados para avaliar corretamente as características da caldeira de recuperação de calor. Nessa estudo utilizaram o software comercial CFD FLUENT 6.2. Neste estudo, três modelos de turbulência (padrão, RNG, e os modelos k-ε) foram verificados. Não foram observadas diferenças significativas entre os resultados obtidos. Portanto, utilizaram-se os resultados do modelo simples (modelo k-ε padrão). Além disso, utilizou-se o modelo de dissipação turbulento para os fluxos turbulentos da reação. O efeito da existência de CO<sub>2</sub> e água no fluxo na reação do processo de combustão foram ignorados para simplificar a modelagem. Utilizou-se o modelo dissipação térmica Rosselant. A Figura 2.6 mostra as dimensões da caldeira HRSG analisada.

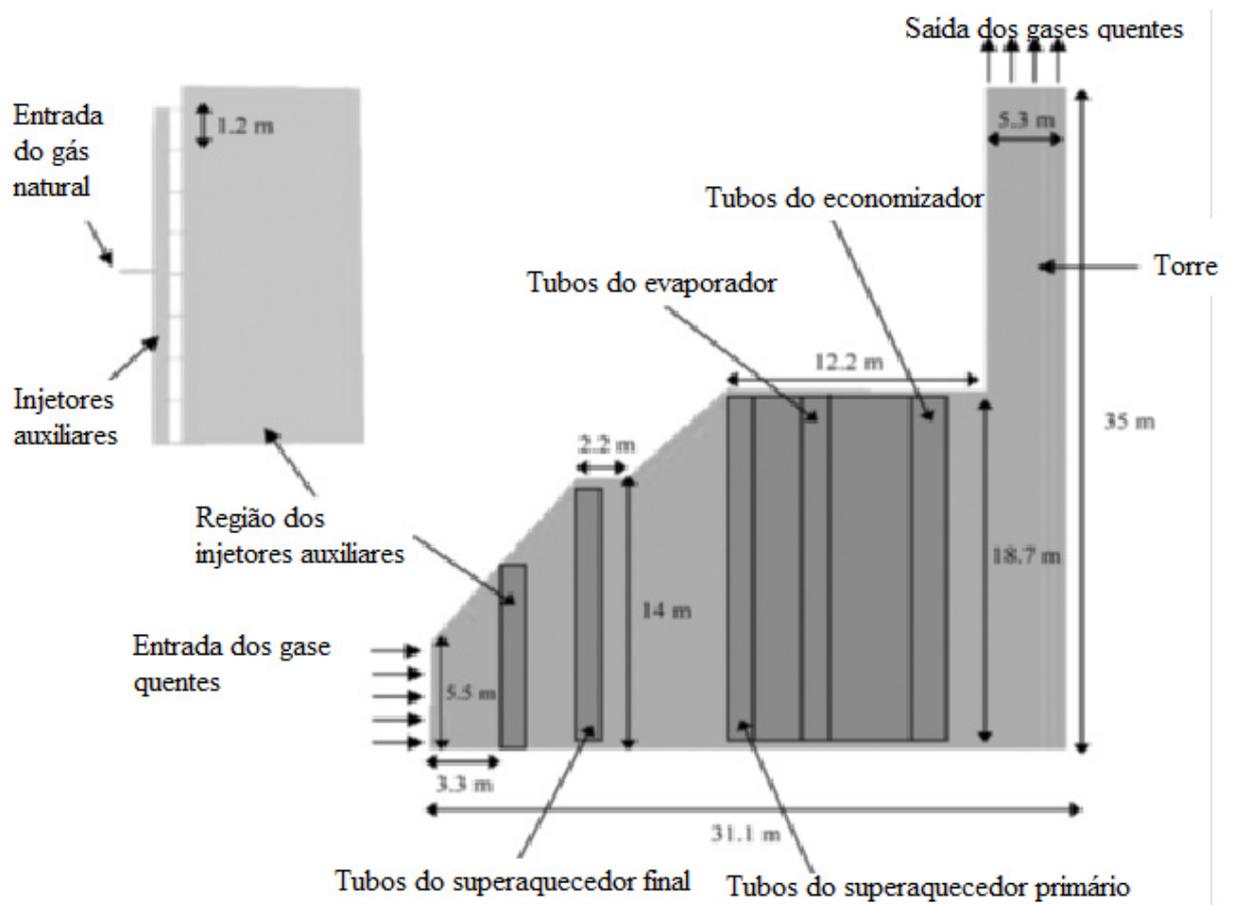


Figura 2.6 Dimensões de caldeira HRSG do Complexo Petroquímico Mobin, no Irã.

Fonte: Khoshhal, Rahimi e Alsairafi (2010)

No trabalho de Khoshhal, Rahimi e Alsairafi (2010) tem as condições de contorno em uma capacidade máxima de vapor de 330.000 kg/h (nove bicos de combustível) são

resumidos como segue: gases quentes na entrada do duto de entrada da HRSG ( vazão mássica: 390 kg/s; temperatura: 552 °C ); elementos que compõem os gases quentes da caldeira HRSG em fração mássica (O<sub>2</sub>: 15.5%; H<sub>2</sub>O: 5.4%; CO<sub>2</sub>: 5%; N<sub>2</sub>: 74.1% ); saída da torre da caldeira HRSG ( pressão de saída: a pressão atmosférica; temperatura: 28 °C ); e o gás natural inserido no duto dos queimadores ( vazão mássica: 2,14 kg/s; pressão: 6 bar; temperatura: 28 °C ). O combustível utilizado para a combustão contém cerca de 94% CH<sub>4</sub>. A adição de qualquer outro componente para alcançar a modelagem do gás natural real faz a modelagem muito complicada. Portanto, a fim de economizar tempo de CPU o CH<sub>4</sub> puro foi utilizado. A Figura 2.7 e 2.8 ilustra resultados desse trabalho. A Figura 2.7 é demonstrado o gráfico do contorno do campo de velocidade dentro da caldeira HRSG. As Figuras 2.7 (a) e 2.7 (b) mostram que as magnitudes de velocidade do fluido localizado perto dos queimadores e do lado de entrada da caldeira HRSG, onde os gases quentes de alta velocidade e combustível entram na caldeira, é superior do que em outras locais. No entanto, na seção superior da caldeira as magnitudes de velocidade são bastante baixas e resultam em uma região de zona morta. A velocidade dos gases de combustão na torre aumentou devido a uma via de saída de gás estreita. Na Figura 2.8 ilustra a distribuição de temperatura no interior da caldeira HRSG. Como pode ser visto na figura, a temperatura na proximidade dos queimadores, em que a chama é formado, é mais elevada do que outras seções dentro da caldeira HRSG. Além disso, no interior da zona morta a temperatura é mais elevada do que em outras regiões.

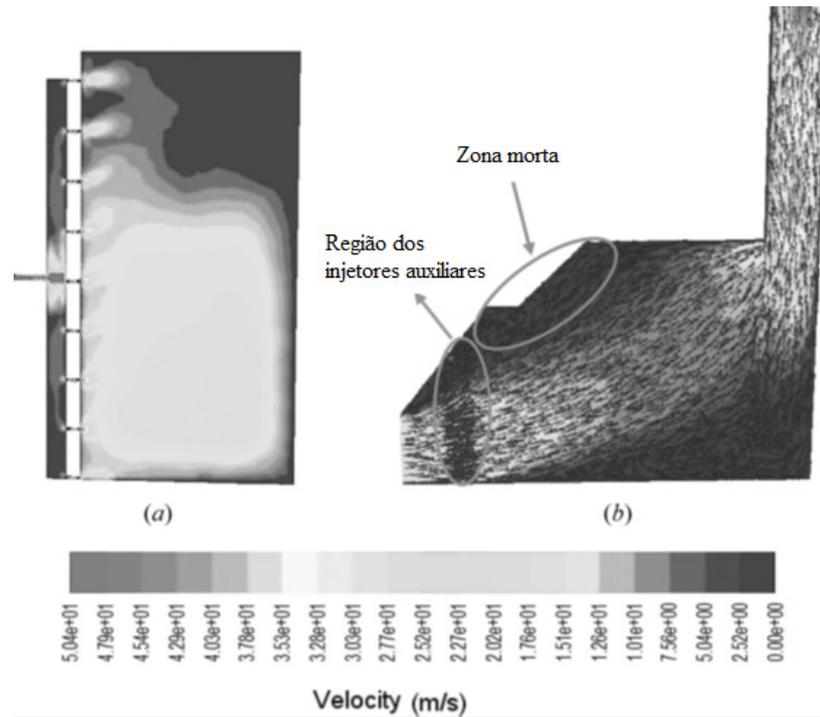


Figura 2.7 O campo de magnitude de velocidade no interior da caldeira HRSG. (a) Distribuição de velocidade de uma seção ao atravessar os queimadores e (b) distribuição de velocidade no interior da HRSG.

Fonte: Khoshhal, Rahimi e Alsairafi (2010)

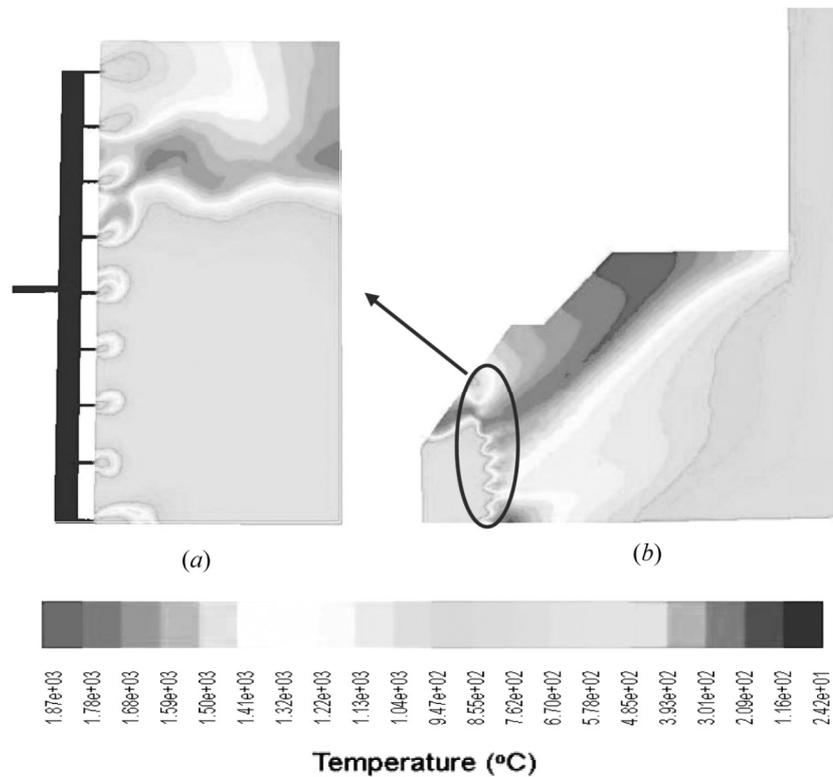


Figura 2.8 Distribuição de temperatura no interior da caldeira HRSG. (a) Distribuição de temperatura de uma seção ao atravessar os queimadores e (b) distribuição de temperatura no interior da HRSG.

Fonte: Khoshhal, Rahimi e Alsairafi (2010)

Khoshhal et al (2011) realizou um estudo numérico sobre a possibilidade de utilizar a técnica de combustão de ar de alta temperatura (HiTAC- *High Temperature Air Combustion*) na caldeira de recuperação de calor (HRSG) do complexo petroquímico Fajr, Irã. Para este efeito, um injetor de gás natural foi instalado e modelado usando a técnica de dinâmica de fluidos computacional (CFD). O objetivo foi encontrar uma taxa de transferência de calor eficiente nos tubos da caldeira, uma localização correta do injetor e uma taxa de fluxo de massa ideal de combustível. Na sua pesquisa, para modelar a caldeira de recuperação foi utilizado o pacote comercial CFD FLUENT 6.2. O modelo de turbulência utilizado foi o RNG k- $\epsilon$ , o modelo de combustão utilizado foi o Eddy Dissipation e o modelo de dissipação utilizado foi o Rosselant. As condições de contorno adotadas em seu trabalho foram as seguintes:

- Os gases quentes da entrada da caldeira HRSG com 15% de ar em excesso (vazão mássica: 428 kg/s; temperatura: 527 °C).
- A saída da torre da caldeira HRSG (pressão de saída: pressão atmosférica; temperatura: 27 °C).
- A entrada de vapor saturado dentro do tubo do superaquecedor (vazão mássica: 0.333 kg/s; pressão: 42 atm; temperatura: 253 °C).
- A saída de vapor saturado (saída de pressão: 42 atm).

Para realizar os cálculos de seu trabalho, um critério de convergência de  $10^{-5}$  foi escolhido para todos os parâmetros calculados. O número total de iterações foi de 15467 para alcançar os valores convergentes. Nesse trabalho, a técnica HITAC é utilizada para aumentar a temperatura da caldeira de vapor HRSG. Um injetor de gás natural com um diâmetro de 10 cm é colocado dentro do fluxo de gás quente no duto de entrada da caldeira HRSG e a temperatura de entrada do gás natural é definido como sendo 27 °C.

Khoshhal et al (2011) para encontrar a posição adequada para o injetor de gás natural no interior do duto de entrada da caldeira HRSG, três posições diferentes foram analisadas utilizando a modelagem CFD. Em todas as modelagens a taxa de fluxo de massa do gás natural é definido com o valor de 1 kg/s. As posições dos injetores estudados, demonstrado na figura 2.9, são os seguintes:

- Posição 1: O injetor é colocado no lado superior do duto de entrada da HRSG a uma altura de 12 m do fundo da caldeira e a uma distância de 4,7 m na frente da entrada de gás quente.

- Posição 2: O injetor está localizado a 5 m a partir da entrada da caldeira e a uma altura de 2,5 m do fundo da caldeira.
- Posição 3: O injetor é colocado a 0,5 m a partir da entrada da caldeira e a uma altura de 2,5 m do fundo da caldeira.

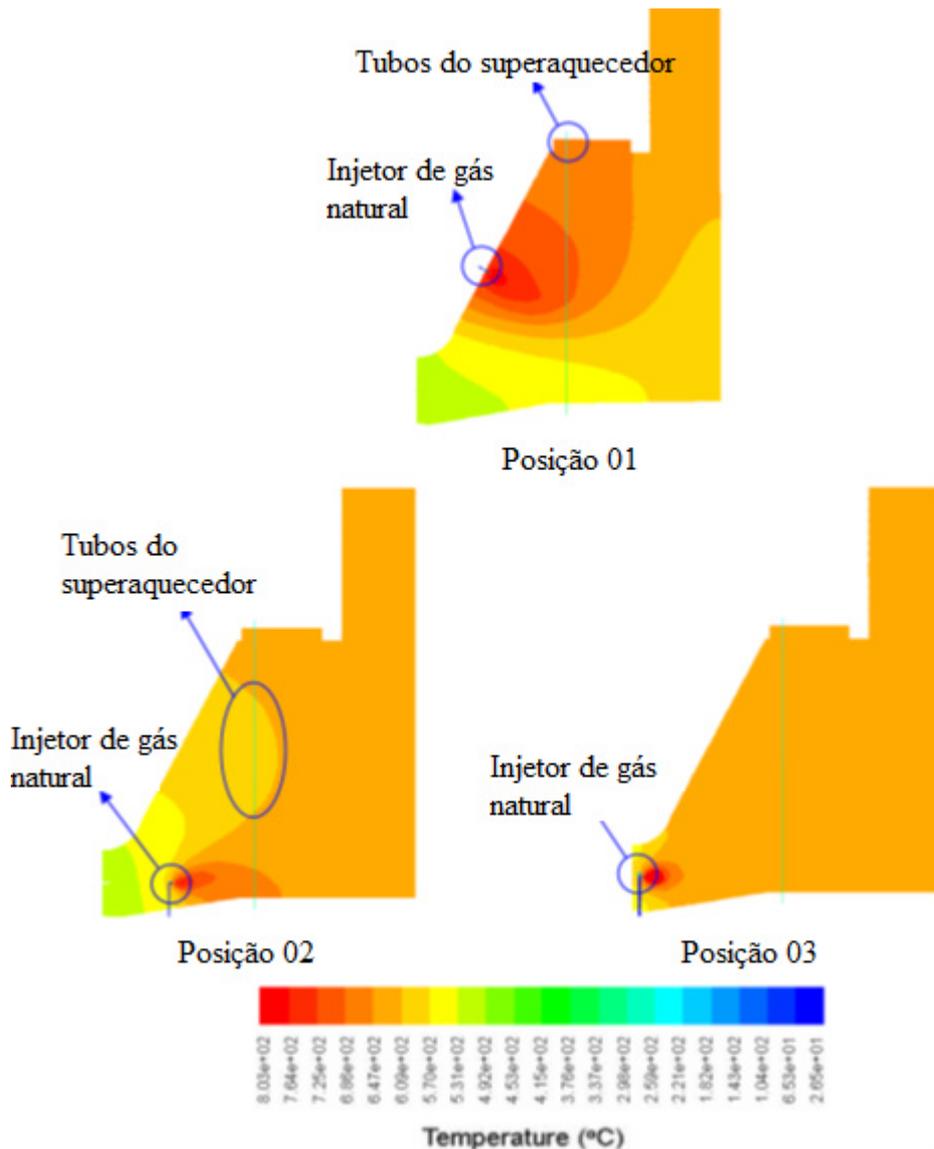


Figura 2.9 Os perfis de temperatura das três posições diferentes para os injetores de gás natural.

Fonte: Khoshhal et al (2011)

Como pode ser visto na Fig. 2.9 (a), relacionadas com a posição 1, a combustão ocorre em uma região com uma baixa taxa de fluxo de gás quente. Isto provoca um aumento anormal da temperatura na região próxima da parede da caldeira. Por outro lado, comparando o perfil de temperatura nas posições 2 e 3, os resultados ilustram que uma região de alta temperatura

abrange todo o tubo para a posição 3, Figura 2.9 (c). No entanto, esta região quente não cobre o tubo inteiro para a posição 2, Figura 2.9 (b). Portanto, verificou-se mais eficiente distribuição de temperatura para a posição 3. Mais quantitativamente, uma comparação entre o perfil de temperatura no interior do tubo do superaquecedor para as posições 2 e 3 é mostrada na Figura 2.10.

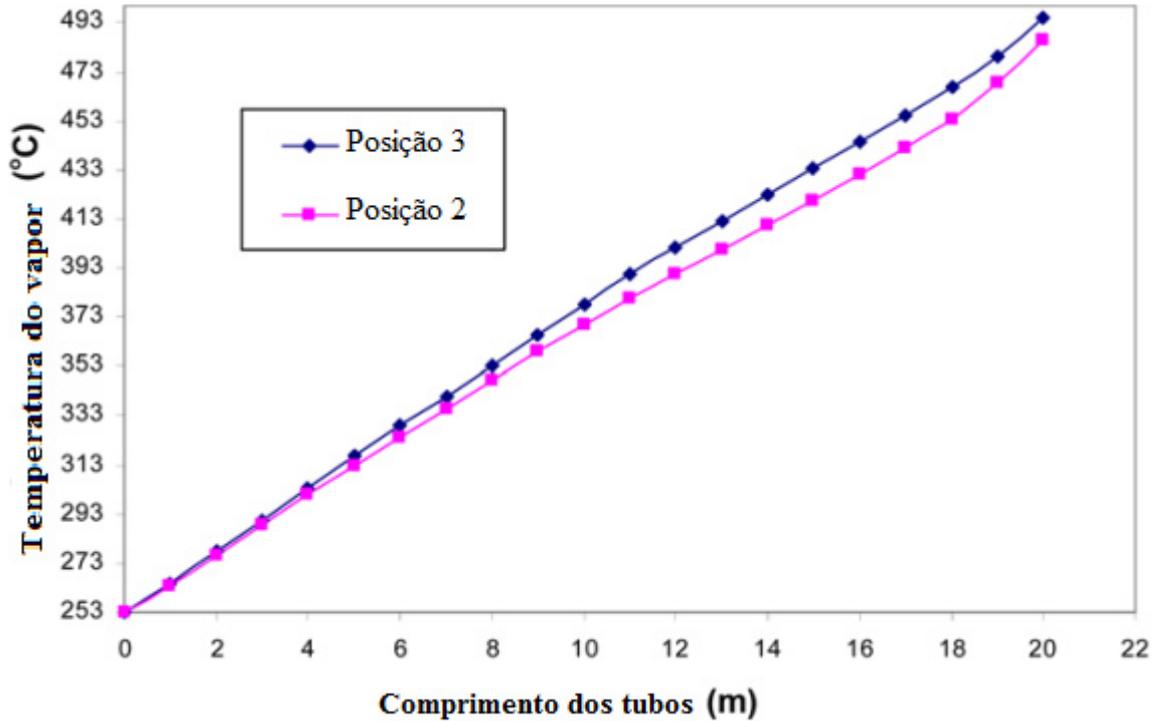


Figura 2.10 A temperatura do vapor dentro do tubo do superheater (superaquecedor) nas posições 2 e 3.

Fonte: Khoshhal et al (2011)

Depois de identificar o lugar apropriado para o injetor de gás natural, Khoshhal et al (2010) procurou uma vazão mássica ideal de gás natural para aumentar a eficiência da caldeira. Para este efeito, a taxa de fluxo de massa de gás natural, sofreu uma variação de 0 a 2 kg/s no injetor de gás natural. A Figura 2.11 mostra o perfil de temperatura do vapor dentro do tubo do superaquecedor em várias taxas de fluxo de massa de gás natural.

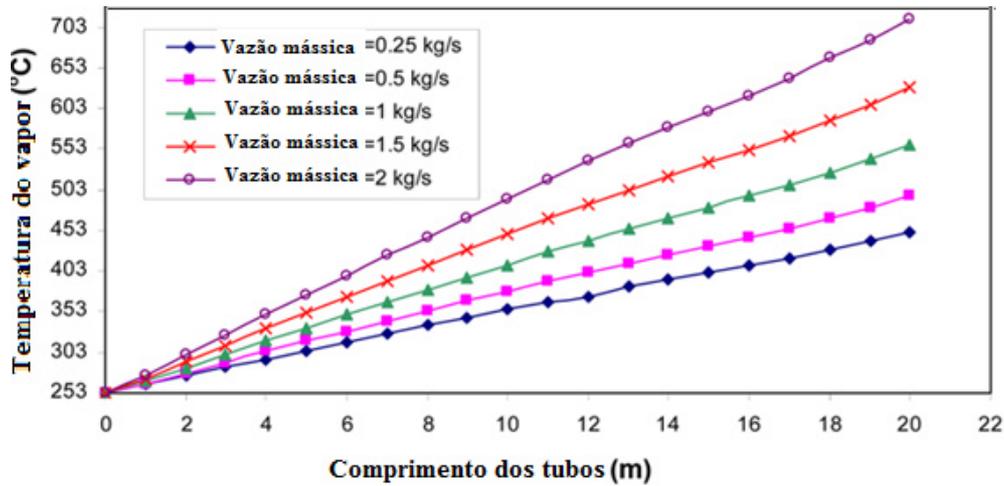


Figura 2.11 A temperatura do vapor dentro do tubo do superaquecedor com diferentes taxas de fluxo de massa de gás natural.

Fonte: Khoshhal et al (2011)

Khoshhal et al realizou uma comparação do sistema convencional de combustão (Sem injeção de gás natural) com o sistema HITAC (com injeção de gás natural), demonstrado na Figura 2.12.

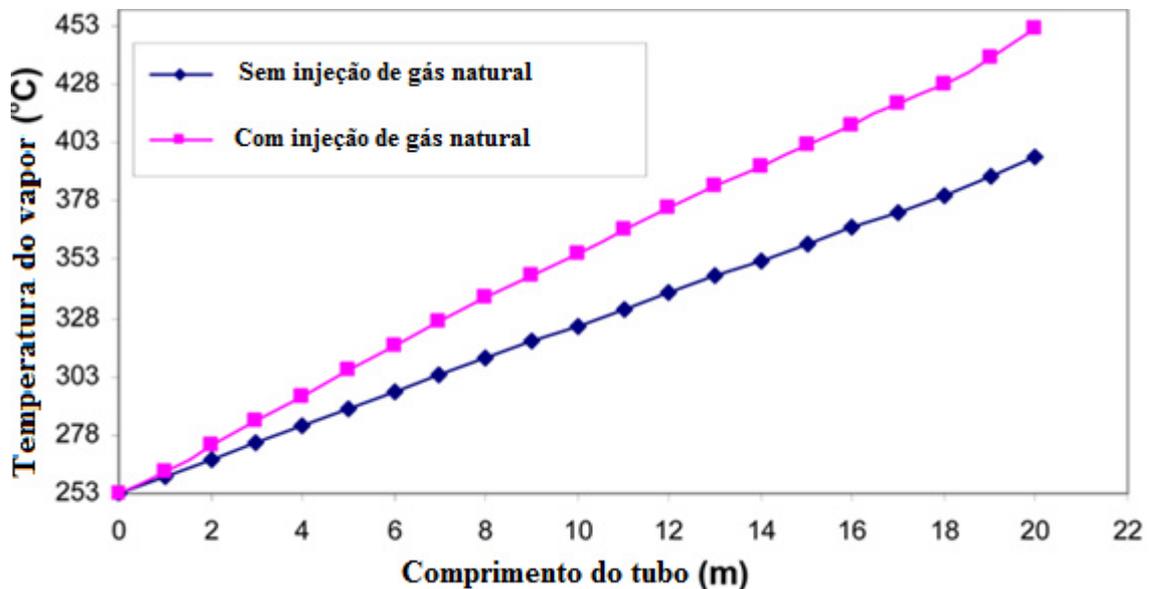


Figura 2.12 A temperatura do vapor ao longo do tubo do superheater com e sem queimador HiTAC.

Fonte: Khoshhal et al (2011)

Os resultados de Khoshhal et al (2011) mostram que a posição do injetor de gás natural, bem como a quantidade de gás natural pode ter efeitos significativos sobre a temperatura do vapor de saída. Estes resultados foram encontrados através da utilização da modelagem CFD, sem a necessidade dos caros testes experimentais. Os resultados mostram

que adicionando um injetor de gás natural na caldeira de recuperação de calor (HRSG) do complexo petroquímico Fajr, Irã, é possível um aumento da temperatura do vapor de saída em até 37%.

## Capítulo 3

# CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Nesse capítulo serão descritos os principais componentes da HRSG, descrevendo suas funções e localização dentro da HRSG.

## 3.1 COMPONENTES DA HRSG

De uma forma geral e usual, as centrais termelétricas em ciclo combinado são compostas por uma ou mais turbinas a gás e uma turbina a vapor, sendo que cada turbina aciona um gerador próprio. Os gases de exaustão das turbinas a gás são direcionados para uma ou mais caldeiras de recuperação (HRSG), de onde se obtém vapor, que pode ser gerado em diversos níveis de pressão e temperatura, dependendo da configuração considerada.

Este vapor gerado pelo HRSG é utilizado tanto para alimentar a turbina a vapor na produção de energia elétrica, assim como para inúmeras aplicações de finalidades industriais, cogeração, entre outras.

Na caldeira de recuperação pode haver um, dois ou três níveis de pressão (Figura 3.1). A utilização de dois e três níveis de pressão reduz as irreversibilidades inerentes à troca de calor entre os gases e o vapor, já que reduz a diferença de temperatura entre ambos os fluídos. Portanto, na maioria das configurações em ciclo combinado, o vapor é gerado em vários níveis de pressão com o intuito de otimizar e melhorar o desempenho do processo.

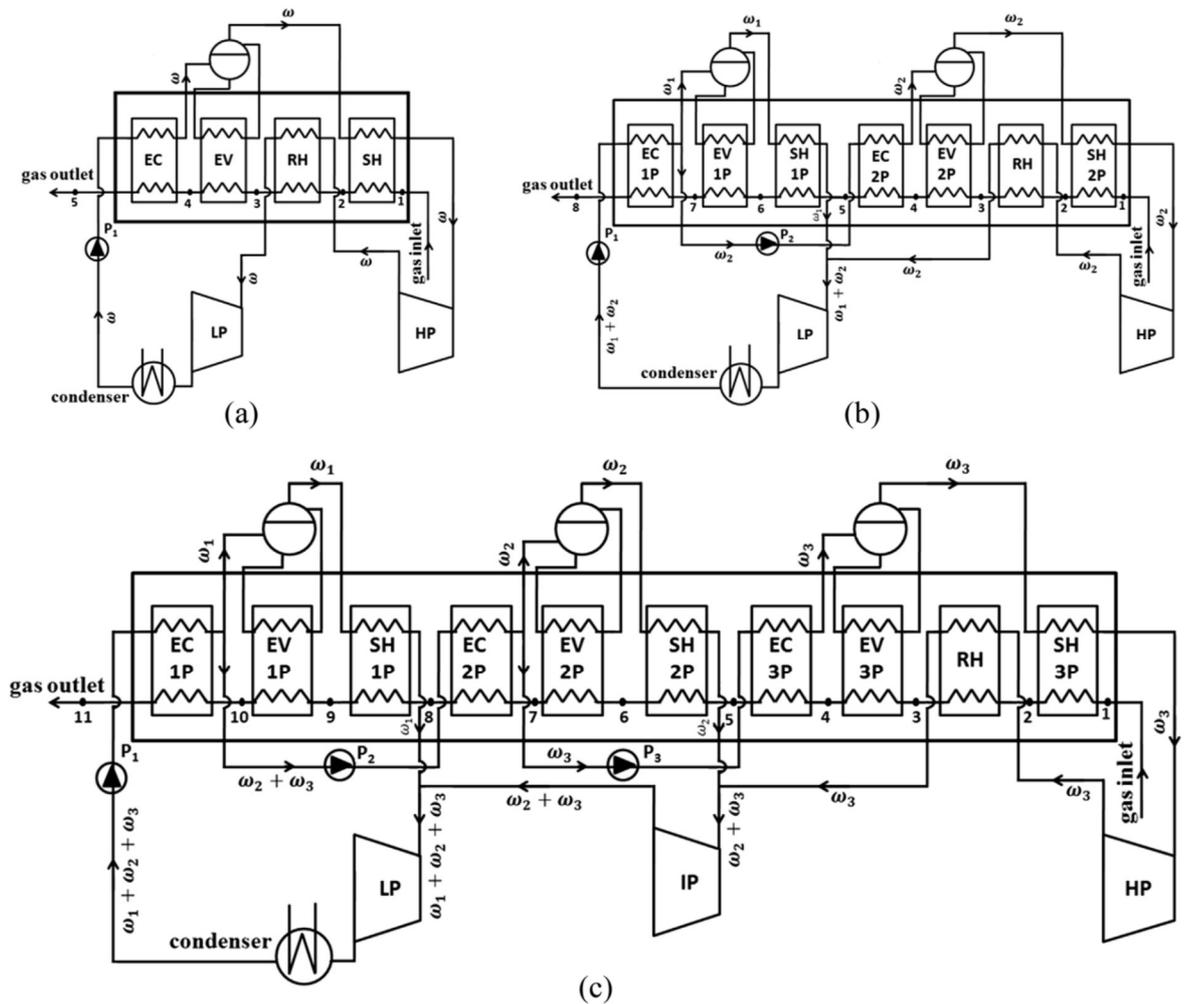


Figura 3.1 Diagrama de configuração de HRSG: (a) HRSG um nível de pressão, (b) HRSG dois níveis de pressão e (c) HRSG três níveis de pressão.

Fonte: Nadir e Gheinaiet (2015).

Além disso, deve-se considerar que a central precise de vapor em vários níveis de pressão, o que pode ser interessante em instalações de cogeração. Por outro lado apresentam maior complexibilidade no projeto, construção e simulação da carga parcial se comparadas às caldeiras com um único nível de pressão.

No ciclo de dois níveis de pressão, a caldeira de recuperação consiste de balões de alta e baixa pressão, já no ciclo de três níveis de pressão, há o acréscimo dos balões de pressão intermediária e do reaquecimento.

Outra configuração largamente utilizada no arranjo de ciclo combinado é a caldeira de recuperação com três níveis de pressão e ciclos a vapor com reaquecimento.

Existem alternativas de configuração para a caldeira de recuperação, através de

instalação de equipamentos suplementares, que têm como função elevar a temperatura do vapor a ser direcionado para a turbina térmica. Essas caldeiras possuem a possibilidade de queima suplementar de combustíveis auxiliares, tais como, óleo, gás natural, hidrogênio, CO, etc, o que aumenta a capacidade de produção de energia no ciclo a vapor, e conseqüentemente de toda central em ciclo combinado.

Desta maneira, as caldeiras de recuperação podem ser classificadas como:

- Caldeiras de recuperação sem queima suplementar;
- Caldeiras de recuperação com queima suplementar.

As caldeiras de recuperação com queima suplementar também podem dispor de diversos estágios de pressão e temperatura. O tipo mais usual de caldeira utilizada em centrais térmicas em ciclo combinado é a caldeira de recuperação sem queima suplementar. Neste caso o calor proveniente dos gases de exaustão da turbina a gás é transferido para o fluido de trabalho do ciclo a vapor, que se encontra no interior de tubulações, através do princípio da convecção. As tubulações utilizadas possuem aletas para facilitar a troca de calor.

Uma configuração típica de ciclo combinado é mostrada na Figura 3.2. Nela a caldeira de recuperação está disposta com dois estágios de pressão: o primeiro, de alta pressão, direcionado à turbina a vapor via válvulas de controle de entrada; o segundo, de baixa pressão, direcionado tanto à turbina a vapor quanto ao elemento desaerador. Outros arranjos podem considerar a aplicação de um desaerador integral que é alimentado por uma parte específica da caldeira de recuperação. Existem ainda outras configurações das caldeiras de recuperação, mais complexas, com a presença de vários estágios de pressão. Estas são mais dispendiosas, no entanto proporcionam um melhor aproveitamento do calor de exaustão.

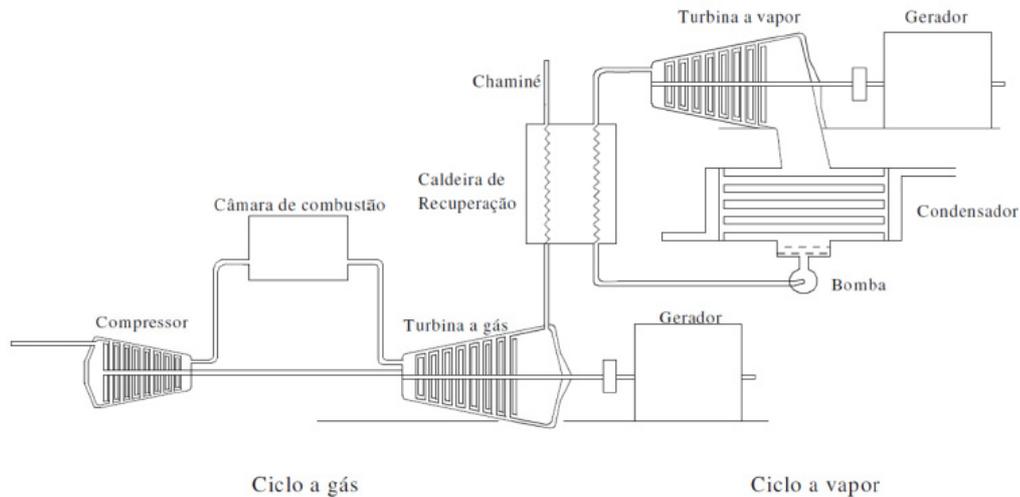


Figura 3.2 Esquema de uma central de ciclo combinado.

Fonte: Ferreira (2015)

Apesar de apresentar uma estrutura diferente, a caldeira de recuperação apresenta uma série de elementos que executam a mesma função da caldeira convencional utilizada na central térmica a vapor. Alguns destes elementos são: superaquecedor, economizador, reauecedor, desaerador, bomba de circulação, etc. A figura 3.3 ilustra esses elementos.

O gás quente entra na caldeira de recuperação e troca calor com a seção de tubulações chamada de superaquecedor. Nesta seção o vapor, já previamente aquecido, ganha mais energia para ser expandido na turbina. Após passar pelo superaquecedor, o gás ainda possui calor que pode ser aproveitado. Deste modo, o gás de exaustão passa por dois conjuntos de tubulação, o primeiro chamado de evaporador e o segundo chamado de economizador. Estas duas seções têm a função de aquecer a mistura água e vapor para que esta chegue com uma temperatura alta ao tambor. Pode-se perceber que a mistura água e vapor seguem uma direção contrária ao gás de exaustão oriundo da turbina a gás.

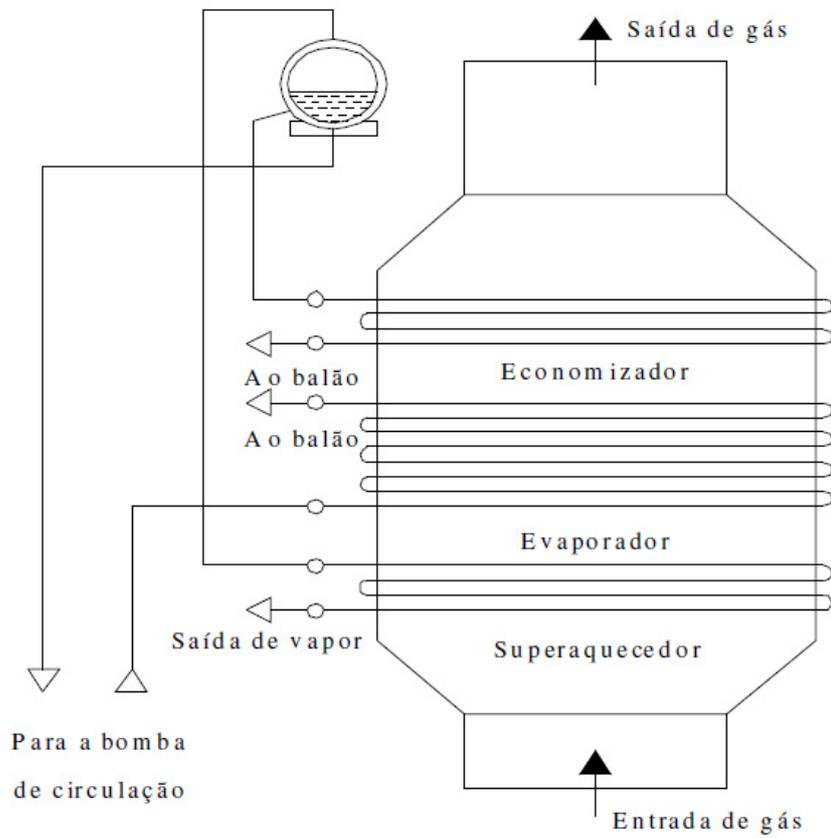


Figura 3.3 Elementos da caldeira de recuperação.

Fonte: Carneiro (2007)

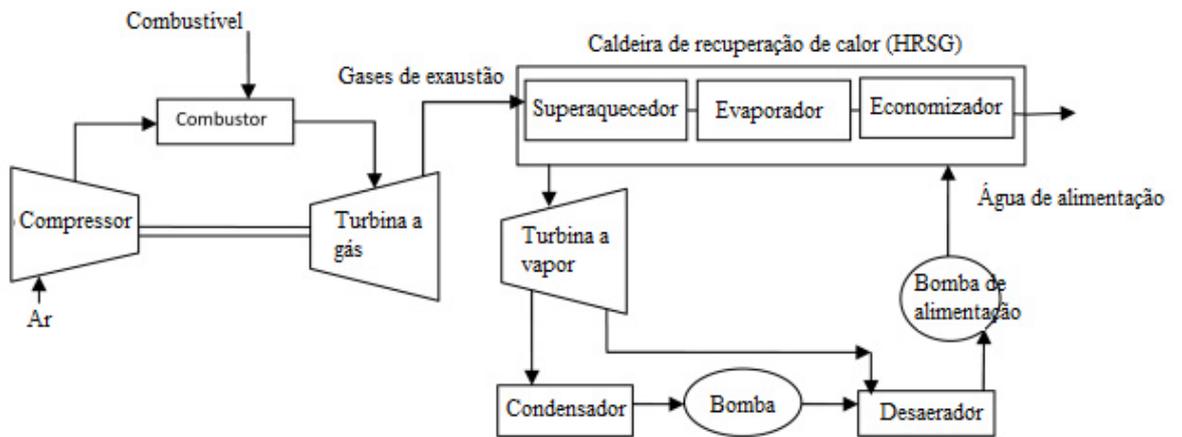


Figura 3.4 Esquema de uma planta de ciclo combinado.

Fonte: Sharma e Singh (2014)

O vapor gerado nas paredes de água é isolado no tambor onde segue através dos superaquecedores, primários e secundários, para o primeiro estágio de pressão da turbina. Este então, entra novamente na caldeira para o reaquecimento, onde o nível de energia é aumentado. O vapor segue através dos outros estágios da turbina até o condensador onde é bombeado para o reinício do processo, finalizando o ciclo.

Ao sair da turbina, o vapor é condensado, criando uma zona de baixa pressão na exaustão da turbina. A água que foi condensada passa por uma bomba e é descarregada no desaerador, onde há eliminação de gases inconvenientes através do aquecimento.

Os sistemas HRSG são projetados para atingir alta eficiência térmica e reduzir as emissões no ciclo combinado. Isto pode ser conseguido pelo projeto apropriado de cada um dos componentes da HRSG. Os componentes da HRSG que contribuem para os objetivos acima referidos são: o duto de entrada, grades de distribuição, queimadores auxiliares, trocador de calor, catalisador SCR e catalisador CO, AIG, filtro, e torre de escape. Na figura 3.5 é demonstrado os componentes de uma HRSG.

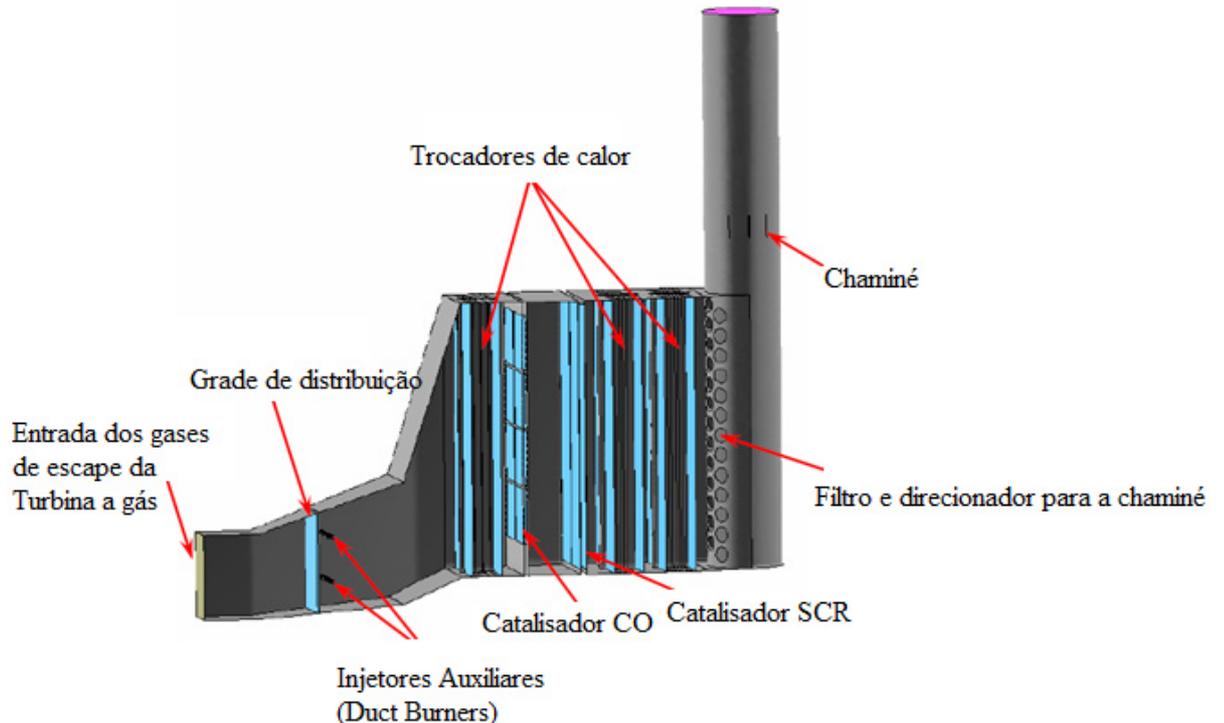


Figura 3.5 Componentes de uma HRSG.

Fonte: Vytla (2005)

## 3.2 DUTO DE ENTRADA

O duto de entrada é um arranjo na HRSG através do qual os gases de escape da turbina a gás (GTE - Gas Turbine Exhaust) é ainda aquecido para melhorar a eficiência da geração de vapor em HRSG (Figura 3.6). Por exemplo, a temperatura GTE será aumentada de 400-450 °C para 800-850 °C. O duto de entrada ajuda no aumento da temperatura GTE na entrada do duto de 550-600 °C a 850-900 °C. A GTE terá 10-14% de O<sub>2</sub> inerente nele e este oxigênio ajudará na combustão do combustível que está sendo injetado pelos queimadores de duto.

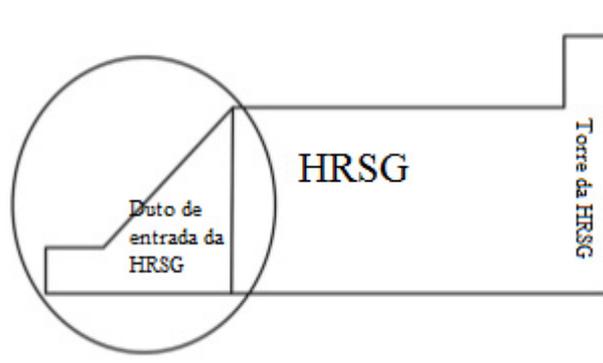


Figura 3.6 Desenho esquemático do duto de entrada da HRSG.

Fonte: Hanafizadeh et al (2015)

Os queimadores de dutos usam a queima suplementar para aumentar a energia térmica dos gases de escape da turbina a gás (GTE), tornando possível aumentar a temperatura de saída da HRSG a jusante. Os sistemas tipo grade foram projetados para reduzir a queda de pressão e espalhar o calor através do duto. O projeto da grade usa uma variedade de coletores de combustível (chamados corredores) para entregar o combustível para o fluxo GTE e um difusor, corpo de fixação para estabilizar a chama.

À medida que a tecnologia de turbina a gás (GT) avançava, as taxas de fluxo de massa e as temperaturas de saída aumentaram juntamente com a eficiência de combustão e as classificações de capacidade. Em resposta aos aumentos, a área da seção transversal das HRSG cresceu para aumentar a área de superfície do tubo disponível para a recuperação de calor e para manter as pressões de exaustão suficientemente baixas para manter a eficiência dos gases de escape da turbina a gás.

Para quase todos os dutos de entrada, o gás de escape da turbina a gás é a fonte de ar de combustão. Conseqüentemente, o desempenho do queimador depende em grande parte do

fluxo e da composição do gás GTE. Além de afetar a eficiência de combustão do queimador, o fluxo de gás GTE determina parcialmente sua estrutura. Os avanços na tecnologia GT impuseram as seguintes condições em queimadores de duto modernos:

- Taxas de fluxo de massa mais altas (de turbinas maiores).
- Baixos níveis de oxigênio GTE (devido à maior eficiência da turbina).
- Temperaturas de entrada mais altas (devido a altas temperaturas de saída da turbina).

A aplicação da turbina também tem uma influência no projeto do queimador de duto. Por exemplo, se uma GT aciona um gerador, sua velocidade de rotação é mantida constante para manter uma frequência de gerador constante. Mas mesmo a esta velocidade fixa, a vazão mássica da turbina pode mudar com a densidade do ar ambiente, que é em função da temperatura e umidade. Tais mudanças podem ser minimizadas pelo condicionamento do ar na entrada do GT.

Idealmente, o projeto de um duto de entrada deve ter acesso às condições exatas da turbina-alvo. O primeiro passo no processo de design do duto de entrada da HRSG é entender que o fluxo de massa GTE é uma função da carga GT. Normalmente, o fluxo de massa cai proporcionalmente até cerca de 50% de carga e depois aumenta. Dados os níveis de licença e condições operacionais modernas, a GT normalmente não é operada com cargas pequenas.

### **3.3 QUEIMADORES AUXILIARES (*DUCT BURNERS*)**

As Turbinas a Gás podem produzir grandes volumes de gases quentes de escape contendo suficiente oxigênio para suportar a combustão suplementar. Quando uma turbina a gás está equipada com um gerador de vapor de recuperação (HRSG), não é incomum utilizar queima suplementar para aumentar a geração de vapor ou de temperatura. O equipamento utilizado para fornecer queima suplementar geralmente é posicionado no duto entre o difusor de escape GT e a entrada HRSG, demonstrado na Figura 3.7. Estes sistemas de queima suplementar são muitas vezes referidos como *Duct Burners* (DB) ou queimadores auxiliares.

Estes queimadores podem ser instalados de forma a requerer uma fonte de ar externa além de dos gases de escape GT. No entanto os sistemas de DB utilizados na grande maioria dos HRSGs utilizam apenas o gás de escape GT para a combustão e não tem nenhuma fonte secundária de ar. Este tipo de sistema de DB consiste de um conjunto de tubulações de

combustível, bicos de combustível, detentores de chamas, difusores, e uma estrutura de suporte dispostos segundo um padrão diretamente na corrente de gases quentes dentro do duto da HRSG.

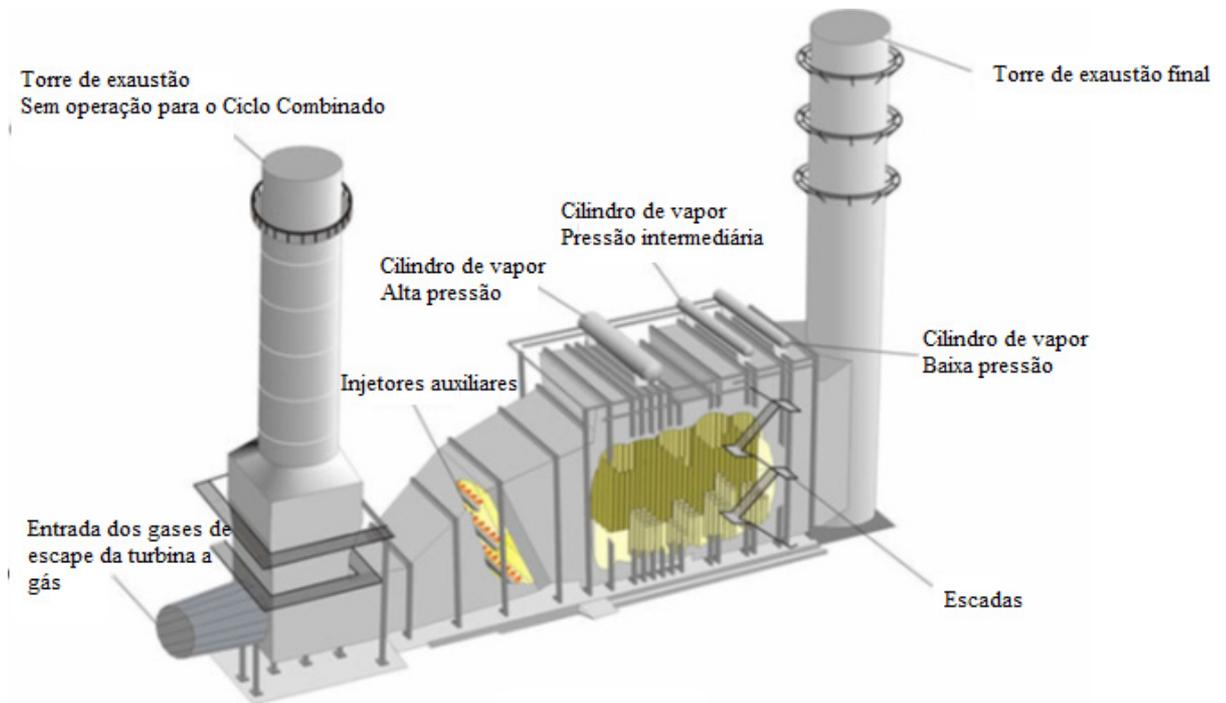


Figura 3.7 Demonstração da localização dos queimadores auxiliares.

Fonte: Departamento de engenharia da Pantanal Energia

A Queima suplementar pode produzir uma variedade de benefícios, incluindo:

- Aumento da produção de energia do ciclo combinado durante horários de pico.
- Recuperação da perda de carga devido a condições ambientais de alta temperatura durante o verão.
- Taxas de recuperação de carga mais rápidas para a o ciclo combinado (MW).
- Diminuição do custo de geração através da queima de um combustível de baixa qualidade que não seja adequado para a operação GT.
- Facilitar a manter o SCR em sua faixa de temperatura de operação com menores cargas GT.
- Capacidade de operar o ciclo de vapor sem a GT em serviço, desde que tenha um sistema de ar auxiliar instalado.
- Capacidade de operar em um modo de controle de carga de vapor independentemente da

carga da GT. Isso pode ser vantajoso em aplicações de cogeração.

A presença da queima suplementar sob a forma de queimadores auxiliares introduz um potencial de falhas para o duto de entrada bem como o risco de graves danos nos tubos da HRSG. Por exemplo, a aplicação repetida de temperaturas má distribuídas, mesmo pequenas como 20°C a 30°C em componentes que estão ligados aos trechos comuns podem produzir tensões térmicas localizadas com dano irreversível por fadiga ou deformações visíveis de distorção dos componentes. Estes problemas podem ser evitados pelo adequado desenvolvimento de um projeto de instalação, com a realização de comissionamento ideal, operação adequada e manutenção apropriada. A verificação das modificações na temperatura e velocidade do gás de exaustão, e o impacto nos tubos da HRSG pela operação dos DB devem ser avaliados cuidadosamente através de métodos eficazes e confiáveis. É importante procurar assegurar uma distribuição uniforme de calor em todo o duto para garantir a entrada de calor quase igual a todos os tubos da harpa à jusante dos DB. Estruturas de apoio aos queimadores tais como difusores e defletores são comuns para auxiliar o melhor direcionamento do fluxo de gases quentes.

Os componentes HRSG e DB que normalmente experimentam falha prematura devido ao superaquecimento ou excessivo fluxo de calor durante períodos prolongados de operação são:

- Tubos dos superaquecedores;
- Tubos dos reaquecedores;
- Tubos dos evaporadores;
- Estabilizadores de chama dos DB;
- Estrutura do duto de entrada da HRSG;
- Estrutura de suporte dos tubos;

Para os materiais normalmente utilizados para fabricar esses componentes, um aumento muito modesto na temperatura de aproximadamente 10°C pode dobrar a taxa de oxidação de superfície ou deformação sobtensão, podendo levar a reduções significativas na vida útil destes componentes.

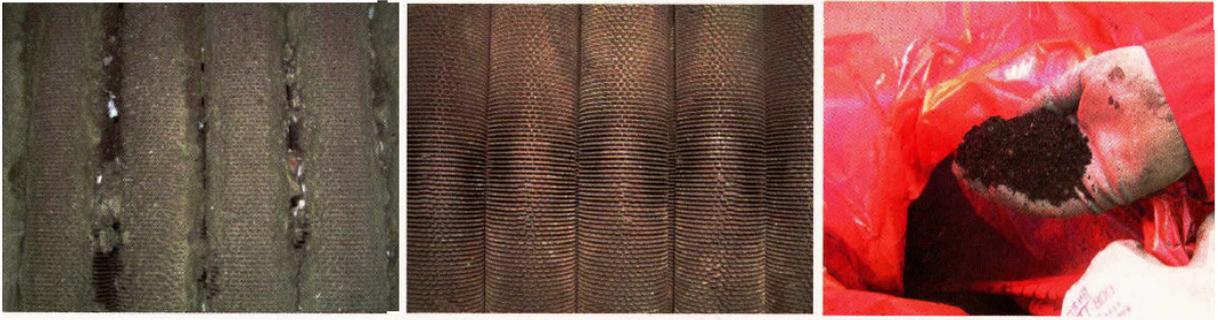


Figura 3.8 Depósitos de corrosão no economizador.

Fonte: Environmental Alternatives Inc.

Danos por fadiga térmica, danos por fluência acelerada, envelhecimento térmico acelerado, e corrosão sob depósito em peças (Figura 3.8) a jusante dos queimadores do duto são acumulativas e geralmente irreversíveis, portanto, esses mecanismos de danos devem ser detectados e minimizados no início. Embora a maioria destes mecanismos de dano possam exigir meses ou anos para progredir, um superaquecimento grave pode resultar em falha em questão de horas. Estes mecanismos de dano podem ser ativados por temperaturas globais dos gases de escape ou temperaturas localizadas superiores aos previstos pelo projeto. A Figura 3.9 apresenta uma falha causada por superaquecimento em tubo aletado de uma HRSG.

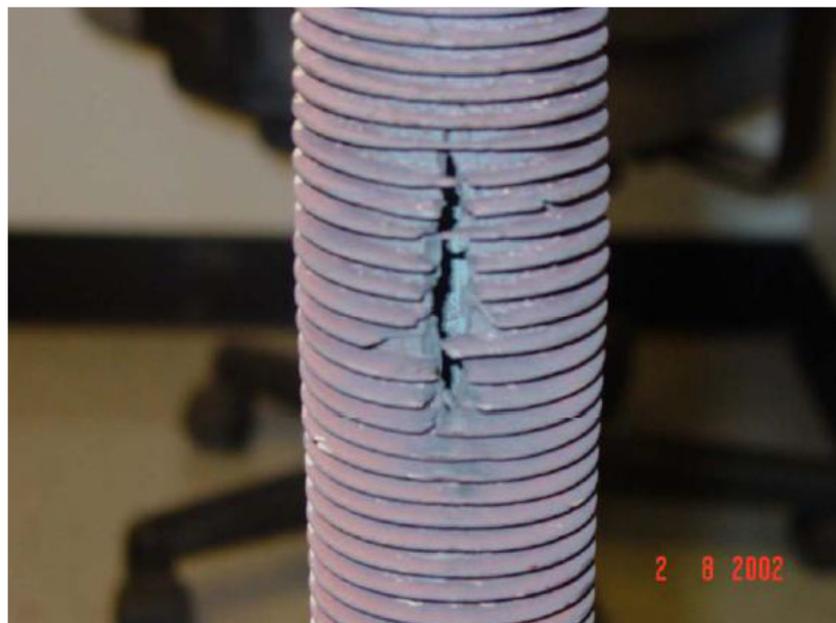


Figura 3.9 Falha por superaquecimento em tubo de uma HRSG

Fonte: EPRI (2007)

Para que a queima auxiliar possa ter uma eficiência adequada, os gases de escape e o combustível deverão ser distribuídos uniformemente através da série de queimadores. Isto assegura que a mistura de combustível e a velocidade dos gases necessários para a estabilidade da chama, e que a combustão completa seja consistentemente alcançada em cada injetor do queimador. Só desta forma pode-se ter temperaturas relativamente uniformes e previsíveis do gás de saída após os DBs. Todas as GTs produzem gases de escape turbulentos em padrões de velocidade estratificados. Estes padrões podem alterar não só com o modelo da turbina, mas também com carga da GT e condições ambientais. Além disso, o tamanho e ângulo de ataque do duto de transição da GT para a HRSG pode ter um efeito profundo sobre a distribuição do gás de exaustão nas fronteiras do DB.

Muitas vezes, é necessário instalar algum tipo de dispositivo para a correção de fluxo dos gases de escape e para a equalização da velocidade. Os dispositivos de controle a montante ou dentro das fronteiras do DB mais comuns incluem placas perfuradas (Figura 3.10), lâminas guias fixas, guias de fluxo cilíndricas, conjuntos defletores de calor na HRSG. Estes dispositivos podem ser utilizados sozinhos ou combinados.

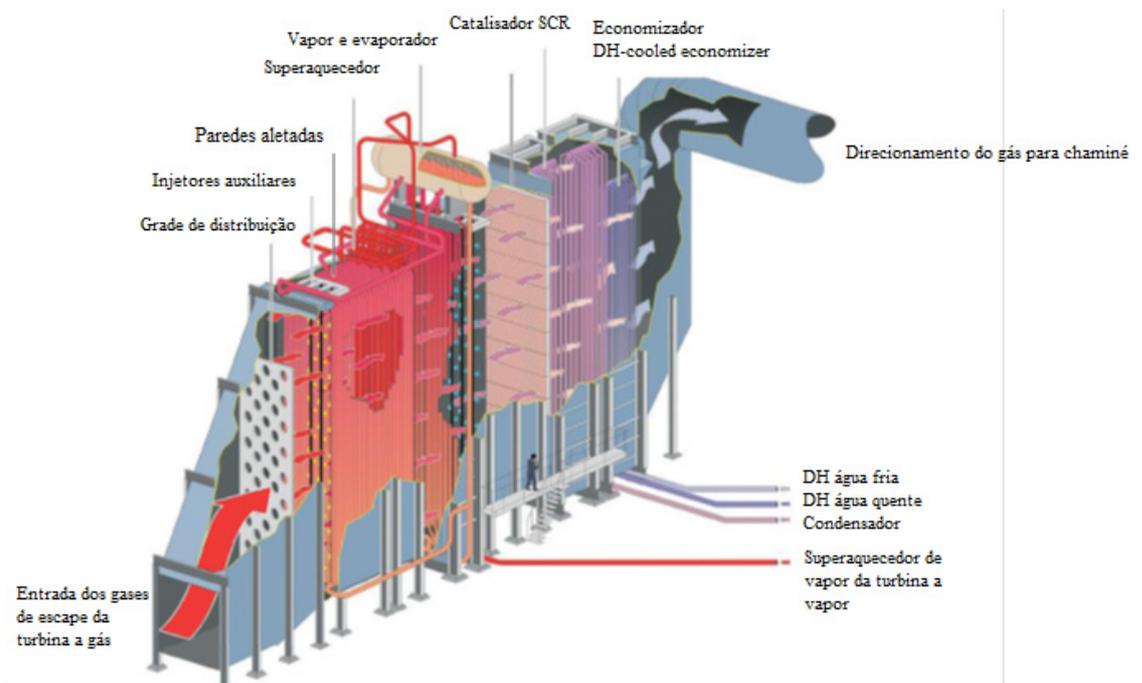


Figura 3.10 Demonstração da localização da placas perfuradas.

Fonte: Horkeby (2012)

As HRSGs sem queima suplementar são relativamente imunes a um sobreaquecimento

de curto prazo a menos que elas sejam operadas bem fora diretrizes de projeto. No entanto, a inclusão de queima suplementar no projeto de uma HRSG de qualquer classe e tamanho introduz o potencial de danos por sobreaquecimento. As GTs podem produzir temperaturas de escape entre 480°C a 650°C. Os queimadores de duto típicos podem produzir temperaturas de queima entre 650°C a 800°C, e pode-se até chegar a 870° C. Mesmo variações moderadas na descarga de fluxo de massa de gás de escape, temperatura e velocidade no queimador, bem como o fluxo de combustível para DB, pode resultar em temperaturas de queima maiores que a de projeto e impacto de chama nas estruturas e tubos, EPRI (2007).

As maiorias das HRSGs equipadas com queimadores de duto têm um bom número de portas de inspeção instaladas no invólucro para permitir inspeção visual do equipamento DB e das chamas enquanto a unidade estiver em serviço. É importante manter essas portas de inspeção em bom estado e usá-los com frequência para inspecionar todas as chamas a partir de uma variedade de ângulos. Qualquer alteração na cor, forma ou tamanho de chama deve ser investigada imediatamente.

Mesmo para unidades especialmente concebidas para operar com o DB é comum a definição de uma janela de operação especificada de carga da GT e de carga para os DB, e qualquer operação fora destes limites deve ser avaliada com cuidado.

Ao projetar equipamentos complexos, como a HRSG e sistema de DB, o projetista deve fazer muitas análises sobre as condições de operação em que os componentes serão expostos. Por exemplo, se a temperatura real de funcionamento é de apenas 10° C maior do que a temperatura de metal assumida, o tubo vai experimentar o dobro da taxa de fluência, daí ele vai durar apenas metade do tempo que o previsto.

### **3.3 DEFLETORES (DISTRIBUTION GRID)**

A grade de distribuição está geralmente localizada à frente dos queimadores auxiliares, demonstrada na Figura 3.10. O propósito da grade de distribuição é obter um perfil de velocidade necessário pelos queimadores. A aplicação da grade da distribuição é considerada na HRSG Beatrice. Como esta HRSG é projetada para operar com os gases de escapamento da turbina de gás, o perfil de velocidade introduzindo na HRSG não é uniforme. É desejável ter a mesma distribuição de fluxo que entra nos queimadores auxiliares, bem como a primeira

superfície de aquecimento. A grade de distribuição desempenha um papel importante no desempenho do queimador.

### 3.4 ECONOMIZADOR

Os economizadores são usados para transferir calor para água, são os últimos trocadores percorridos pelos gases antes de estes seguirem para a chaminé, Figura 3.11. Os economizadores simplesmente pré-aquecem a água antes desta entrar no circuito evaporador. Podem ser organizados de forma a receber escoamentos de gases horizontais ou verticais, dependendo do espaço disponível. A superfície pode ser alhetada, não alhetada, ou uma combinação das duas, e as correntes de gás e de água/vapor estão normalmente orientadas correntes cruzadas ou em contracorrente.

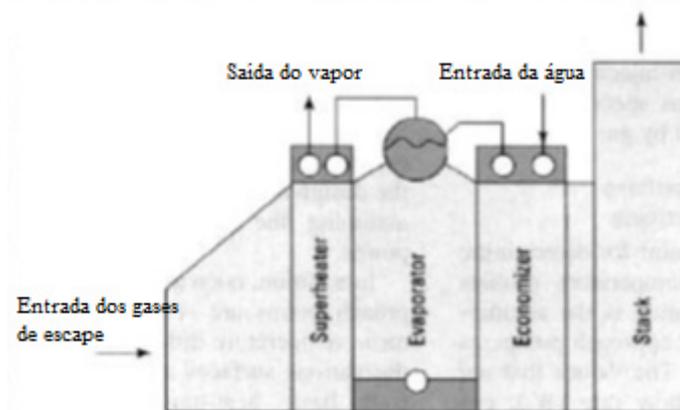


Figura 3.11 Esquemático da localização do evaporador, economizador e aquecedor.

Fonte: Ganapathy (1996)

### 3.5 EVAPORADOR

Os evaporadores são simplesmente trocadores de calor, cuja superfície pode ser alhetada ou não, usados para produzir vapor saturado, Figura 3.11. Estes componentes encontram-se localizados entre as secções dos economizadores e a dos sobreaquecedores. Os evaporadores de circulação natural são os mais adaptáveis e, conseqüentemente, os mais utilizados. A circulação natural é obtida através da diferença de densidades dos fluidos

água/vapor no circuito barrilete/evaporador, podendo os tubos serem ordenados horizontal ou verticalmente. O barrilete (“*boiler drum*”) funciona como um reservatório de duas fases, com a água líquida separada do líquido por efeito da ação da gravidade.

### **3.6 SOBREAQUECEDOR**

Os sobreaquecedores são utilizados para transferir ainda mais calor para o vapor saturado proveniente dos evaporadores, obtendo assim vapor sobreaquecido, Figura 3.11. Este vapor é um requisito necessário para alguns processos industriais e para as turbinas de vapor de alta eficiência. Estes trocadores encontram-se localizados na zona mais quente da caldeira, onde os gases de escape ainda estão a elevada temperatura e, como tal, têm dimensões mais reduzidas que os outros trocadores, pois a diferença de temperaturas é mais elevada.

### **3.7 REAQUECEDOR**

O reaquecedor é um componente opcional da caldeira, frequentemente utilizado em aplicações de ciclo combinado. A função deste tipo de componentes é receber vapor sobreaquecido que já expandiu parcialmente na turbina de vapor. Reaquecendo o vapor já expandido em centrais de ciclo combinado tem o efeito de aumentar o título à saída da turbina de baixa pressão, reduzindo o efeito erosivo das gotas de água nas pás da turbina.

## Capítulo 4

# DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A Dinâmica de Fluidos Computacional, conhecida como CFD, é uma das técnicas de soluções numéricas que permitem discretizar o domínio físico em um sistema de equações algébricas no espaço e no tempo. Ela é uma ferramenta que contém modelos matemáticos e métodos numéricos, utilizados para simular o comportamento de sistemas que envolvem o escoamento de fluidos, trocas térmicas, dentre outros processos. Ela abrange os principais métodos de discretização normalmente empregados, como o Método das Diferenças Finitas, MDF, de Volumes Finitos, MVF, e de Elementos Finitos, MEF. Vários modelos de turbulência e de combustão também fazem parte da ferramenta CFD com o objetivo de melhor representar o fenômeno físico de interesse. A figura 4.1 demonstra um esquema das etapas da simulação numérica.

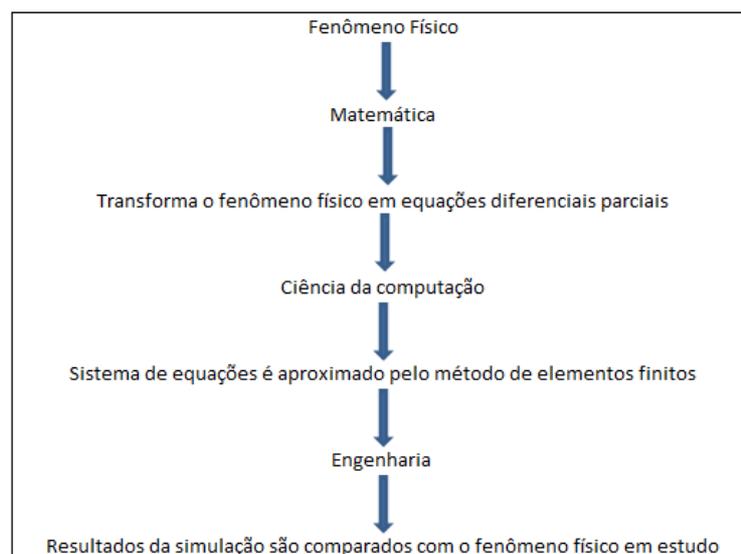


Figura 4.1 Etapas da simulação numérica.

Fonte: Adaptado Vieira (2015)

O procedimento passo a passo envolvido num processo de solução CFD é dado como se segue:

1. As dimensões do modelo são lidas dos desenhos de projeto
2. Geração da geometria
3. Geração da malha
4. Simulação do CFD e adaptação do refinamento da grade
5. Pós-processamento e análise de resultados

A representação das etapas envolvidas é mostrada na figura 4.2:

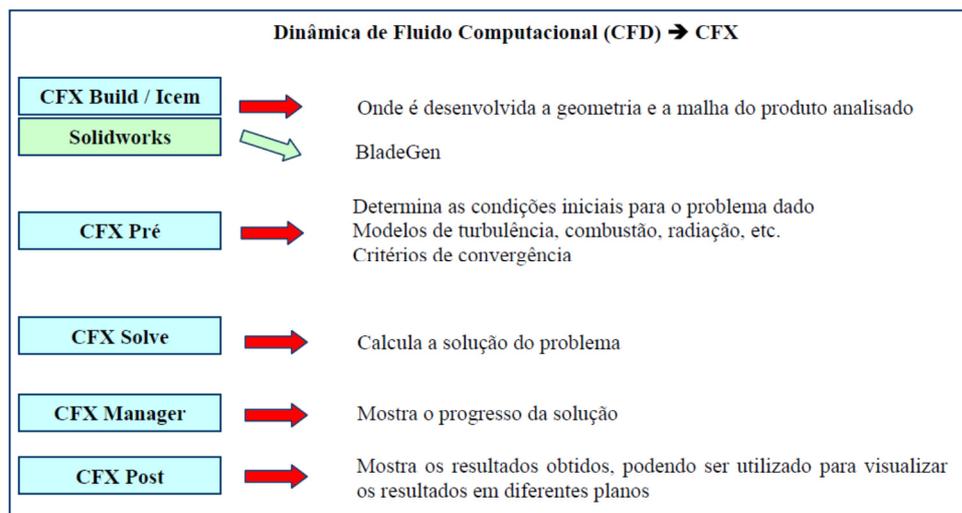


Figura 4.2 Esquema básico da simulação através do CFX.

Fonte: Rodrigues, (2009).

O solver comercial de CFD, o ANSYS CFX 16, é usado como processador para simular o fluxo dos modelos discutidos nesta dissertação. O pré-processador, ICEM CFD, que vem com pacote do Ansys CFX 16, é usado para gerar a malha da geometria. A malha gerada é usada para simular o caso no solucionador de CFD. Os resultados são visualizados e os dados são apresentados usando as capacidades de pós-processamento do Ansys CFX 16.

## 4.1 TÉCNICA CFD

### 4.1.1 Introdução

CFD (*Computational fluid dynamics*) é uma vertente da Mecânica dos Fluidos que

estuda problemas relacionados com fluxos de um fluido. Abrange fenômenos de escoamentos, aerodinâmica, reações químicas, combustão, etc. Utiliza-se de métodos matemáticos e algoritmos baseado nas leis de conservação de massa, momento e energia em conjunto com condições predefinidas do entorno, gerando valores de suas variáveis como pressão, velocidades e temperatura, dentro de um campo, ou domínio, em regimes estacionários ou transientes.

Os métodos CFD foram inicialmente desenvolvidos na década de 1960 para resolver equações lineares e com interface bidimensional. No decorrer dos anos, a potência dos computadores possibilitou o desenvolvimento de métodos tridimensionais e posteriormente, na década de 1970, resolução de equações de comportamento não linear. Simulações com CFD eram restritas ao uso em marinha e aeronáutica, apenas supercomputadores tinham capacidade de resolver o método de equações. Graças à evolução da informática e desenvolvimento de softwares com interface mais amigáveis, hoje, a dinâmica computacional de fluidos é difundida em diversas outras áreas e recentemente também aplicados aos estudos em edificações.

Dentre as vantagens da utilização de ferramentas de CFD estão:

- Baixo custo de aquisição e operação, já que as tecnologias computacionais vêm se tornando cada vez mais acessíveis ao longo dos anos.
- Oferecem informações detalhadas sobre o fluxo estudado, com fácil acesso aos dados de saída; Permitem a rápida mudança de parâmetros, otimizando a análise do escoamento;
- Podem simular fluxos com detalhamento realístico da geometria em estudo,
- Permitem o estudo de fenômenos de risco, como explosões e vazamentos de fluidos radioativos.

Porém, previsões à base de CFD nunca são 100% confiáveis, os dados de entrada são em muitos casos simplificados, sendo alguns na realidade difíceis de prever; também, a potência disponível no computador pode ser pequena em relação à precisão numérica. Mas como em muitos casos as incertezas sobre alguns fenômenos são maiores, os métodos CFD ajudam na caracterização e quantificação, além disso são realizadas constantes aprimorações nos métodos, equações e testes de validação de softwares. As validações de simulações/ou softwares sobre alguns fenômenos de fluxo podem ser realizadas utilizando um túnel de vento.

Segundo Shaw (1992), há 3 técnicas utilizadas pelos softwares para solucionar as equações. A técnica a ser discutida aqui é o método dos elementos finitos (método utilizado pelo Ansys Workbench) que foi elaborado para resolver equações diferenciais parciais, isto é, equações que modelam problemas que envolvem funções desconhecidas de várias variáveis como a propagação do som ou calor, eletrostática, eletrodinâmica, dinâmica dos fluidos, elasticidade, ou mais geralmente, qualquer processo que é distribuído espaço e tempo. Neste método o domínio está dividido em uma quantidade inteira de sub-domínios chamados elementos, os quais mantêm as mesmas propriedades do meio original. Cada elemento é uma variante dependente de um campo de elementos que variam ao longo de todo domínio, eles são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos, para que sejam obtidos os resultados desejados.

Segundo Shaw (1992), deve-se estar ciente de que o método discutido surgiu a partir de técnicas computacionais utilizadas para prever o stress e a tensão nas estruturas sólidas. Nesta área de engenharia estrutural o método dos elementos finitos é utilizado em quase todos os pacotes de softwares comerciais. Agora que o método foi desenvolvido em mais outras técnicas e ele pode ser usado para resolver uma vasta variedade de equações diferenciais parciais, portanto, apropriado para a solução de muitos outros problemas físicos, tais como as equações que regem o escoamento de fluidos.

#### **4.1.2 Definição da técnica CFD**

A Dinâmica dos Fluidos Computacional ou CFD (do inglês *Computational Fluid Dynamics*), é a área do conhecimento que trata da simulação numérica de escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenômenos relacionados, como reações químicas, combustão, aeroacústica etc. O CFD teve origem a partir da combinação de duas disciplinas: mecânica dos fluidos e cálculo numérico. As equações que regem o escoamento de fluidos têm origem na mecânica dos fluidos e podem ser resolvidas por meio de diferentes métodos numéricos.

A principal equação resolvida via Fluidodinâmica Computacional é a equação de transporte da variável de interesse, representada pelo símbolo  $\Phi$ . A equação é apresentada abaixo:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \oint_A \Gamma_\phi \Delta \phi \cdot d\mathbf{A} + \int_V S_\phi dV \quad \text{Equação 4.1}$$

Todas as equações de conservação resolvidas em CFD possuem a forma acima, com quatro termos: o termo de tempo, o termo advectivo, o termo difusivo e o termo fonte. O termo  $\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV$  corresponde ao termo tempo,  $\oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}$  ao termo advectivo, o termo  $\oint_A \Gamma_\phi \Delta \phi$  ao termo difusivo e o termo  $\int_V S_\phi dV$  ao termo fonte. Para representar diferentes equações de conservação alteram-se apenas três componentes da equação: a variável  $\Phi$ , o coeficiente de difusão  $\Gamma$ , e a fonte  $S$ .

Por exemplo, para a equação de conservação de massa (ou continuidade), a variável  $\Phi$  é igual a 1, o coeficiente de difusão e a fonte são nulos. Apesar da fórmula ser amplamente utilizada para aplicações em Dinâmica dos Fluidos Computacional, pode-se afirmar que até o momento não existe solução analítica da equação acima. Dessa forma, é necessário reescrevê-la em forma algébrica e resolvê-la por meio de algum método de discretização.

Os métodos de discretização mais difundidos são o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos, sendo este último o mais utilizado em CFD.

A forma algébrica da equação apresentada anteriormente é resolvida em cada um dos volumes de controle, gerando um sistema de equações que deve ser resolvido numericamente. Essas equações são resolvidas com o apoio de softwares de Fluidodinâmica Computacional, os quais possuem capacidade para solucionar rapidamente e com precisão os mais diversos problemas de CFD.

O número de volumes de controle a ser usado para a análise deve ser estabelecido por meio do estudo de convergência de malha, ou seja, analisa-se o mesmo caso com malhas de refinamentos diferentes e comparam-se os resultados. Quando o resultado entre dois refinamentos de malha não sofre alteração (ou muda muito pouco), diz-se que a convergência de malha foi atingida.

Com a malha gerada, passa-se à configuração da física do modelo, das condições de contorno e do solver. Depois disso, resolve-se o sistema de equações através de um processo iterativo, até a convergência, ou seja, quando a variação dos resultados entre duas iterações consecutivas ficar abaixo de um critério estabelecido pelo usuário.

A etapa final é a de pós-processamento, quando os resultados são avaliados por meio de ferramentas como vetores, linhas de corrente, distribuições de cores, planos de corte, isosuperfícies etc.

Existem ferramentas com foco exclusivo nas soluções de CFD, como os softwares Fluent e CFX da ANSYS. Essas duas ferramentas permitem realizar diferentes análises CFD, como turbulência, transferência de calor, reações químicas, aeroacústica, turbomáquinas, modelar o fluxo de fluidos etc.

### 4.1.3 Método dos elementos finitos

Soluções analíticas das equações de Navier-Stokes têm se desenvolvido apenas para geometrias simples e fluxos em condições ideais. Devido a isto, o uso de métodos numéricos para resolução de fluxos reais em geometrias complexas tornou-se essencial.

O método de volumes finitos (*Finite Volume Method* – FVM em sua sigla em inglês) foi introduzido na década de 1970 por McDonald, MacCormack e Paullay e historicamente tem sido o método preferido pelos cientistas e engenheiros que trabalham com a mecânica de fluídos.

Na última década, o método dos elementos finitos (FEM) tem tido importantes avanços, conseguindo resolver com sucesso os desafios da mecânica de fluídos e ainda para problemas mais complexos relacionados a fluxos multifásicos, reativos, ou fortemente turbulentos, o método de volumes finitos é, na prática, a única solução.

Uma importante propriedade do FVM é que os princípios de conservação (massa, momentum e energia), que são a base da modelagem matemática para a mecânica do contínuo, por definição, são respeitadas pelas equações deduzidas por método de volumes finitos. O método não se limita somente a problemas de mecânica de fluídos, e, de forma geral, envolve os seguintes passos:

- Decompor o domínio em volume de controle;
- Formular as equações integrais de conservação para cada volume de controle;
- Aproximar numericamente as integrais;
- Aproximar os valores das variáveis nas faces e as derivadas com a informação das variáveis nodais;
- Montar e resolver o sistema algébrico obtido;

O ponto de partida do método de volumes finitos é a decomposição do domínio em pequenos volumes de controle (VCs), onde as variáveis são alojadas nos nós. Usualmente, os volumes de controle e os nós são definidos com uma grade numérica, a malha (Figura 4.3). Os nós, onde se guardam as variáveis a serem resolvidas, se localizam nos vértices desta malha ou nos centros dos volumes (Figura 4.4), e é a referência com a que se conta para aproximar a solução no resto do domínio.

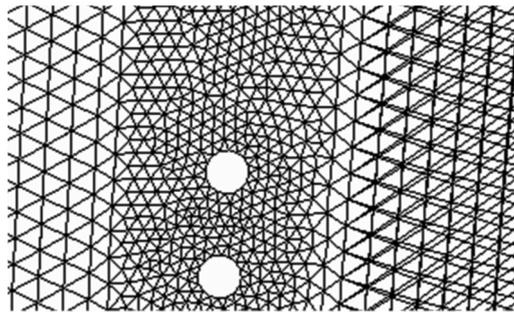


Figura 4.3 Geração de malha para o CFD.

Fonte: Cho et al (2006)

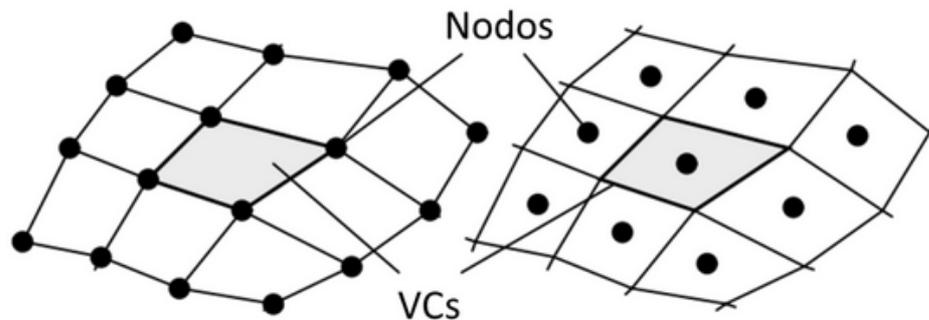


Figura 4.4 Nós nos vértices dos VCs (esquerda) e nós nos centros dos VCs (direita) para uma grade quadrilátera.

Fonte: <http://www.esss.com.br/>

Depois de ter definido os VCs, as equações de conservação são descritas em sua forma integral para cada volume. Neste processo, o teorema da divergência de Gauss é usado para converter integrais de volume sobre operadores de divergência e gradiente às integrais de superfície. Por exemplo, a equação de transporte geral (Equação 4.1).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi \, dV + \oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \oint_A \Gamma_\phi \Delta \phi \cdot d\mathbf{A} + \int_V S_\phi \, dV$$

Onde  $\phi$  é a variável transportada através de um meio de densidade  $\rho$  y e constante de difusão  $\Gamma$  que se move a uma velocidade  $\mathbf{V}$  com um termo fonte e  $S_\phi$ . Para obtenção final do sistema algébrico de equações, as integrais são aproximadas, as volumétricas fazem um cálculo simples baseado nas variáveis nodais, as superficiais aproximadas pelos balanços através das faces dos VCs. Neste processo, as aproximações das variáveis nas faces e dos gradientes são feitas em função das variáveis nodais:

$$V_{cell} \cdot \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \mathbf{V}_f \phi_f \cdot \mathbf{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \mathbf{A}_f + S_\phi \cdot V_{cell} \quad \text{Equação 4.2}$$

Finalmente, o sistema de equações é resolvido através de métodos segregados ou acoplados. Um aspecto fundamental nos algoritmos de solução é o processo de investimento de matrizes onde diversas técnicas têm sido desenvolvidas para aumentar a eficiência do uso de recursos computacionais e a velocidade da obtenção de resultados.

Esta pergunta tem sido muito discutida, e na realidade não é uma pergunta fácil de ser respondida, já que abrange várias dimensões, desde aspectos puramente matemáticos e/ou numéricos, passando por aspectos de programação e até aspectos práticos relacionados a softwares comerciais.

No entanto, é possível encontrar um consenso relativo em alguns pontos. Por exemplo, é inegável que a última década tem tido avanços significativos na implementação de códigos que utilizam FEM para a resolução de problemas CFD, e que foram superados alguns paradigmas sobre a simulação de fluxos turbulentos, onde a inclusão de elementos de 7 ou 8 graus de liberdade tornavam as simulações FEM muito instáveis e inviáveis.

Porém, isto não significa que a data, desde o ponto de vista prático e massificação de uso, estão a par com FVM, ainda há um grande trecho a percorrer para ser utilizado com confiança por pesquisadores e em problemas industriais, onde os fluxos são, em geral, multifásicos e/ou reativos além de turbulentos.

É preciso mencionar que os softwares comerciais de maior prestígio e uso, entre eles o ANSYS Fluent e o ANSYS CFX, utilizam métodos numéricos baseados em FVM, onde existe uma experiência acumulada no “detalhe” da implementação de FVM em problemas de

mecânica de fluídos (ondas de choque, combustão, superfície livre, entre outros) muito superior a FEM.

#### 4.1.4 Tipos de malhas

A precisão dos resultados depende diretamente da escolha correta da malha e de seu refinamento. O uso de uma malha inapropriado de uma malha grosseira, por exemplo, pode fazer com que os resultados não venham a convergir, levando assim a um erro maior que o esperado.

Uma malha computacional é constituída por linhas e pontos, os pontos são considerados onde essas linhas se interceptam e servem de orientação para o cálculo de propriedades físicas baseado num modelo matemático. Uma malha computacional nada mais é que uma representação ou a “discretização” do plano físico utilizado na simulação numérica. A solução de um sistema de equações diferenciais (modelo matemático) pode ser geralmente simples quando empregado uma malha bem construída. O método mais simples para se gerar uma malha computacional é fazê-la manualmente, desenhando a geometria que se deseja discretizar numa folha de papel milimetrado, identificando as coordenadas de cada ponto formado pela intersecção de várias linhas que representam toda região da geometria desejada. Essas coordenadas então são informadas ao computador, que automaticamente são lidas formando a malha computacional da geometria (MALISKA, 1995). Ainda segundo Maliska (1995) há outros métodos classificados como automáticos, para se gerar malhas computacionais: os algébricos e os diferenciais.

Quanto à classificação das malhas (Figura 4.5), uma malha dita estruturada é quando cada volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos e a numeração dos mesmos tem uma seqüência natural. E quando se diz que uma malha é não-estruturada, temos o número de vizinhos variando de volume para volume, ficando difícil estabelecer uma regra de ordenação Bortoli, (2000).

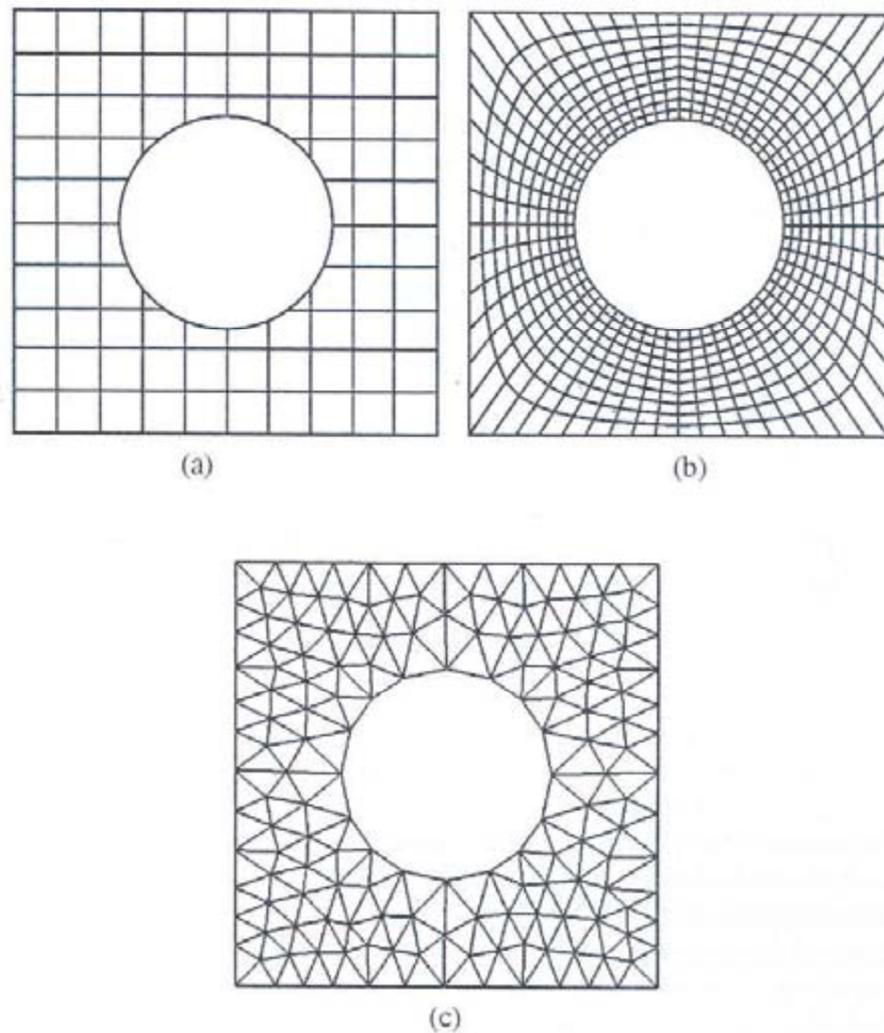


Figura 4. 5 Discretização estruturada (a) estruturada generalizada (b) e não estruturada (c)  
 Fonte: Maliska (2004)

- Malhas estruturadas

As malhas estruturadas possuem a vantagem de permitir fácil ordenação e, como consequência, obter matrizes diagonais mais fáceis de serem resolvidas e mais eficientes Rodrigues, (2009).

- Malhas não estruturadas

Uma discretização não estruturada pode ser constituída de triângulos e quadriláteros, tetraedros e hexaedros em 3D, respectivamente, e os volumes de controle podem ser sempre criados pelo método das medianas, que consiste em unir os centroides dos elementos com os

pontos médios de seus lados São malhas versáteis, com facilidade de adaptar às geometrias irregulares com cantos e saliências. Porém, este tipo de malha apresenta dificuldade de ordenação, dando origem a matrizes não diagonais (Rodrigues, 2009).

- Refinamento de malha

Quanto maior for o refinamento da malha, maior será a precisão da resposta estudada, como também, será maior o tempo de processamento dessas respostas. Numa malha mais grosseira, pode-se não conseguir obter resultados satisfatórios, de acordo com a necessidade requerida. Em uma geometria complexa, cujos detalhes são importantes, deve-se tomar cuidado com a malha escolhida, pois esta pode não ser adequada para o nível de precisão especificado. Uma forma de se obter uma malha adequada a essa precisão, é a utilização de uma malha híbrida, ou ainda, um refino de malha somente nas regiões mais complexas da geometria.

## 4.2 PRÉ-PROCESSAMENTO

A solução de todo o processo do CFD começa com a geração da malha. O pré-processador ICEM CFD é usado para criar a geometria e gerar a malha. Os passos implicados no pré-processamento CFD são: geração de geometria, geração de malhas menos refinada, geração de malhas mais refinadas e definição das condições de contorno (Figura 4.6).

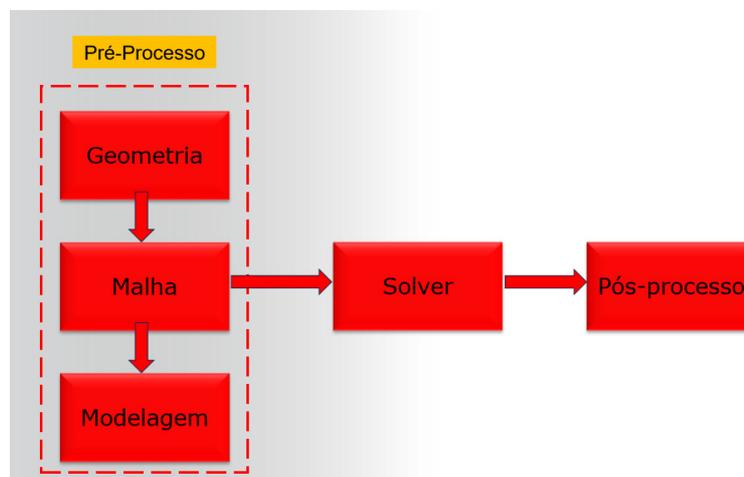


Figura 4.6 Esquemático do processamento CFD

Fonte: Tutorial Ansys CFX

### **4.2.1 Geração da geometria**

A geometria pode começar a ser gerada a partir do zero ou trabalhando sobre a geometria importada do outro software como Autocad e Solidworks. A geometria para os modelos do duto da HRSG discutido nesta dissertação é gerada a partir do zero usando a aproximação de cima para baixo do projeto. A abordagem de cima para baixo projeto envolve a criação de primitivos – volumes de formas padrão, tais como tijolos e cilindros - girando e traduzindo os primitivos conforme necessário e realizando as operações booleanas sobre os primitivos, como combinando, subtração e divisão.

Os desenhos técnicos dos modelos são usados para gerar o modelo tridimensional. As dimensões são lidas dos desenhos de projeto e dos desenhos técnicos do vendedor para componentes como queimadores auxiliares, catalizador SCR e catalizador do CO. Usando estes detalhes a geometria é gerada para representar quanto possível o equipamento real. A geometria inclui “o trajeto interno do gás” da entrada do HRSG através do duto de exaustão.

A geometria inclui somente o trajeto do gás de exaustão com algumas suposições e simplificações para o duto da HRSG.

### **4.2.2 Geração de malhas mais refinadas**

Baseado na complexidade da geometria que está sendo tratada, a geometria tem que ser dividida em regiões menores a fim aplicar limitações e controlar a qualidade da malha resultante. Qualquer volume gerado é uma combinação de faces. As faces são formadas de uma combinação de bordas fechadas, e uma borda é formada juntando dois vértices por uma linha direta ou depois de um contorno segundo a necessidade. As partes menores de um volume são as faces e arestas que são utilizados para gerar este volume.

### **4.2.3 Geração de malhas menos refinadas**

Baseado nas limitações aplicadas ao gerar malhas refinadas (por exemplo, gerar malhas nas arestas das faces), a malha final do volume é gerada. A precisão do resultado de todo o código do CFD depende da qualidade da malha, assim todo o cuidado deve ser tomado

ao gerar a malha. Dividir o modelo em zonas pequenas ou sub-volumes ajuda a controlar a qualidade da malha. Além de uma malha de qualidade, outro detalhe importante a considerar, é o tamanho da malha gerada do modelo completo. O tamanho da malha gerada deve ser computacionalmente controlável, porque o tempo exigido para obter uma solução convergida para um problema do CFD depende diretamente do tamanho da malha. Uma boa concordância deve ser feita ao selecionar o tamanho de malha para um problema particular. Ao tentar manter a definição da malha fina em algumas das regiões do fluxo crítico, por exemplo, perto dos bicos de injeção de gás deve ser capaz de capturar o complicado processo de combustão junto com o fluxo, deve tomar cuidado para que o tamanho de malha seja computacionalmente controlável.

A malha computacional utilizada nos modelos em 3-D foi tetrahedral, e forneceram uma boa representação da geometria e limitaram ao mesmo tempo o tamanho de malha total. Este tipo de geração de malha ajuda a controlar eficazmente a qualidade da malha.

#### **4.2.4 Condições de contorno**

Uma vez que a geração da malha é terminada para o sistema inteiro de HRSG, as condições de contorno apropriadas precisam ser aplicadas para as superfícies. Esta etapa inclui a definição das paredes, das entradas, das saídas, dos modelos de combustão e de turbulência. Isto conclui a fase de pré-processamento e o problema está pronto para ser resolvido num solver CFD.

### **4.3 PROCESSAMENTO**

Um estado estável 3D, solução incompressível de Navier-Stokes com transporte de fluidos com / sem reações químicas foi realizada utilizando Ansys CFX 16. Foi utilizado modelo padrão de turbulência ( $k-\epsilon$ ) com funções de parede para modelar o fluxo turbulento. O modelo eddy dissipation é usado para modelar a combustão.

### 4.3.1 Modelo de turbulência

Os movimentos turbulentos são caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares. A turbulência é um fenômeno altamente difusivo que ocorre a elevados números de Reynolds, produzindo movimentos aleatórios das partículas de fluido. Como consequência destas flutuações, o estado turbulento em um fluido contribui significativamente no transporte de momentum, calor e massa. Define-se turbulência como um estado de escoamento do fluido no qual as variáveis instantâneas exibem flutuações irregulares e aparentemente aleatórias tal que, na prática, apenas propriedades estatísticas podem ser reconhecidas e submetidas a uma análise. Qualquer simplificação na análise dos efeitos da turbulência é extremamente vantajosa do ponto de vista físico, matemático e numérico. A busca constante por tais simplificações é um dos principais objetivos no desenvolvimento de modelos de turbulência.

Os modelos de turbulência mais utilizados são: o modelo  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , SST - Shear Stress Model e RSM - Reynolds Stress Model. O modelo  $k-\epsilon$  é utilizado em diversas áreas, gerando bons resultados, sendo também um bom ponto de partida para casos mais complexos apresentando um baixo custo computacional. O modelo das tensões de Reynolds é um modelo muito complexo utilizando uma capacidade de máquina maior que os demais citados. Porém, o que determina a escolha do modelo são as condições de contorno do problema físico em estudo, mediante validações com dados experimentais.

Para a determinação do melhor modelo de turbulência a ser utilizado, foi necessária realizar uma validação dos modelos de turbulência mais comumente utilizados por pesquisadores no decorrer dos últimos anos.

M.Ameri (2013), fez a comparação dos resultados do modelo de tensões de Reynolds e RNG  $K-\epsilon$  em que mostra uma diferença insignificante na modelagem do inlet duct de uma caldeira de recuperação. Portanto, parece que RNG  $K-\epsilon$  é a melhor escolha já que este modelo tem mostrado uma estabilidade mais poderosa do que os outros.

O tempo computacional das simulações e os resultados, utilizando os modelos SST e RNG  $k-\epsilon$ , foram muito próximos, fazendo do modelo SST mais interessante, já que este é mais robusto que o primeiro.

### 4.3.2 Modelo de combustão

Os modelos de combustão variam basicamente conforme o tipo de chama em estudo, tais como Eddy Dissipation Model, EDM, Flamelet Laminar Model, LFM, Finite Rate Chemistry Model, FRCM, dentre outros.

Se a chama é difusiva, ou seja, o combustível e o oxidante se misturam na zona de combustão, o modelo adequado é o Flamelet Model. Porém se mistura é formada anteriormente à zona de combustão, ou é pré-misturada, o modelo adequado é EDM (RODRIGUES, 2009). A ferramenta ANSYS CFX® disponibiliza para o usuário somente modelos de combustão compatíveis com a composição do combustível utilizado. Os modelos como o EDM são empregados por serem mais abrangentes, tanto no tipo de chama quanto na composição do combustível.

Existem alguns critérios para a escolha do modelo de combustão que é mais adequado para cada utilização. Um desses critérios, que pode ser considerado um ponto de partida para essa escolha, é o tipo de regime (difuso ou pré-misturado) presente no processo de queima.

Neste trabalho foram realizadas análises para a queima do gás natural através do regime de chama não pré-misturado.

Para a utilização dos modelos de combustão, faz-se necessária a validação dos mesmos, porém como não se dispõe dos experimentais com o queimador simplificado instalado, foi utilizada a literatura como ponto de partida para a escolha dos modelos de combustão, para chamas não pré-misturadas ou difusivas.

O modelo de combustão utilizado foi o modelo Eddy Dissipation. O modelo Eddy Dissipation tem como fundamento que a reação química ocorre mais rapidamente do que o processo de transporte do escoamento. Assim, quando os reagentes se misturam a nível molecular, instantaneamente os produtos são formados. Este modelo assume que a taxa de reação está diretamente relacionada com o tempo em que os reagentes levam para se misturarem a nível molecular. Em escoamentos turbulentos essa taxa é dominada pelas propriedades turbulentas, portanto, a taxa é proporcional a um tempo de mistura definida pela energia cinética turbulenta,  $k$ , e a sua taxa de dissipação  $\epsilon$ . Este conceito de controle da reação é aplicado em diversos problemas de combustão a nível industrial onde a taxa de reação química é mais rápida do que a taxa de mistura das espécies (ABDU, 2005).

## Capítulo 5

### MODELAGEM DO DUTO DE ENTRADA DA HRSG

Neste capítulo apresentam-se as principais características técnicas do duto de entrada da caldeira de recuperação em estudo localizada na usina térmica de ciclo combinado da Companhia Siderúrgica do Atlântico (CSA). Além disso, apresentam-se as descrições de todos os parâmetros de projeto, os modelos de turbulência e transferência de calor utilizado, considerações efetuadas para as condições da saída do duto de exaustão da turbina e entrada da caldeira, onde serão analisadas as possibilidades de inclusão da queima auxiliar.

A Companhia Siderúrgica do Atlântico (CSA), Figura 5.1, esta instalada no bairro de Santa Cruz na cidade do Rio de Janeiro possui uma moderna termoelétrica constituída de três unidades geradoras, em ciclo térmico combinado, com 490MW de capacidade instalada, representando 419.8MW médios de garantia física de energia para o complexo siderúrgico poder produzir 5 milhões de toneladas placas de aço por ano.



Figura5.1 Foto das caldeiras de recuperação da Usina Siderúrgica do Atlântico.

Fonte: Vieira (2015)

Nos parágrafos seguinte será feito uma descrição dos dados da geometria e das condições de contorno que será adotada durante as simulações.

## 5.1 DESCRIÇÃO DA ENTRADA DA CALDEIRA

A seção a ser estudada neste trabalho é a região que engloba a saída da exaustão da turbina a gás, porém um pouco deslocada para facilitar os dados de entrada do domínio até a entrada da caldeira.

Os invólucros da HRSG e do duto de entrada são internamente isolados para manter a carcaça exterior de aço carbono fria. O sistema de isolamento interno consiste em camadas de cerâmica de isolamento de fibra ou lã mineral coberto por um revestimento de metal. O forro de metal protege o isolamento interno da alta velocidade do fluxo de gases de escape da GT e também é desenhado para acomodar a expansão térmica necessária quando a HRSG é trazida para as suas condições operacionais de trabalho.



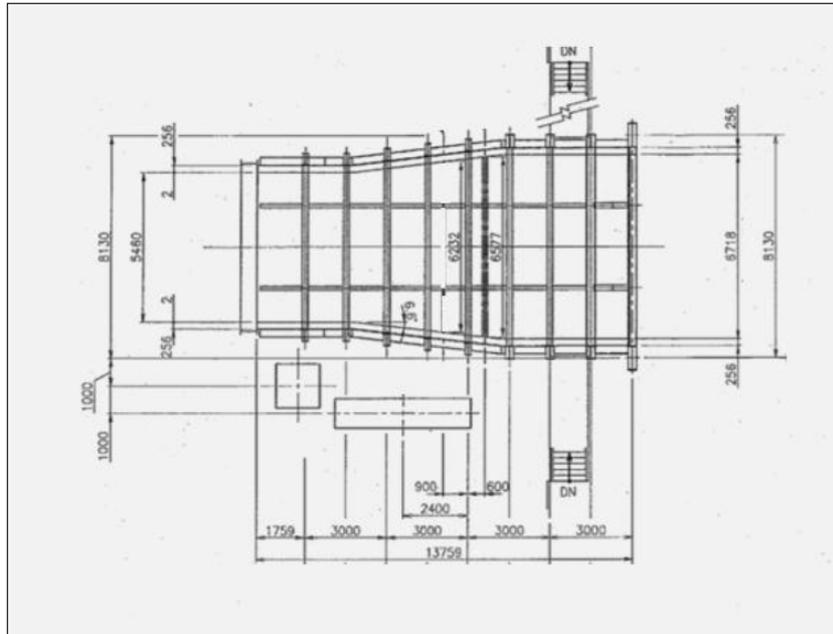


Figura 5.3 Esquema da vista superior da seção do duto de entrada caldeira de recuperação da UTE Atlântico. Fonte: Manual da Kawasaki (2007)

Pela seção em estudo circula um fluxo de gases produtos da combustão, provenientes do ciclo a gás, que entram na caldeira para realizar a troca de calor e aquecer a água que será utilizada no ciclo a vapor.

Como há uma variação nas propriedades do fluxo de entrada deste duto, devido à variação da composição do combustível que alimenta a câmara de combustão, a temperatura na entrada da caldeira varia, havendo assim uma variação nas condições do vapor do ciclo combinado. O ideal é que esta temperatura dos gases de exaustão permaneça o mais constante possível e em valores próximos de  $556^{\circ}\text{C}$  para o máximo desempenho da HRSG. Esse valor de  $556^{\circ}\text{C}$  a HRSG irá produzir vapor a temperaturas mais altas, aumentando a eficiência da turbina a vapor.

A Tabela 5.1 mostra os valores projetados de temperatura, fluxo de massa e calor para esta condição.

Tabela 5.1 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases

	Circuito de Água e Vapor					Circuito de Gás	
	Seção	Fluxo kg/s	Temperatura °C		Calor kJ/s	Temperatura °C	
			Entrada	Saída		Entrada	Saída
1.	HP-SH3	55,11	495,7	537,4	5.701	556,6	544,7
2.	HP-SH2	55,11	384,3	495,7	16.688	544,7	511,1
3.	HP-SH1	55,11	304,8	384,3	18.575	511,1	473,5
4.	HP-EVA	55,11	298,7	304,8	77.848	473,5	311,9
5.	HP-ECO4	56,10	257,8	298,7	12.044	311,9	286,2
6.	LP-SH	12,00	162,5	249,5	2.743	286,2	281,2
7.	HP-ECO3	56,10	162,3	257,8	24.424	281,0	228,3
8.	LP-EVA	12,00	156,8	162,5	25.311	228,3	173,0
9.	HP-ECO2	56,10	146,2	162,3	3.912	173,0	164,3
10.	LP-ECO	41,25	124,0	156,8	5.837	164,3	151,4
11.	HP-ECO1	56,10	124,0	146,2	5.324	151,4	139,6

Fonte: Heat Calculation- Manual da Kawasaki,(2007)

A Figura 5.4 apresenta a média de temperatura real dos gases quentes registradas na turbina a gás no período de julho de 2011 a setembro de 2013, atingindo valores médios entre 485°C e 490°C, o mesmo padrão se manteve no ano 2014 e no primeiro quadrimestre de 2015.

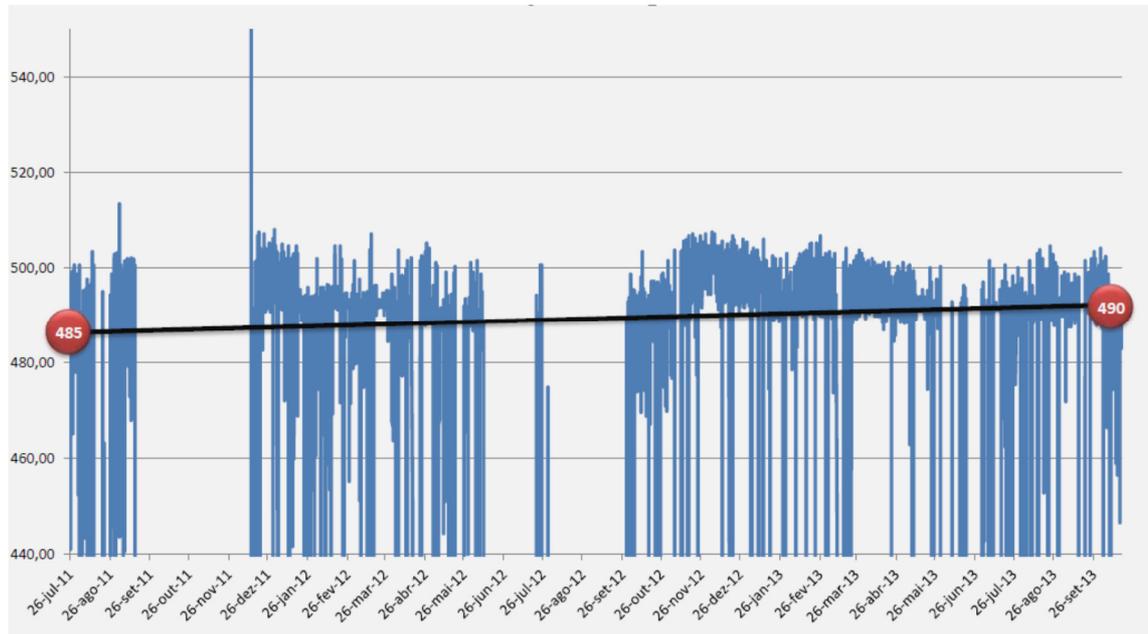


Figura 5.4 Temperatura dos Gases de Exaustão GT11.

Fonte: Supervisório de operação, (2013).

Assim como ponto de partida para a simulação será adotada a referência de temperatura média mínima dos gases em 488,7°C, que é prevista no *heat calculation* da HRSG.

A Tabela 5.2 apresenta os valores de projeto da HRSG de temperaturas, calor e fluxo de massa de vapor para as seções de tubos da HRSG para esta condição de baixa carga.

Tabela 5.2 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases para a condição de baixa carga

	Circuito de Água e Vapor				Circuito de Gás			
	Seção	Fluxo	Temperatura		Calor	Temperatura		
			°C			kJ/s	°C	
			Entrada	Saída			Entrada	Saída
1.	HP-SH3	33,62	464,3	483,2	1.498	488,7	484,0	
2.	HP-SH2	33,62	379,9	464,3	6.950	484,0	464,5	
3.	HP-SH1	33,62	271,1	379,9	11.815	464,5	431,0	
4.	HP-EVA	33,62	270,0	271,1	53.912	431,0	274,8	
5.	HP-ECO4	33,62	247,7	270,0	4.005	274,8	263,0	
6.	LP-SH	8,94	148,1	235,3	1.704	263,0	257,9	
7.	HP-ECO3	33,62	151,1	247,7	14.690	257,9	214,1	
8.	LP-EVA	8,94	143,7	148,1	19.209	214,1	156,0	
9.	HP-ECO2	33,62	138,2	151,1	1.856	156,0	150,3	
10.	LP-ECO	40,94	124,0	143,7	3.469	150,3	139,7	
11.	HP-ECO1	33,62	124,0	138,2	2.045	139,7	133,4	

Fonte: Heat Calculation- Manual da Kawasaki (2007).

O valor máximo de temperatura dos gases após os queimadores, adotado como alvo durante as simulações será de 540°C, conforme recomendado pelo fabricante da caldeira em seus estudos para a implementação da queima auxiliar garantindo assim à integridade do material.

A Tabela 5.3 apresenta os valores obtidos pelo fabricante da caldeira em dois prováveis cenários distintos de operação para esta HRSG com a adição da queima auxiliar, considerando como combustível um gás natural com 100% de metano, PCI em 47.116 kJ/kg e vazão de 4.400 kg/h. A pressão de alimentação, antes do *duct burner* foi estimada em 2 barg.

Tabela 5.3 Resultados estimados pelo fabricante para operação da HRSG com queima suplementar.

	Unidade	Estudo de Caso 1	Estudo de Caso 2
Temperatura do gás de exaustão da GT	°C	482,0	412,0
Fluxo do gás de exaustão da GT	kg/s	311,0	370,0
Temperatura do gás após o queimador auxiliar	°C	540,0	540,0
Temperatura da água de alimentação	°C	124,0	124,0
Extração de calor para o desaerador	kJ/s	19.350	19.350
Pressão do vapor de alta	bar	88,9	88,9
Temperatura do vapor de alta	°C	522,0	522,0
Fluxo do vapor de alta por Caldeira	kg/s	39,4	45,6
Pressão do vapor de baixa	bar	6,17	6,17
Temperatura do vapor de baixa	°C	255,3	250,0
Fluxo do vapor de baixa por Caldeira	kg/s	9,1	10,9

Fonte: Bouler Desing Department – Kawasaki (2013)

## 5.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para iniciar as simulações são necessárias as definições das condições de contorno térmicas, como também as composições dos fluxos que serão simulados.

No caso da simulação com a inclusão do *duct burner* serão necessárias a composição do fluxo dos gases de escape da câmara de combustão cujo combustível é o gás de alto forno e a composição do gás natural a ser inserido como combustível complementar. O conteúdo foi dividido em etapas. Inicialmente foi simulada a região posterior ao duto de exaustão da turbina até a entrada da caldeira, com o objetivo de avaliar a aerodinâmica do escoamento nesta região. Esta fase é importante, pois através destas análises será possível identificar a melhor posição para a instalação do *duct burner*. Posteriormente, foram analisadas algumas possibilidades de instalação do *duct burner*, levando em conta o objetivo principal, que é ter temperatura máxima dos gases na região de entrada dos bancos de tubos da caldeira, com um perfil de temperatura o mais uniforme possível.

Para as simulações com os queimadores de duto instalados, foi utilizada uma geometria simplificada deste equipamento, visto que não se tem a geometria real do mesmo. Assim, as simulações terão uma diferença dos resultados com a instalação do *duct burner* comercial, porém, o objetivo é analisar o comportamento do escoamento na entrada e a combustão de gás natural em seu fluxo. A geometria gerada para realizar as simulações são demonstradas na Figura 5.5 e Figura 5.6.

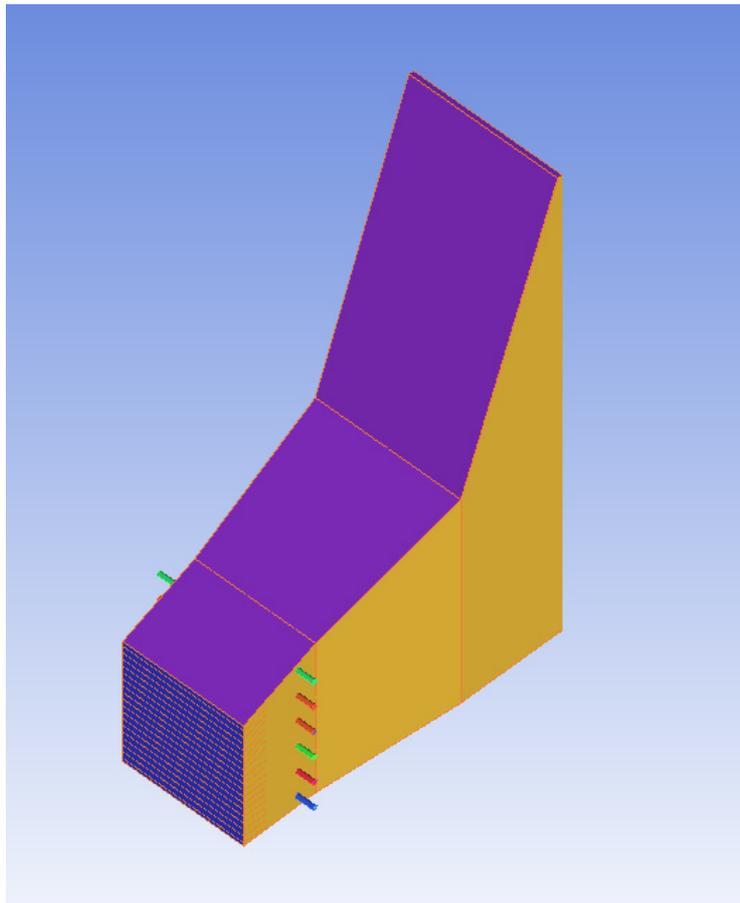


Figura 5.5 Desenho da geometria a ser analisada.

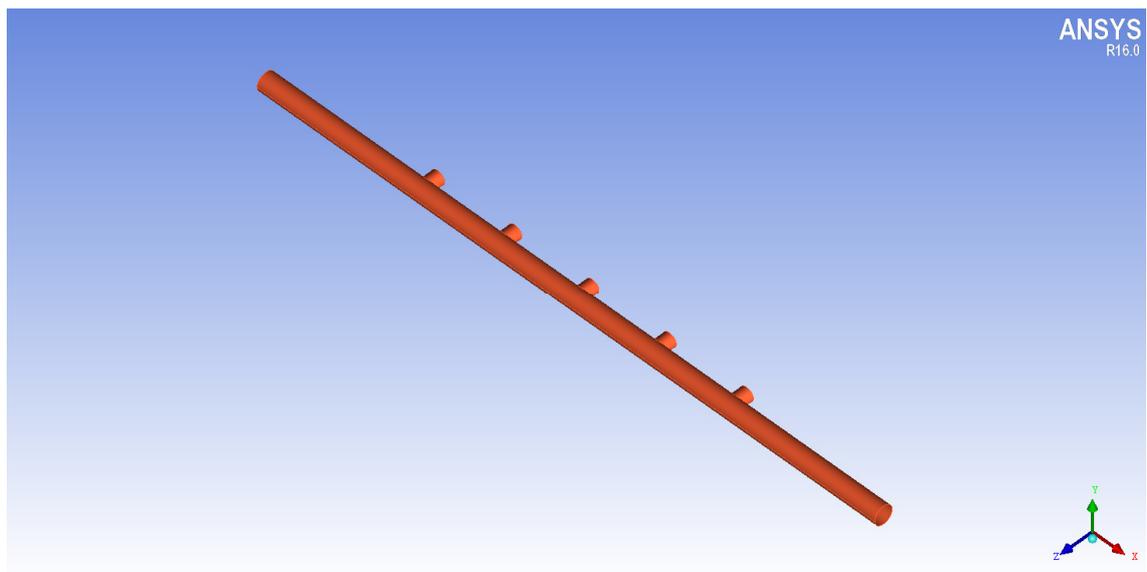


Figura 5.6 Ilustração do duct burner utilizado na modelagem.

Foi utilizado um refinamento de malha nas regiões de menor dimensão, como por

exemplo, nos orifícios de injeção de combustível, no caso das simulações com a instalação do queimador de duto. As áreas que tiveram um refinamento maior são demonstrados na Figura 5.7.

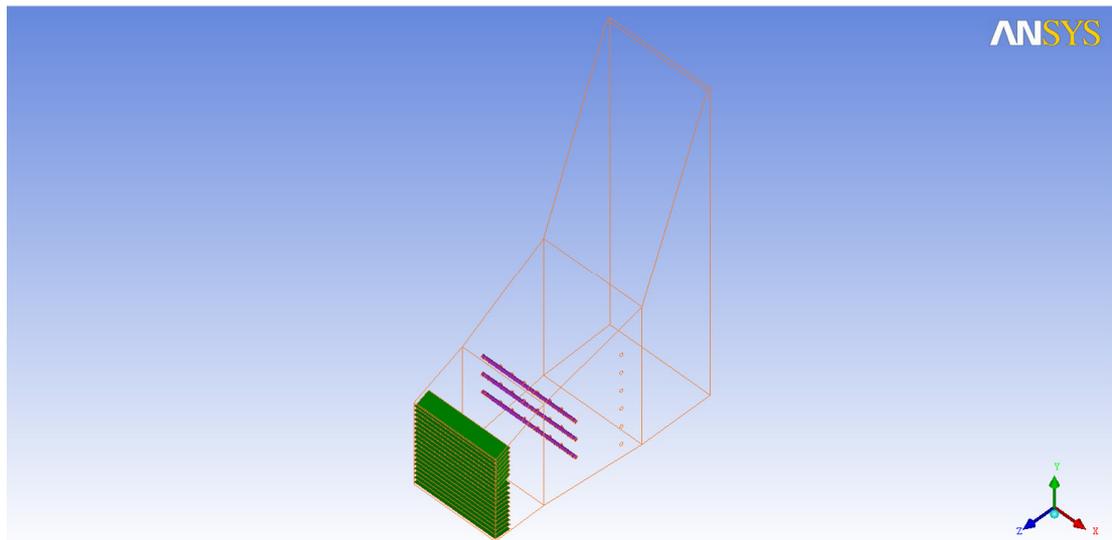


Figura 5.7 Regiões que utilizaram um maior refinamento na geração de malha.

Conforme demonstra a Figura 5.7 este refinamento foi realizado para caracterizar melhor o escoamento nas regiões onde existe uma maior turbulência e para uma melhor discretização da geometria como um todo.

### 5.2.1 Condições de projeto

A composição do BFG queimado na câmara de combustão da turbina foi obtida através de uma análise cromatográfica o equipamento utilizado foi o modelo UK22X1585 fabricado pela Emerson Process Management (Veira, 2015). Os resultados desta análise podem ser vistos na Tabela 5.4. O PCI do gás analisado é de  $PCI=3190,7 \text{ kJ/Nm}^3$ .

Tabela 5.4 Composição do Combustível Queimado na Câmara de Combustão da Turbina à Gás.

Gás BFG queimado na câmara de combustão		
Espécies	Unidade	Composição, Mol
H <sub>2</sub>	%	3,531
O <sub>2</sub>	%	0,953
N <sub>2</sub>	%	52,176
CH <sub>4</sub>	%	0,075
CO	%	21,698
CO <sub>2</sub>	%	19,503

Fonte: Vieira (2015)

A Tabela 5.5 ilustra a composição do gás natural injetado nos duct burners.

Tabela 5.5 Composição do gás natural

COMPOSIÇÃO DO GÁS NATURAL	
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	0,1128
CH <sub>4</sub>	0,7939
CO <sub>2</sub>	0,0432

Fonte: Rodrigues (2009)

As condições de projeto foram obtidas através de dados operacionais da planta. Esses dados de projeto foram utilizados para iniciar as simulações e verificar os resultados com os dados também obtidas do processo.

Na entrada do duto a ser estudado, o fluido de trabalho são os produtos da combustão do BFG queimados na câmara de combustão.

A composição dos produtos da combustão do BFG na entrada do duto é apresentada na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 Composição dos gases de exaustão da câmara de combustão.

<b>Componente</b>	<b>Fração Mássica</b>
<b>CO</b>	<b><math>5,05 \cdot 10^{-16}</math></b>
<b>CO<sub>2</sub></b>	<b>0,18851</b>
<b>H<sub>2</sub>O</b>	<b>0,02152</b>
<b>N<sub>2</sub></b>	<b>0,66536</b>
<b>NO<sub>2</sub></b>	<b><math>4,57 \cdot 10^{-7}</math></b>
<b>O<sub>2</sub></b>	<b>0,1246</b>

Fonte: Vieira (2015)

Depois de definido a quantidade de combustível na entrada do duto e nos injetores auxiliares (*duct burners*), as definições da superfície do domínio devem ser denominadas para que lhes sejam atribuídas às devidas condições de contorno. Essas superfícies são mostradas nas Figura 5.8. As condições de contorno para o fluido estudado são apresentadas na Tabela 8. A condição de contorno na entrada da seção permanece constante em todas as simulações, pois mesmo com a inclusão do *duct burner* este parâmetro permanece o mesmo. As análises serão realizadas com alterações nas quantidades de gás natural utilizado e também com alterações na geometria para a inclusão do *duct burner*.

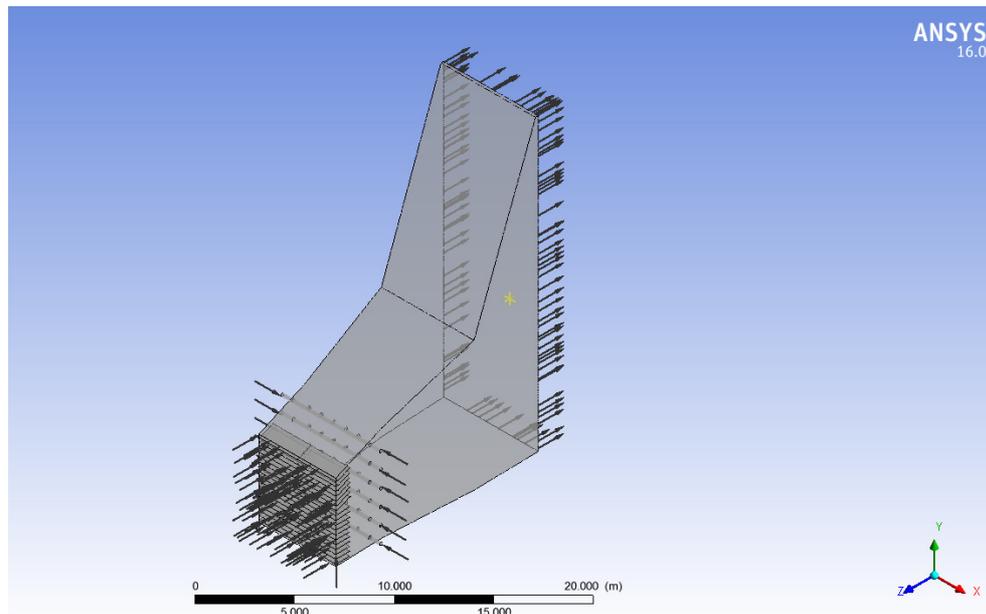


Figura 5.8. Definição das condições de contorno no Ansys CFX.

Tabela 5.7 Condições de contorno para a seção estudada.

<b>CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA A MODELAGEM DO DUTO DA HRSG</b>	
<b>Entrada de ar (Gases de escape da câmara de combustão)</b>	
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura total = 761,6 K
Vazão em massa	313,7 kg/s
<b>Entrada de combustível nos injetores auxiliares</b>	
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura estática = 298 K
Vazão em massa	1,222 kg/s
<b>Saída</b>	
Regime do escoamento	Subsônico
Massa e momento	Pressão total média
Pressão relativa	101869 Pa
<b>Paredes</b>	
Transferência de calor	Adiabática
Radiação térmica	Opaco
Influência da parede no escoamento	Sem escorregamento

### 5.2.2 Definição dos modelos utilizados

Para os modelos de turbulência, combustão e radiação foram utilizados dados da literatura para a confirmação da eficiência na utilização de alguns modelos, porém os modelos utilizados neste trabalho foram os que mais se adequaram à representação dos modelos físicos.

Para a determinação do melhor modelo de turbulência a ser utilizado, foi necessária realizar uma validação dos modelos de turbulência mais comumente utilizados por pesquisadores no decorrer dos últimos anos.

Ameri (2013), fez a comparação dos resultados do modelo de tensões de Reynolds e RNG K- $\epsilon$  em que mostra uma diferença insignificante na modelagem do *inlet duct* de uma caldeira de recuperação. Portanto, parece que RNG K- $\epsilon$  é a melhor escolha já que este modelo tem mostrado uma estabilidade mais poderosa do que os outros.

O modelo utilizado neste trabalho foi o SST.

Existem alguns critérios para a escolha do modelo de combustão que é mais adequado para cada utilização. Um desses critérios, que pode ser considerado um ponto de partida para essa escolha, é o tipo de regime (difuso ou pré-misturado) presente no processo de queima.

Neste trabalho foram realizadas análises para a queima do gás natural através do regime de chama não pré-misturado.

Para a utilização dos modelos de combustão, faz-se necessária a validação dos mesmos, porém como não se dispõe dos experimentais com o queimador simplificado instalado, foi utilizada a literatura como ponto de partida para a escolha dos modelos de combustão, para chamas não pré-misturadas ou difusivas.

O modelo de combustão utilizado foi o modelo *Eddy Dissipation*. O modelo *Eddy Dissipation* tem como fundamento que a reação química ocorre mais rapidamente do que o processo de transporte do escoamento. Assim, quando os reagentes se misturam a nível molecular, instantaneamente os produtos são formados. Este modelo assume que a taxa de reação está diretamente relacionada com o tempo em que os reagentes levam para se misturarem a nível molecular. Em escoamentos turbulentos essa taxa é dominada pelas propriedades turbulentas, portanto, a taxa é proporcional a um tempo de mistura definida pela energia cinética turbulenta,  $k$ , e a sua taxa de dissipação  $\epsilon$ . Este conceito de controle da reação é aplicado em diversos problemas de combustão a nível industrial onde a taxa de reação química é mais rápida do que a taxa de mistura das espécies (ABDU, 2005).

O queimador transfere calor da chama para o fluxo do gás de exaustão e depois para a carcaça do *inlet duct*. Este por sua vez transfere uma parte para o meio ambiente e outra parte é retransmitida para o fluxo do gás de exaustão.

Aproximação P1 e Método das transferências Discretas são adequadas para representação da radiação em equipamentos de combustão confinada como fornalhas e caldeiras em que o meio participante pode ser considerado semi-transparente e a geometria do domínio computacional não apresenta regiões de razão de aspecto elevadas (FERREIRA et al 2014).

O modelo de radiação utilizado para este trabalho foi o P1, pois foi considerada a presença de fuligem no processo de combustão.

Para cada simulação, deve ser especificado o erro alvo máximo para a execução dos cálculos, como também o número de iterações para que se alcance essa precisão especificada.

Deve-se lembrar de que se o erro alvo for alcançado com um número de iterações menor que o especificado, o cálculo interrompe automaticamente. No caso de queimadores, como o processo de combustão é muito complexo, o número de iterações necessárias para alcançar o erro alvo é elevado, pois as equações que regem este fenômeno são complexas.

Para o processo de queima do gás natural quando o *duct burner* está instalado foram utilizados os seguintes critérios de convergência, Tabela 5.8.

Tabela 5.8 Critérios de convergência

<b>Critério</b>	<b>Valor</b>
Erro alvo	$10^{-5}$
Número de iterações	1000

É importante salientar que a análise dos gráficos de convergência também está ligada aos resultados experimentais. Quando o erro alvo não é atingido, porém a curva de convergência está estável em torno de um valor próximo ao estipulado, pode-se fazer uma comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais, para a verificação da adequação do resultado.

## Capítulo 6

# RESULTADO E ANÁLISE DA MODELAGEM DOS INJETORES AUXILIARES

Neste capítulo apresentam-se os resultados das simulações realizadas com o modelo atual da seção de entrada da caldeira e também simulações com os testes para a inclusão do queimador de duto.

Antes de qualquer análise ser realizada, vale lembrar o objetivo da inclusão do queimador auxiliar no duto na seção de entrada da caldeira, é aumentar a temperatura de 488,7 °C (761 K) para o máximo de 540 °C (813 K) sugerido pelo fabricante devido à margem de segurança para o material das tubulações da caldeira. Assim, tem-se uma temperatura máxima uniforme durante toda a operação e um maior desempenho na geração de vapor na caldeira. Na Figura 6.1 é demonstrado o resultado da modelagem do duto de entrada da HRSG como se encontra atualmente, sem a adição de injetores auxiliares.

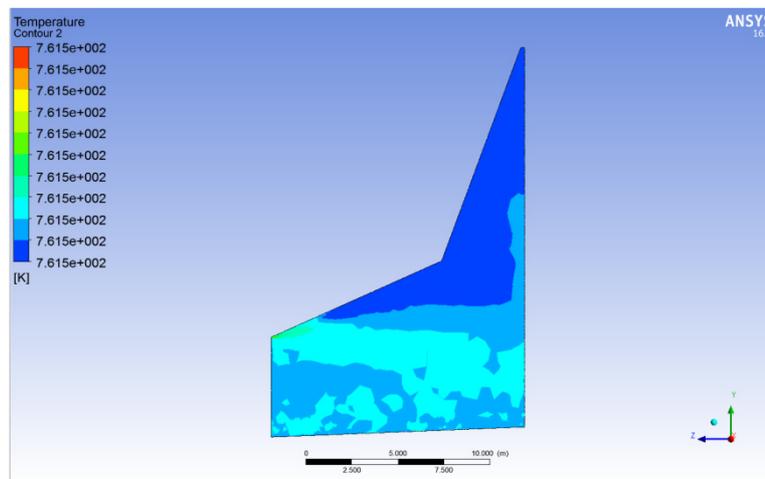


Figura 6.1 Resultado da modelagem do duto de entrada HRSG estudada sem a adição de injetores auxiliares.

Os casos com as condições de contorno discutidas no capítulo 5 para o duto de entrada da HRSG da CSA são adotados neste capítulo. Baseado no Manual da Kawasaki (2007), utilizando o software ICEM CFD 16 foi gerada a geometria demonstrada na Figura 6.2. Foram realizadas as seguintes simulações:

- um modelo de escoamento computacional sem queima suplementar,
- um modelo de escoamento computacional com queima suplementar alterando a posição dos injetores e alterando a quantidade de injeção de gás natural e inserindo aletas direcionadoras,
- um modelo de escoamento computacional com queima suplementar e alterando a quantidade de injetores auxiliares e o posicionamento das aletas direcionadoras.

Em todos os casos, as dimensões do duto serão mantidas, as modificações serão relacionadas as aletas colocadas na entrada do duto, vazão de gás natural inserida nos injetores auxiliares, quantidade e posicionamento dos injetores auxiliares.

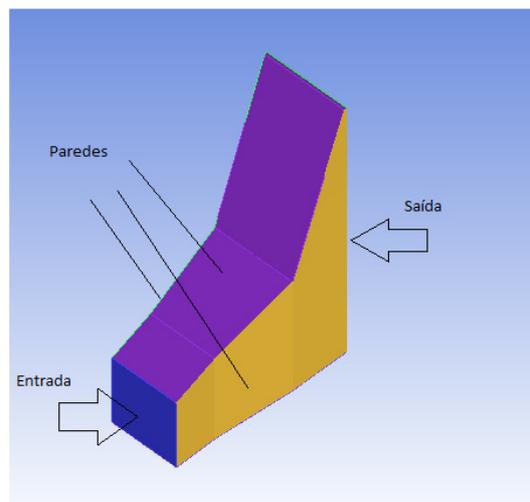


Figura 6.2 Definição da entrada e saída na geometria do duto de entrada da HRSG.

A distribuição da velocidade do gás no duto de entrada da HRSG é importante, porque o canal de entrada dirige o fluxo do gás da exaustão da GT às superfícies do trocador de calor no HRSG. Uma distribuição uniforme da velocidade dos gases nos trocadores de calor é desejada para um desempenho térmico estável. As regiões com redemoinhos no duto de entrada devem ser limitadas. Especialmente no caso de um sistema HRSG projetado para operar do lado onde vem os gases de exaustão da GT, a entrada da velocidade do escoamento tende para um lado, o que resulta em grande área de recirculação de gases de escape no duto de admissão.

Esta HRSG é projetada para operar com os gases de escape da GT. É necessário adicionar alguns dispositivos de controle do escoamento como a grade de distribuição no duto de admissão da HRSG para fornecer uma uniformidade na distribuição de gás nos queimadores auxiliares (*duct burners*), que estão localizados entre admissão dos gases da GT e os trocadores de calor. Os casos analisados são explicados e detalhados adiante, todas as análises e simulações tiveram um objetivo, buscar a uniformidade da temperatura, próxima dos 540 °C (813 K), na entrada da HRSG.

Para a realização desse estudo, foram realizadas mais de 30 simulações, mais nesse trabalho serão demonstrados os nove casos que trouxeram um melhor resultado, a seguir são ilustrados e demonstrados esses.

## 6.1 CASO 01

No caso 01, foi gerado um duto como se encontra atualmente na HRSG da CSA, sem nenhuma modificação, para verificar e demonstrar a temperatura de saída, e com realizar algumas análises de como o duto de entrada da HRSG se encontra atualmente. Atualmente o duto de entrada da HRSG possui uma temperatura de 761 K na sua saída e na entrada da HRSG, mais esse valor pode ser aumentado para 813 K, o que é permitido, valor obtido no manual da Kawasaki, fabricante da HRSG.

Foram realizadas 1000 iterações. O número de 680.008 elementos de volume e 143.395 nós foram utilizados, pois os mesmos fornecem uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria.

Na Figura 6.3 é demonstrado o resultado da temperatura na entrada da HRSG. É demonstrado que a temperatura nesse caso não sofre nenhuma interferência e se mantém uniforme na saída, e conseqüentemente a temperatura na entrada da HRSG é uniforme.

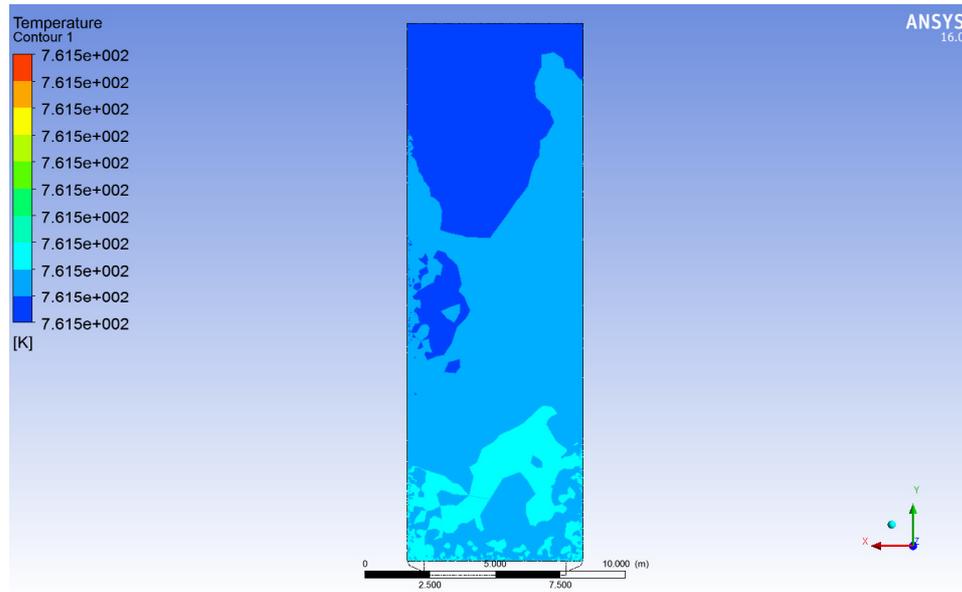


Figura 6.3 Resultado da temperatura na saída do duto para o caso 01.

Na Figura 6.4 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um escoamento principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção e isso causa uma diferença no escoamento pelo fato da GT e HRSG estarem ao mesmo nível do solo.

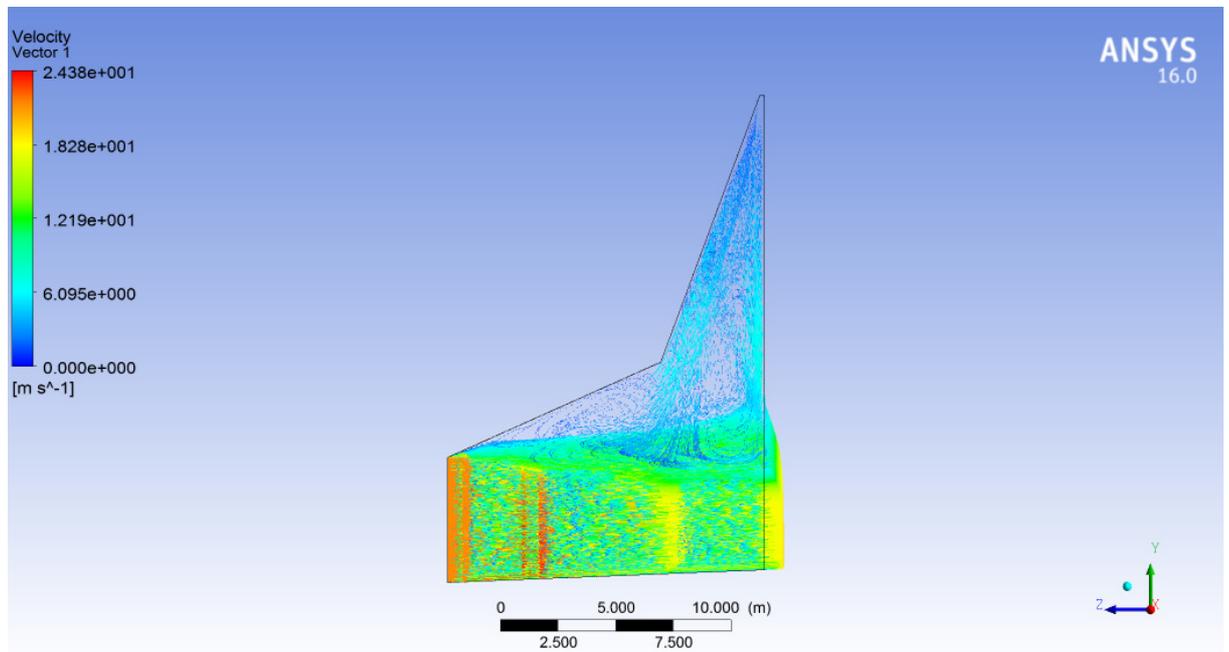


Figura 6.4 Perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal

A média de velocidade na entrada da seção é de 21,55 m/s. Na saída a média de velocidade é de 8,05 m/s devido ao caminho que o escoamento é submetido. Esse valor é

obtido utilizando a ferramenta *calculator* do CFD POST.

Na Figura 6.5 pode-se observar as regiões de recirculação na zona do duto de entrada da HRSG com baixa pressão e velocidade. De acordo com a literatura estas perturbações no fluxo de calor estão comumente associadas aos projetos atuais de construção e instalação das HRSGs que apresentam uma zona de transição muito curta entre a GT (*Gás Turbine*) e a HRSG.

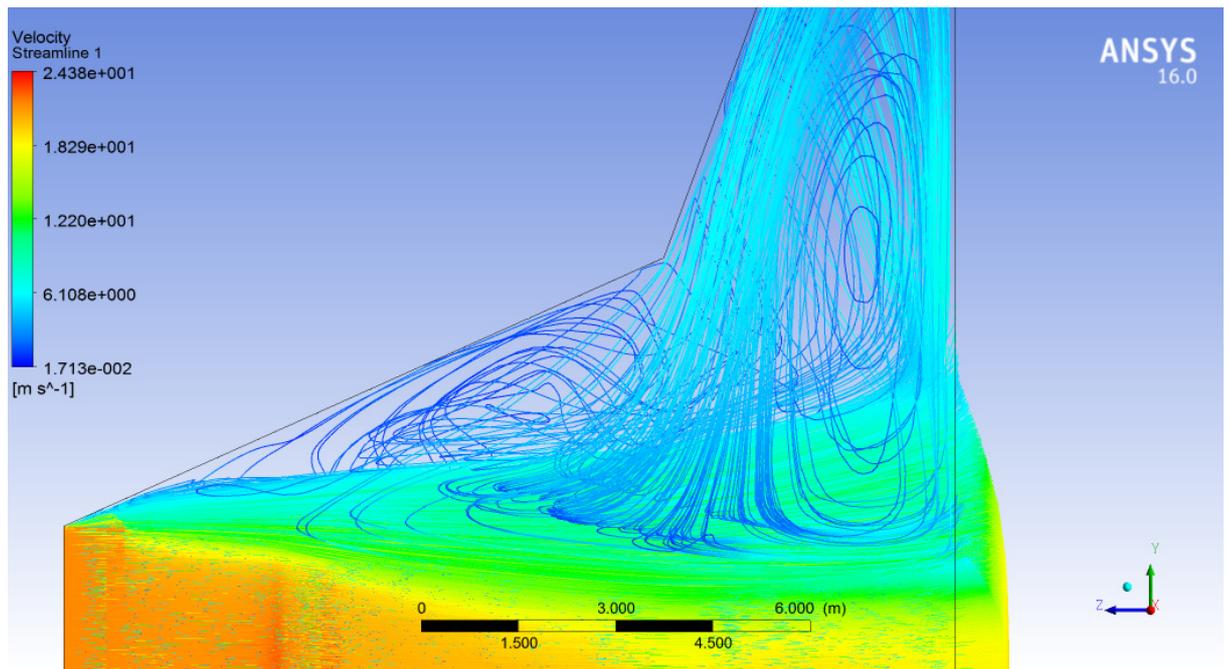


Figura 6.5 Visualização das zonas de recirculação dentro do duto de entrada da HRSG.

Como as paredes são consideradas adiabáticas nesta simulação e devido ao perfil de velocidade analisada na Figura 6.5, pode-se esperar um perfil de temperatura na entrada da caldeira uniforme. É observado na Figura 6.6 que há uma variação mínima na temperatura entre a entrada e a saída do duto de entrada da HRSG.

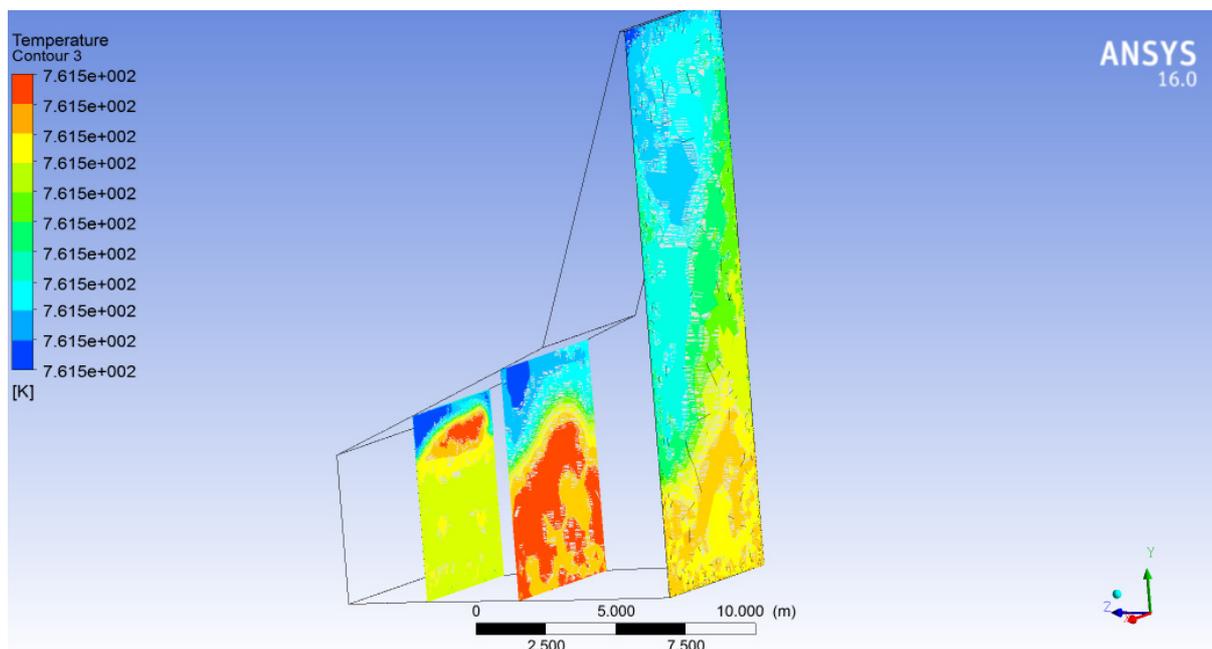


Figura 6.6 Distribuição de temperatura dentro do duto da HRSG.

No caso 01, é verificada a temperatura de 761 K na saída do duto, de acordo com o manual da Kawasaki, fabricante da HRSG, essa temperatura está dentro do limite aceitável de utilização, pois não irá prejudicar a utilização da HRSG. Os materiais dos elementos da HRSG suportam a temperatura de 813 K, então foi buscado chegar nessa temperatura, para poder aproveitar o máximo possível a capacidade da HRSG e com isso aumentar a geração de vapor para a unidade.

## 6.2 CASO 02

No caso 02 será demonstrado uma modificação no duto para aumentar a temperatura de saída da HRSG.

Inicialmente, foi confeccionada uma geometria com a inclusão de um duct burner simplificado, localizado próximo à entrada do duto de entrada da caldeira. Foram criados 6 tubos, com 6 saídas de combustível (gás natural) na direção do escoamento principal de entrada na caldeira, conforme Figura 6.7.

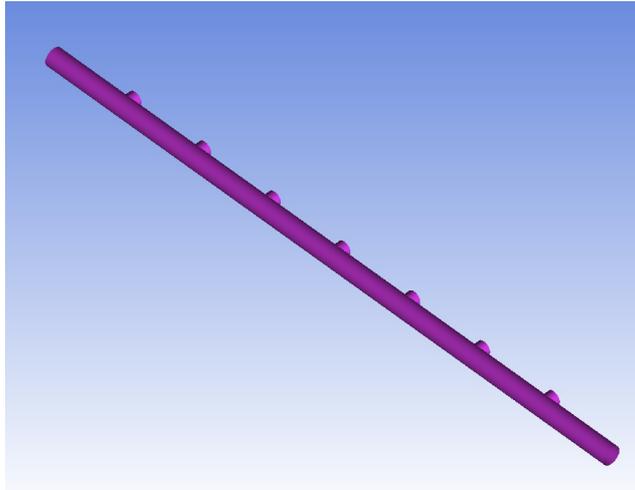


Figura 6.7 Injetor de gás natural para o caso 02

O valor para a vazão mássica de gás natural estimada em um estudo realizado pela Kawasaki é de 4.400 kg/h, ou seja 1,222 kg/s. Vieira (2015) realizou uma análise no duto da entrada da HRSG da CSA e verificou que esse valor resultava em uma temperatura superior a permitida no manual da Kawasaki, esse resultado é demonstrado na Figura 6.8.

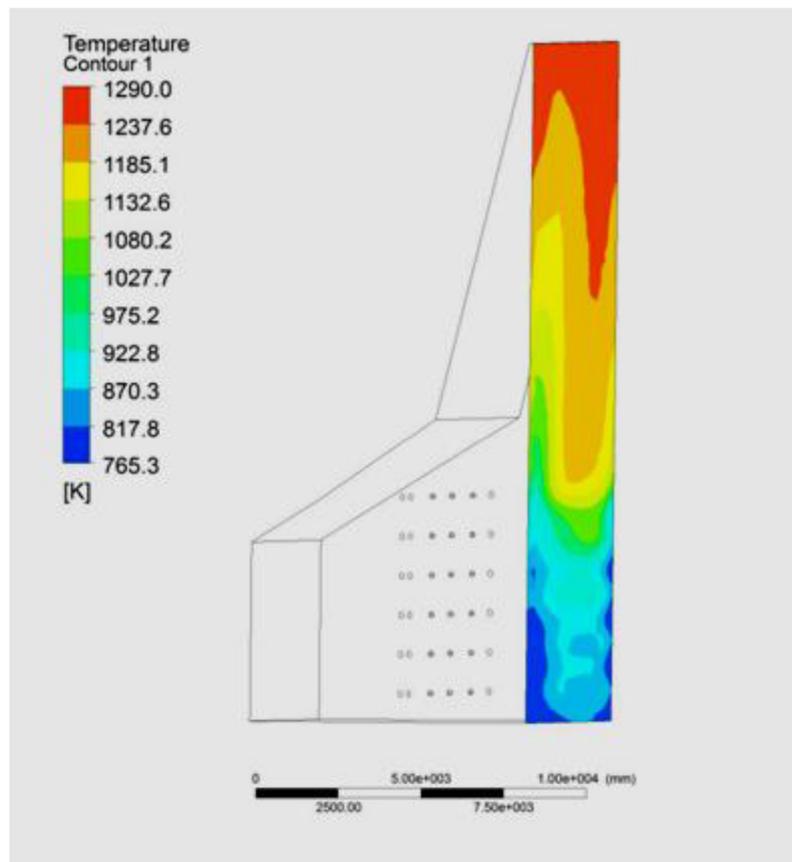


Figura 6.8 Temperatura na entrada da HRSG.

Fonte: Vieira (2015)

Vieira(2015) chegou no valor de 0,4398 kg/s para a vazão de gás natural a ser inserida nos injetores auxiliares que mais se aproxima da temperatura de 540 °C (813 K). Baseado na literatura, ele também inseriu aletas direcionadoras para buscar uma uniformidade na temperatura da entrada da HRSG. A Figura 6.9 demonstra o resultado final obtido no estudo realizado por Vieira (2015).

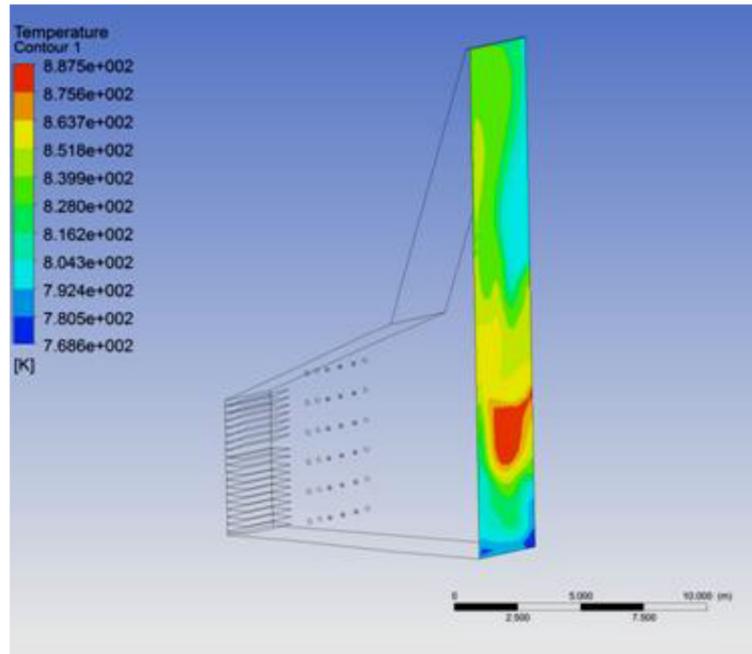


Figura 6.9 Perfil de temperatura na entrada da caldeira.

Fonte: Vieira (2015)

Com base nos estudos de Vieira (2015) e seguindo algumas sugestões de trabalho propostas em seu trabalho, o caso 02 foi baseado. Para começar o estudo, foi realizada uma simulação baseada no trabalho de Vieira (2015).

A geometria para o caso 02 é demonstrada na Figura 6.10. Os injetores de gás natural estão instalados a 5000 milímetros da entrada do duto. Demonstrado na Figura 6.10.

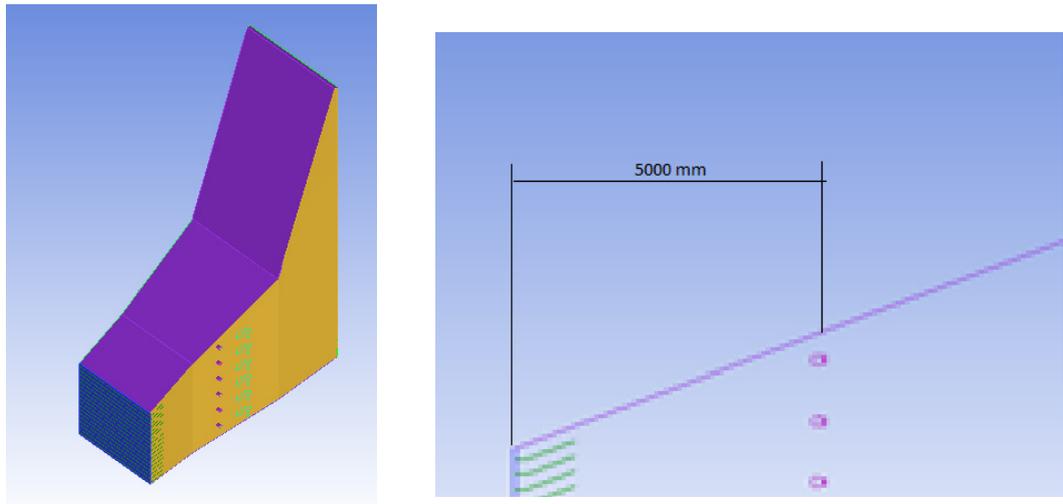


Figura 6.10 Posicionamento dos injetores auxiliares.

Na Figura 6.11 é demonstrado as características da geometria do injetor auxiliar para o caso 02.

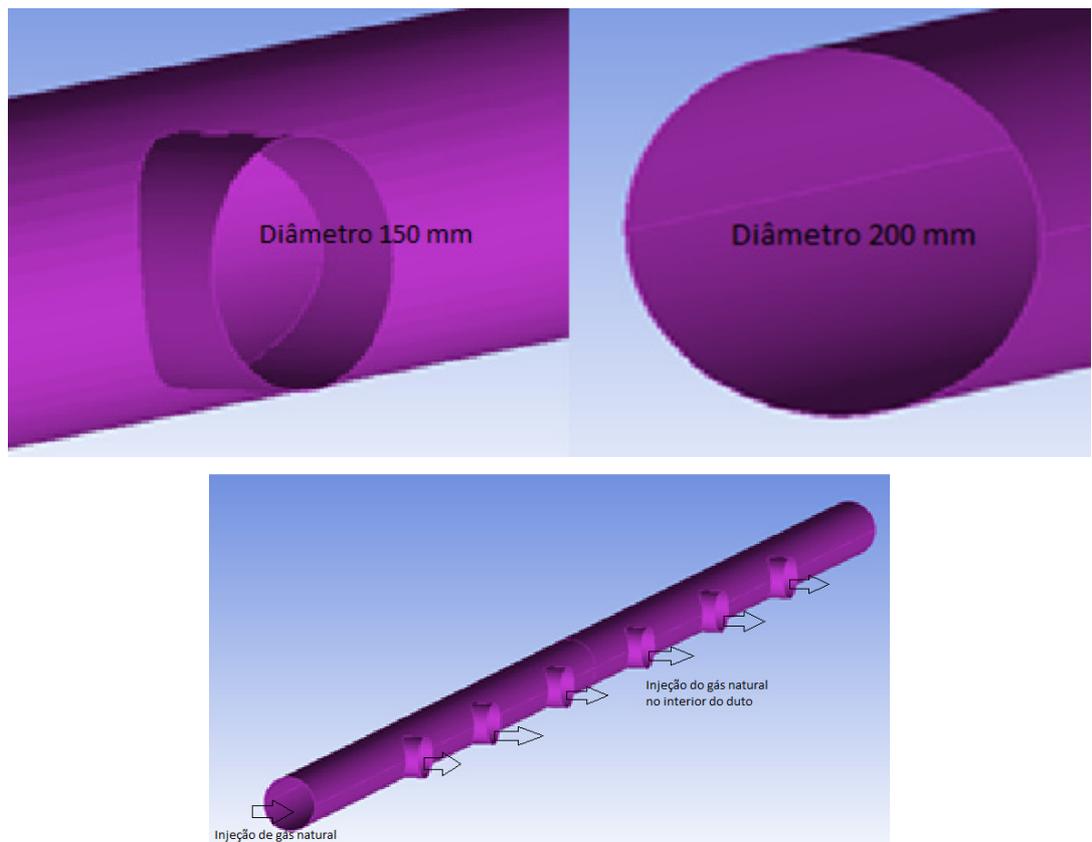


Figura 6.11 Dimensionamento dos injetores auxiliares para o caso 02.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 4.501.179 elementos de volume e 907.341 nós foram utilizados, pois os mesmos forneceram a uma boa

discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria.

Para realizar as análises no interior do duto foi criando um plano central no interior do duto, esse plano é demonstrado na Figura 6.12.

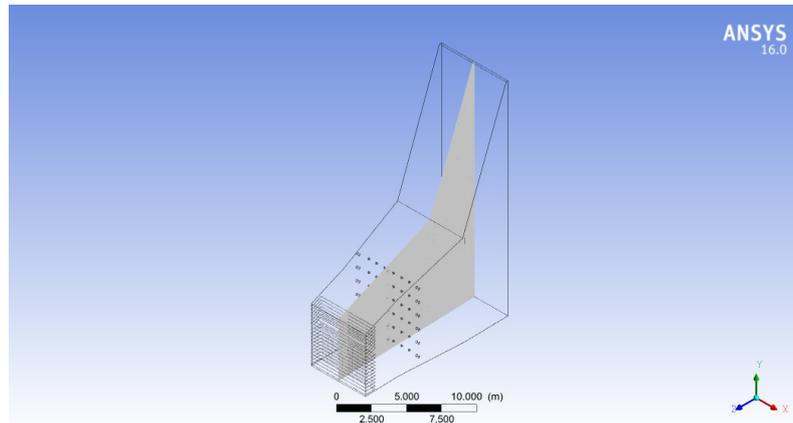


Figura 6.12 Plano central criado no interior do duto de entrada da HRSG.

Na Figura 6.13 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. A média de velocidade na entrada da seção é de 21,63 m/s. Na saída a média de velocidade é de 7,8 m/s devido à difusão do escoamento. Através do perfil de velocidade, observa-se que o escoamento se divide fazendo que a região de baixa pressão seja agora bem menor, distribuindo melhor a temperatura. As aletas colocadas na entrada da seção direcionam o escoamento criando uma nova corrente com velocidades maiores.

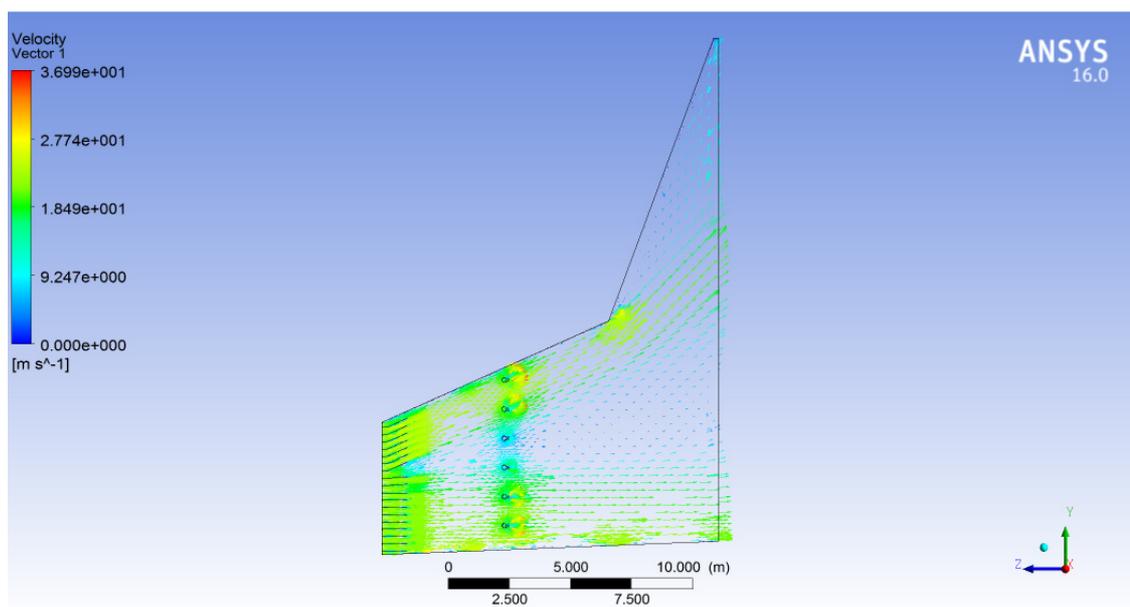


Figura 6.13 Perfil de velocidade para o caso 02

É visualizado na Figura 6.14 que a temperatura está muito acima da temperatura alvo, 813 K, e também existe um gradiente de temperatura muito alto, 136 K. Também é verificado uma falta de uniformidade na entrada da HRSG (ou saída do duto).

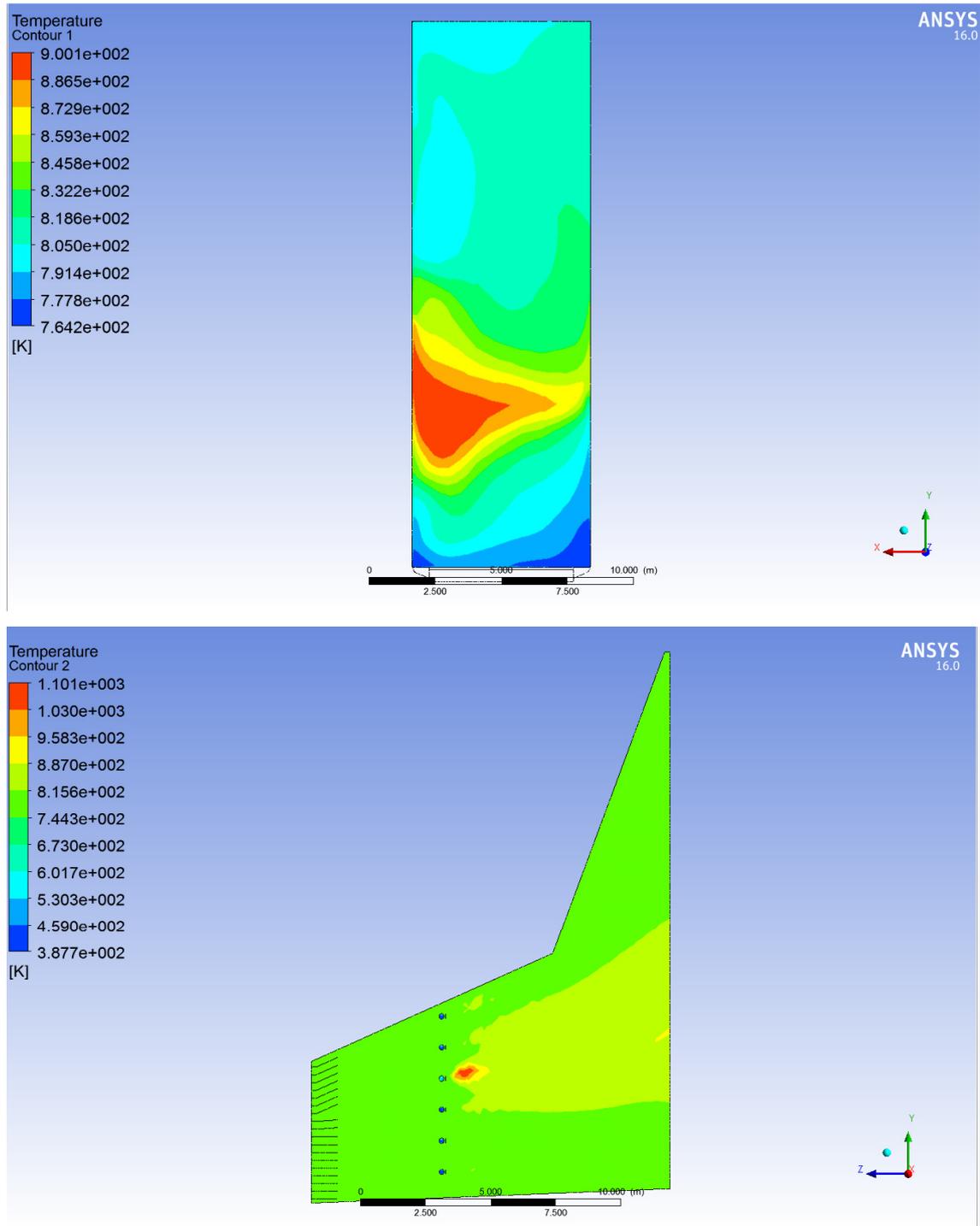


Figura 6.14 Resultado da simulação do caso 02

No caso 02, é verificado uma variação de temperatura de 136 K. Esse gradiente de

temperatura está muito alto, não sendo um bom resultado. A literatura e fabricantes de HRSG sugerem um gradiente inferior a 40 K. Também foi visto áreas com temperaturas de 900 K, essa temperatura está acima do valor permitido, que é 813 K, isso não é um bom resultado. Sendo que essas áreas com temperatura elevada podem prejudicar o funcionamento da HRSG, como essas áreas possuem temperaturas acima do permitido, alguns elementos da HRSG são fabricados com materiais que serão prejudicados com essa temperatura elevada. É visto que essas modificações feitas no caso 02 não são uma boa solução para aumentar a produção de vapor.

### **6.3 CASO 03**

Visto que as modificações no caso 02, não foram uma boa solução para alcançar nosso objetivo de aumentar a temperatura da saída do duto, para o máximo de 813 K, foi feita uma outra modificação para buscar esse aumento de temperatura. No caso 03, foi feita apenas a modificação na quantidade como é injetado o gás natural nos injetores auxiliares.

No caso 03, será adotado as mesmas condições para os casos anteriores. Nesse caso são colocadas aletas na entrada do duto e a utilização de seis injetores auxiliares. A modificação realizada foi na injeção de gás natural nos injetores. O valor de gás natural foi de 0,4398 kg/s, sendo que 50% desse valor foi inserido no primeiro e no último injetor e os outros 50% inserido nos outros injetores, essa distribuição é visualizada na figura 6.15.

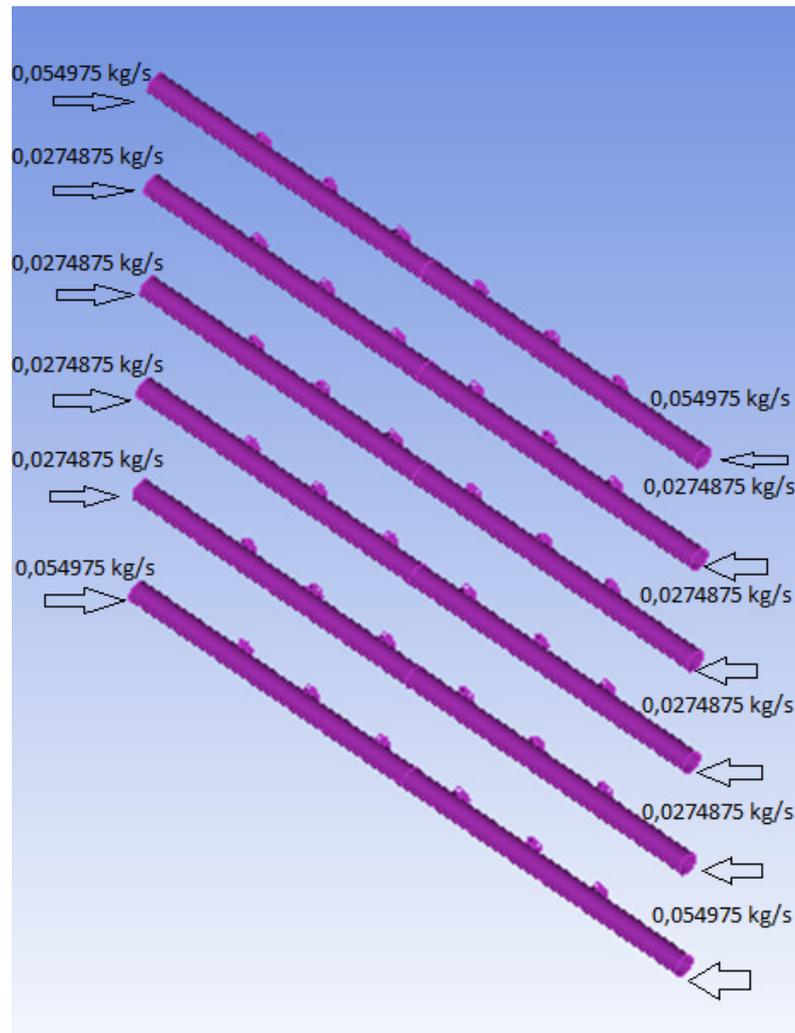


Figura 6.15 Distribuição do gás natural para o caso 03.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 4.501.179 elementos de volume e 907.341 nós foram utilizados, os mesmos forneceram uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria. Pode-se notar, que o número de nós e elementos são iguais ao caso anterior, isso ocorre porque, mudou apenas a condição de contorno.

Na Figura 6.16 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um escoamento principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do fluxo. É verificado que uma zona de baixa velocidade é localizada no centro e na parte superior do duto de entrada da HRSG.

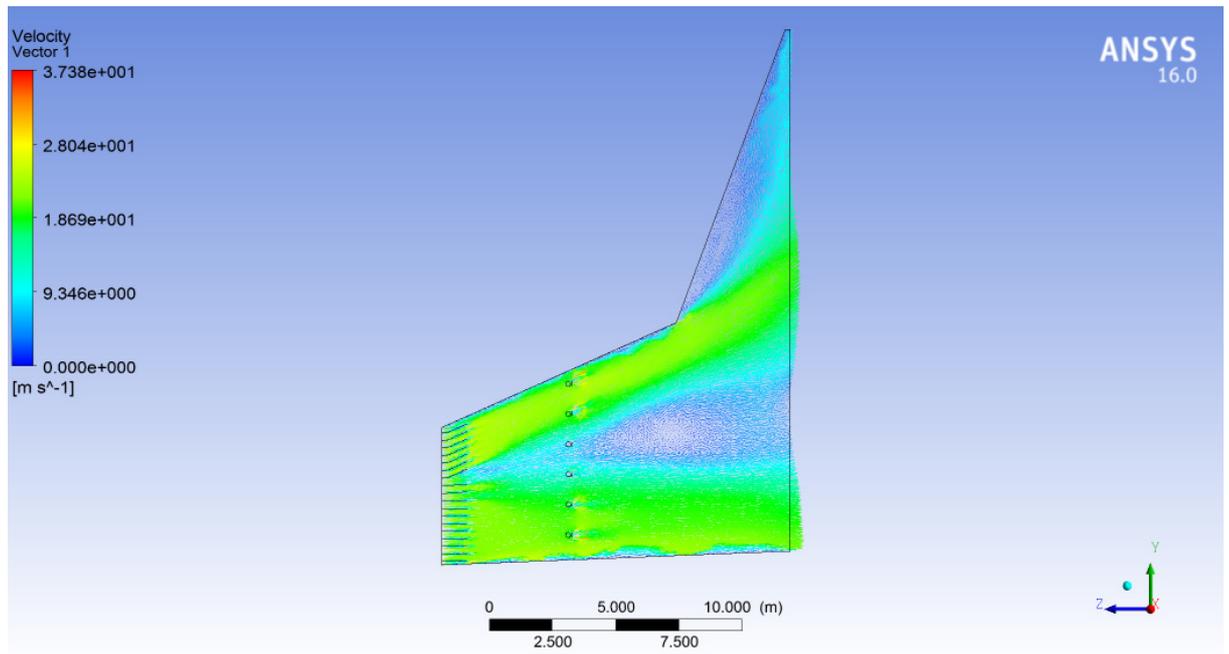


Figura 6.16 Contorno de velocidade no plano central no interior do duto para o caso 03.

A média de velocidade na entrada da seção é de 21,63 m/s. Na saída a média de velocidade é de 7,38 m/s devido à difusão do escoamento.

A Figura 6.17 demonstra os resultados obtidos após 1000 interações. Na Figura 6.17, é verificado que a temperatura está acima da temperatura alvo e ainda com essa modificação não foi alcançado a uniformidade e continua com um grande gradiente de temperatura.

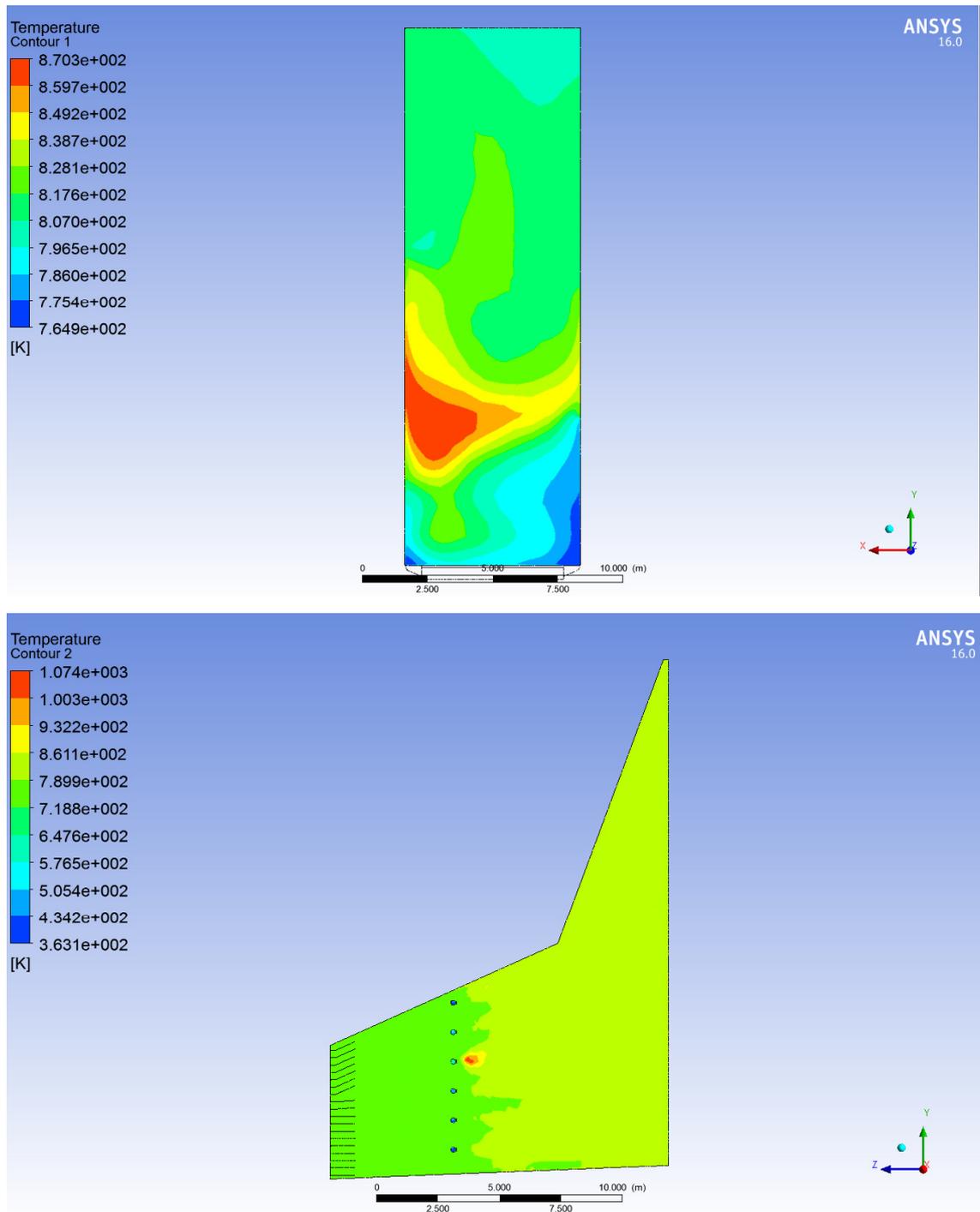


Figura 6.17 Resultado da simulação do caso 03.

No caso 03, é visto que essas modificações não são uma boa solução. Na figura 6.17, é visto áreas com temperaturas de 870 K, essa temperatura está acima do permitido, que é 813 K, e isso irá prejudicar o funcionamento dos elementos da HRSG. O gradiente de

temperatura do caso 03 é 106 K, e de acordo com a literatura e manuais de fabricante de HRSG, esse gradiente é alto, não sendo um bom resultado.

## **6.4 CASO 04**

Visto que o caso 03 não foi uma boa solução, foi buscado uma nova solução para atingir a temperatura de 813 K ou uma temperatura próxima desse valor, e assim aumentar a geração de vapor da HRSG. No caso 04, será modificada apenas a quantidade de gás natural injetada em cada injetor auxiliar.

A quantidade de gás natural, utilizada nessa simulação foi de 0.4398 kg/s. Essa quantidade foi distribuída da seguinte forma: 30% nos dois injetores inferiores, 20% nos dois injetores intermediários e 50% nos dois injetores superiores. Essa distribuição é visualizada na Figura 6.18.

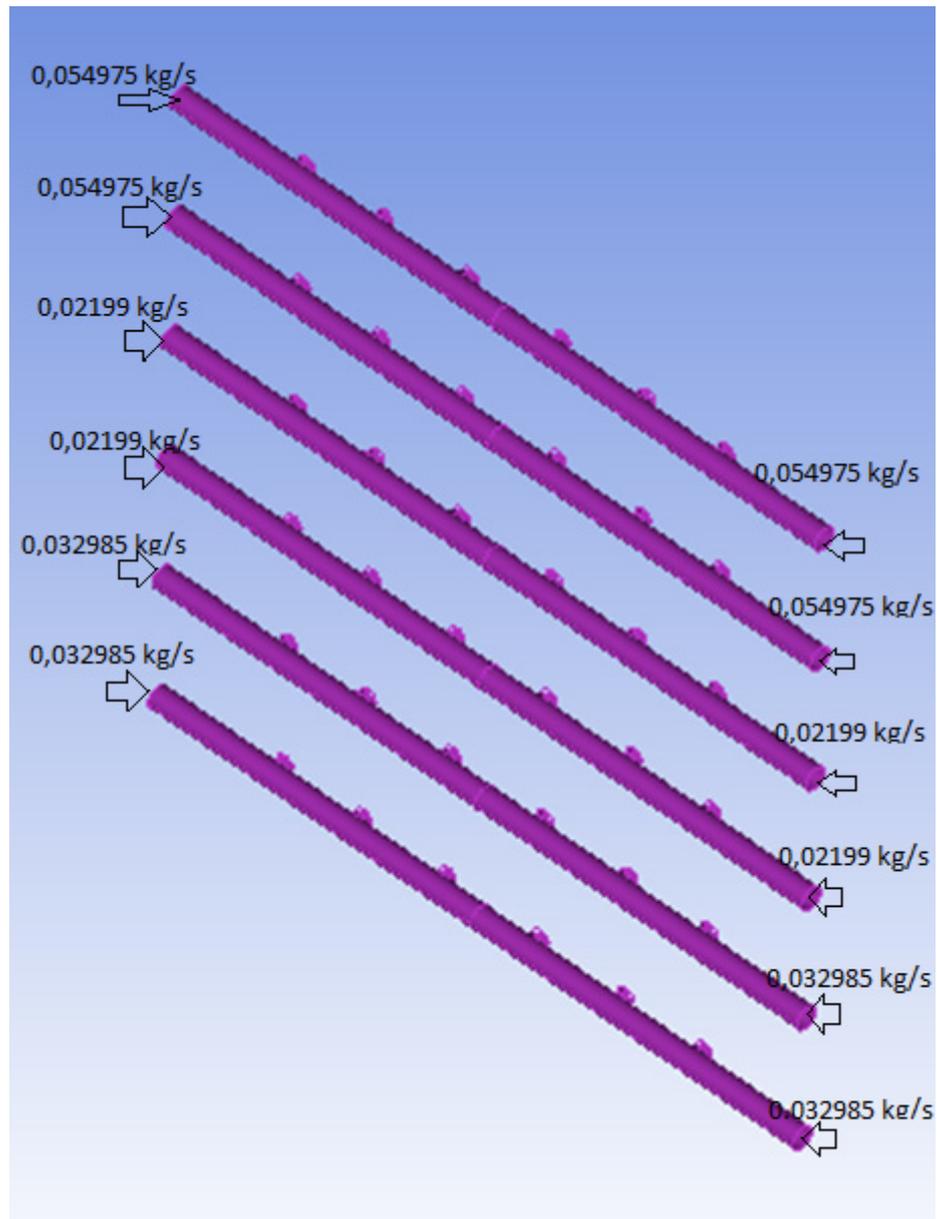


Figura 6.18 Distribuição do gás natural nos injetores para o Caso 04.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 4.501.179 elementos de volume e 907.341 nós foram utilizados, pois forneceram uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria. Pode-se notar, que o número de nós e elementos são iguais ao caso anterior, isso ocorre porque, mudou apenas a condição de contorno.

Na Figura 6.19 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um escoamento principal com velocidade mais elevada e

uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma variação do escoamento. É verificado que uma zona de baixa velocidade é localizada no centro e na parte superior do duto de entrada da HRSG.

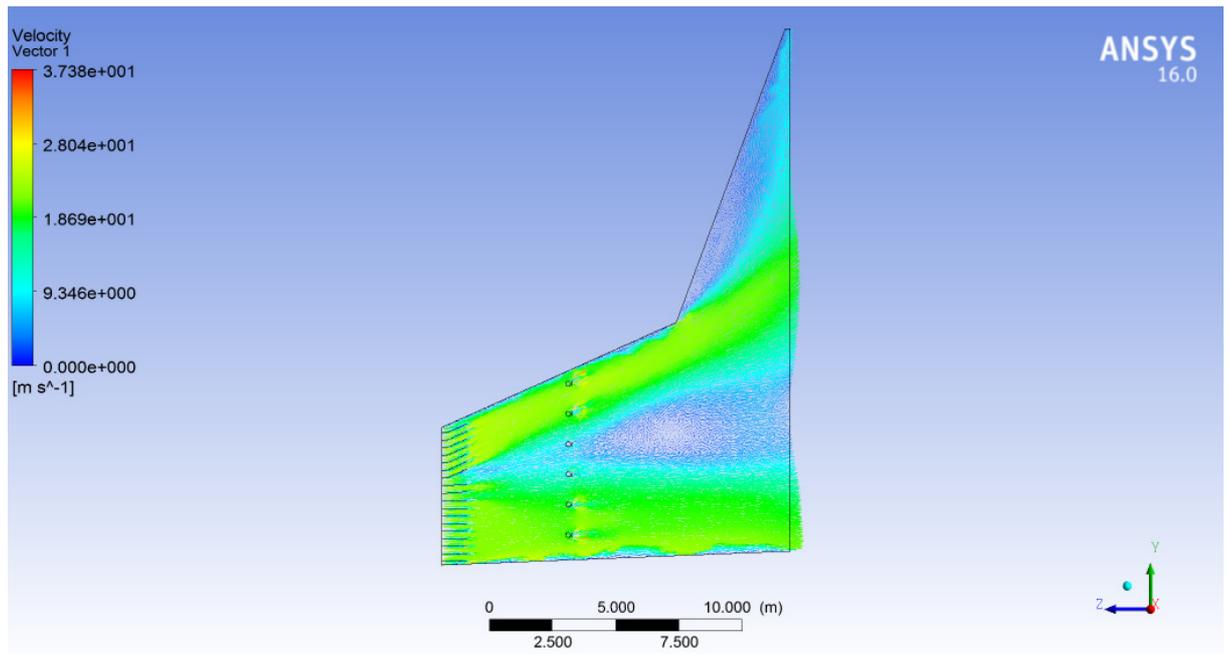


Figura 6.19 Distribuição de velocidade para o caso 04

Na Figura 6.20, verificamos que a temperatura está acima 50 K acima da temperatura alvo e a distribuição de temperatura ainda se encontra muito irregular, alto gradiente de temperatura.

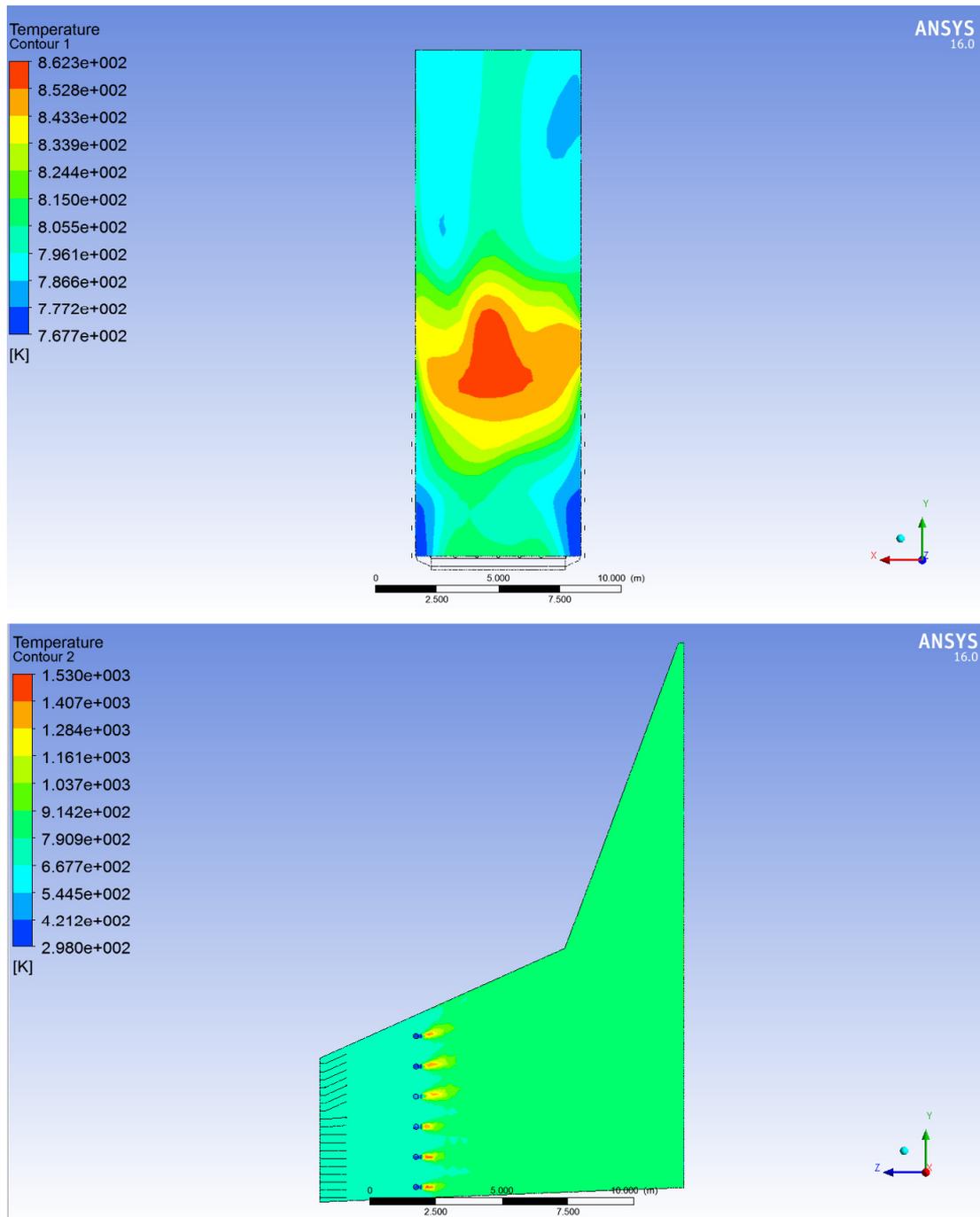


Figura 6.20 Demonstração do resultado para o caso 04.

É visto no caso 04, áreas com temperaturas acima do permitido que é 813 K. Na figura 6.20 é visto áreas com temperaturas de até 862 K, e isso está acima do permitido. A temperatura de 862 K, excede a temperatura recomendado pelo fabricante para um bom funcionamento da HRSG. Também é visto um gradiente de temperatura de 95 K, está acima do limite sugerido nas literaturas e manuais de fabricante.

## 6.5 CASO 05

Visto que o caso 04, não atingiu seu objetivo, foi feito um novo estudo. Como nos casos anteriores, foi visto áreas com temperaturas elevadas, vamos diminuir a quantidade de injeção de gás natural no estudo do caso 05. Nos casos anteriores, não modificamos a quantidade de injeção de gás natural, foi modificado apenas a forma de injeção, e foi verificado que isso não gerou resultados satisfatórios. Como nos casos anteriores sempre apresentou áreas com temperaturas elevadas, foi diminuído a injeção de gás natural em 5 %.

A modificação realizada nessa simulação é na injeção de gás natural nos injetores. A vazão mássica de 0,4398 kg/s de gás natural, será reduzida em 5 %, para buscar a temperatura de 540 °C ( 813 k ), com essa redução de 5 % é encontrado o valor de 0,41781 kg/s. A injeção dessa vazão mássica será feita da seguinte forma: 60 % será injetado nos injetores superiores e o restante nos outros injetores. Essa distribuição é ilustrada na Figura 6.21.

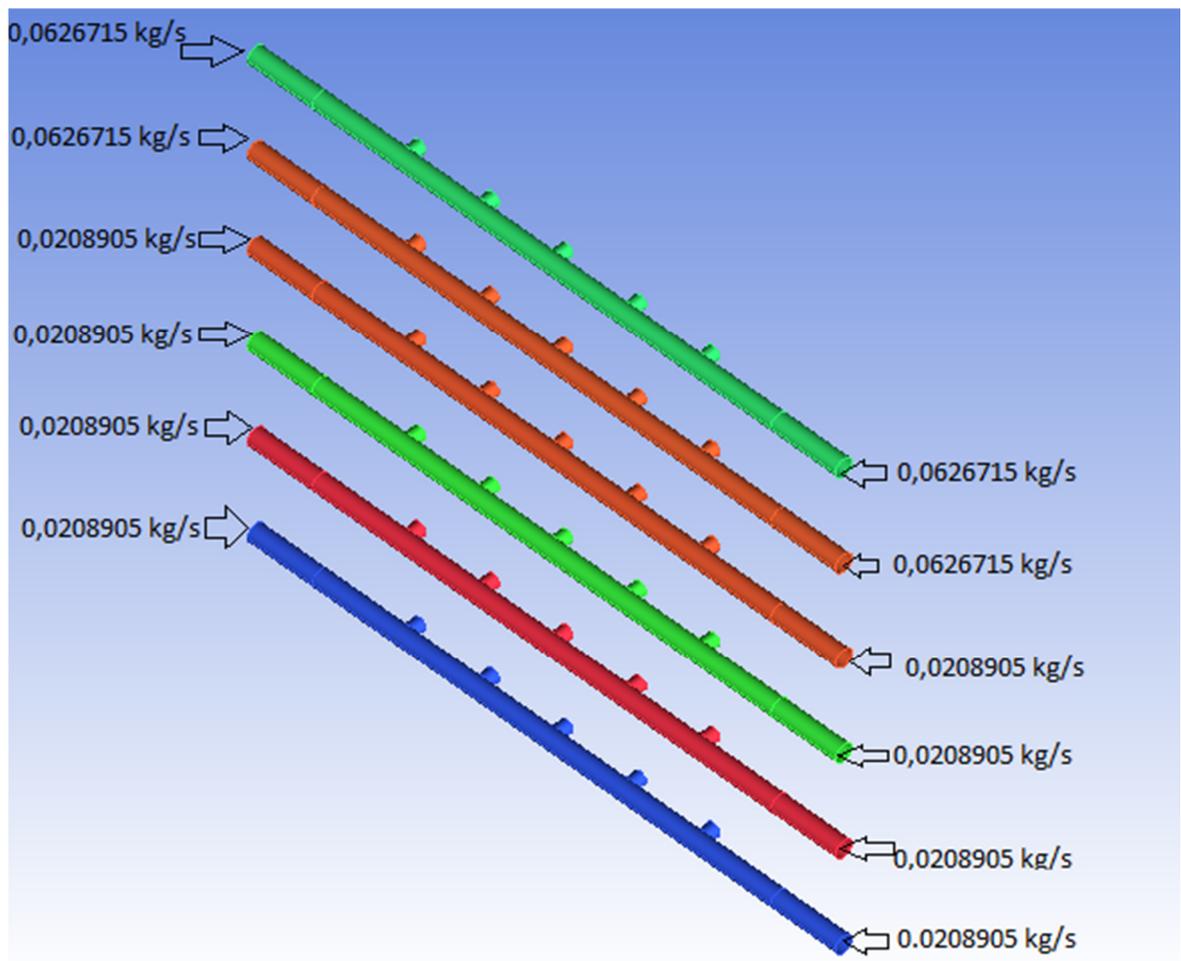


Figura 6.21 Distribuição de gás natural para o caso 05

A localização dos injetores também foi modificada, onde os injetores estão localizados a 3034 mm da entrada do duto, Figura 6.22. O modelo de turbulência e de combustão não foram modificados. A aletas continua com as mesmas características dos casos anteriores.

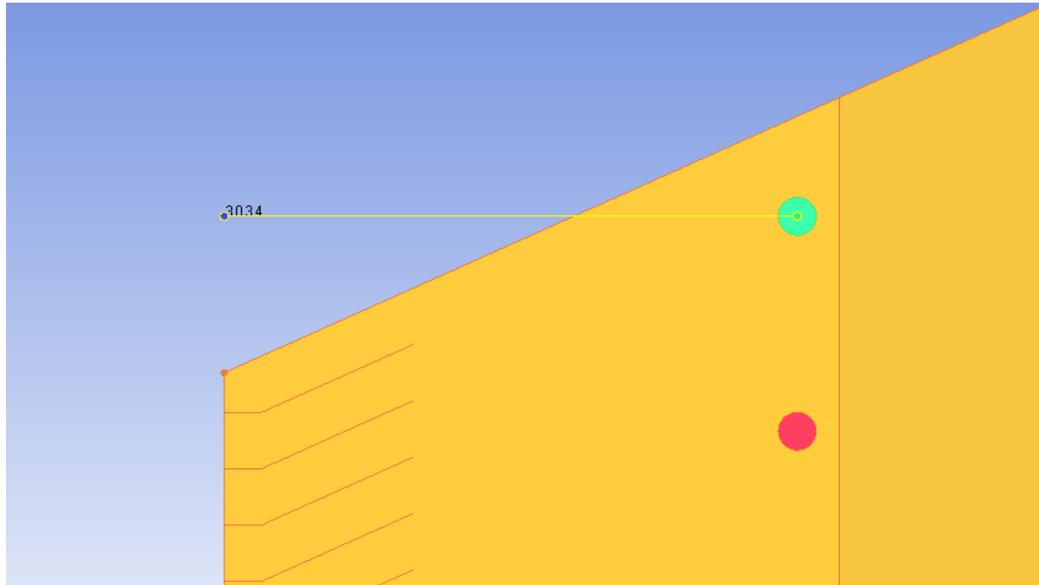


Figura 6.22 Geometria com mudança de posicionamento do injetor para o caso 06.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 7.661.227 elementos de volume e 1.538.189 nós foram utilizados, pois os mesmos forneceram a uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria. Esse caso possui uma malha diferente dos casos anteriores, porque houve uma modificação na geometria e teve que ser gerada uma nova malha.

Na Figura 6.23 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um escoamento principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do escoamento. É verificado que uma zona de baixa velocidade é localizada no centro e na parte superior do duto de entrada da HRSG.

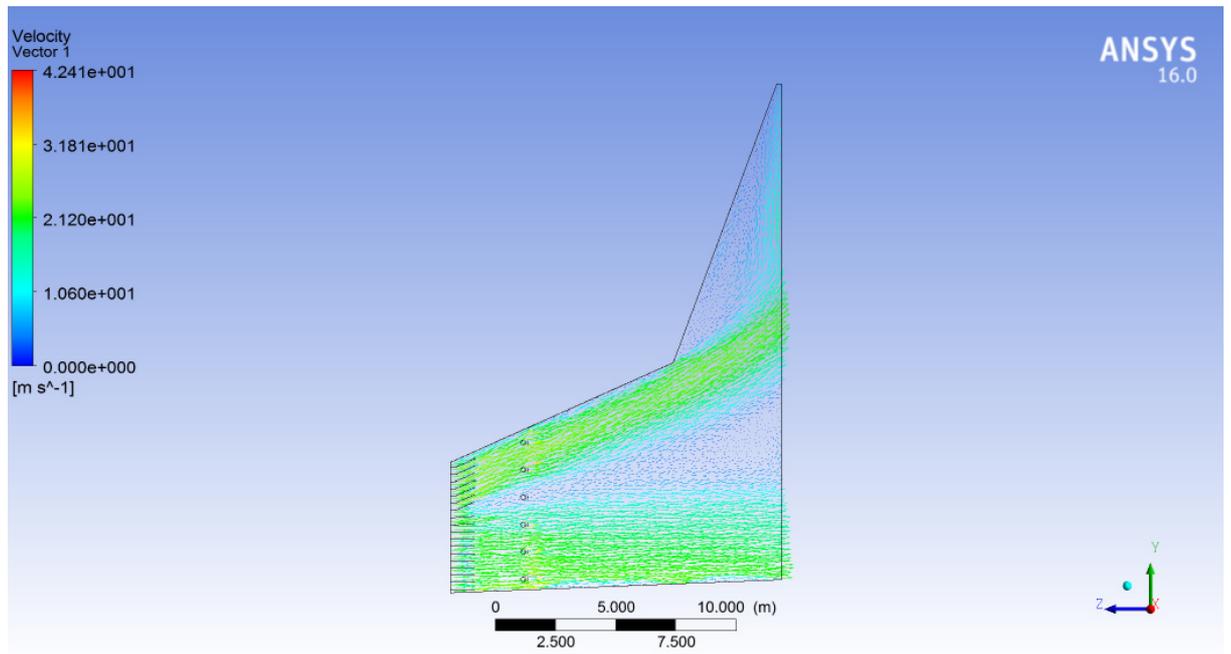


Figura 6.23 Distribuição de velocidade no plano central para o Caso 05.

A Figura 6.24 demonstra os resultados com essas modificações após 1000 interações. É verificado que a temperatura ainda se encontra acima da temperatura alvo e com um alto gradiente térmico.

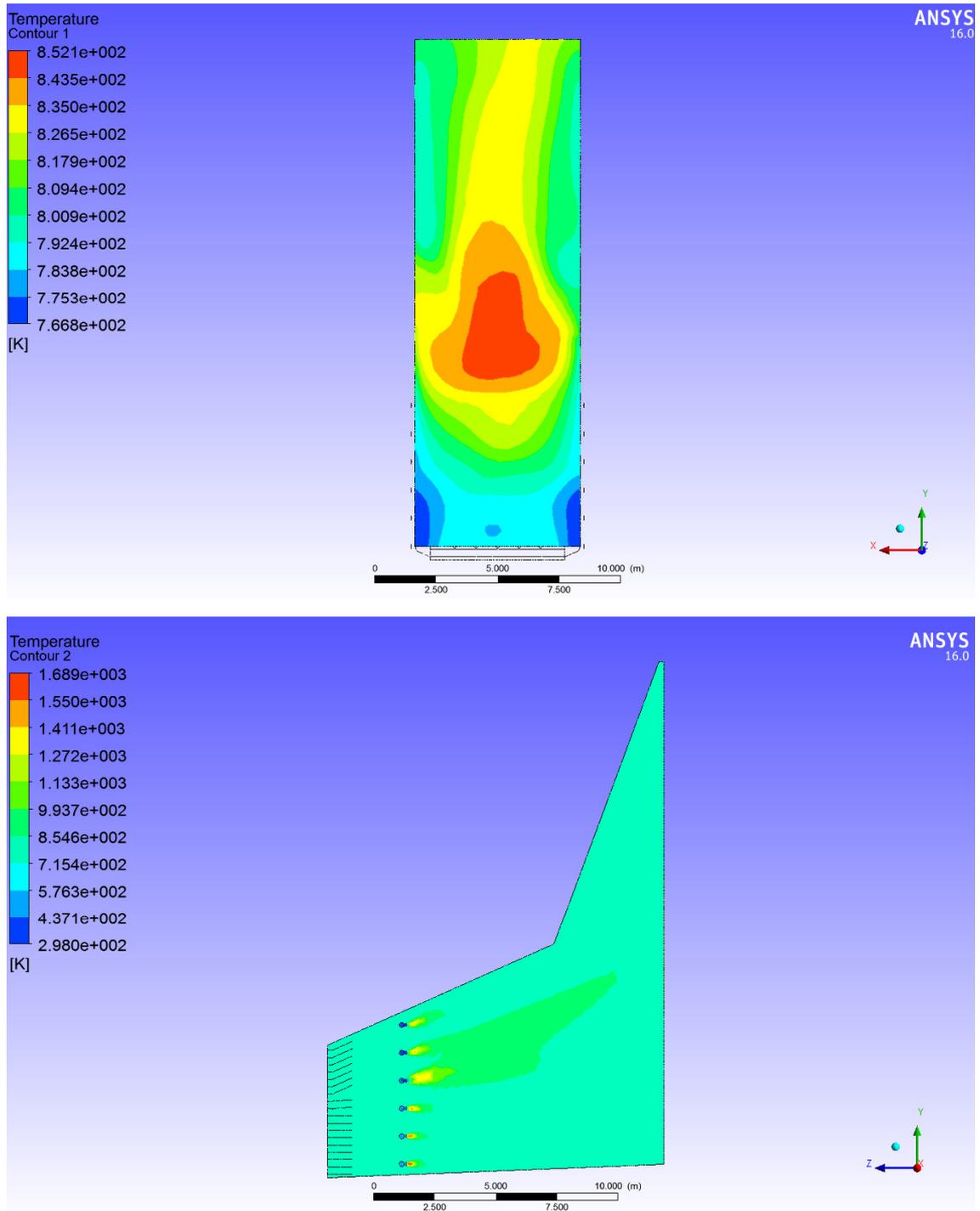


Figura 6.24 Resultado da simulação para o caso 05.

Na figura 6.24 é visualizado áreas com temperaturas de 852 K, temperatura acima do recomendado, que é 813 K. Também é verificado um gradiente de 86 K, de acordo com a literatura e manuais de fabricante, gradiente não satisfatório. Com esse valores, é verificado que as modificações demonstradas no caso 05, também não são satisfatórias. Mais é verificado que houve uma diminuição de temperatura nas áreas mais elevadas, se

aproximando da temperatura permitida.

## 6.6 CASO 06

Como no caso 05, ainda existem áreas com temperaturas elevadas, foi feito uma diminuição em 5 % do valor da vazão mássica usada no caso 05, para buscar diminuir a temperatura dessas áreas. E como também foi visualizado no caso 05, um gradiente alto de temperatura, foi feita modificações na quantidade de gás natural injetado nos injetores auxiliares. Essas modificações são demonstradas e analisadas no caso 06.

A modificação realizada nessa simulação foi na injeção de gás natural nos injetores, a vazão mássica de 0,41781 kg/s ( 5% de 0,4398 kg/s) de gás natural, foi reduzida em 5 %, para buscar a temperatura de 540 °C ( 813 K ), com essa redução de 5% é encontrado o valor de 0,3969195 kg/s. A injeção dessa vazão mássica foi feita da seguinte forma: 50% foi injetado no primeiro e no último injetor e o restante nos outros injetores. A localização dos injetores a ser analisada foi a mesma do caso anterior (caso 06). Essa distribuição é demonstrada na Figura 6.25.

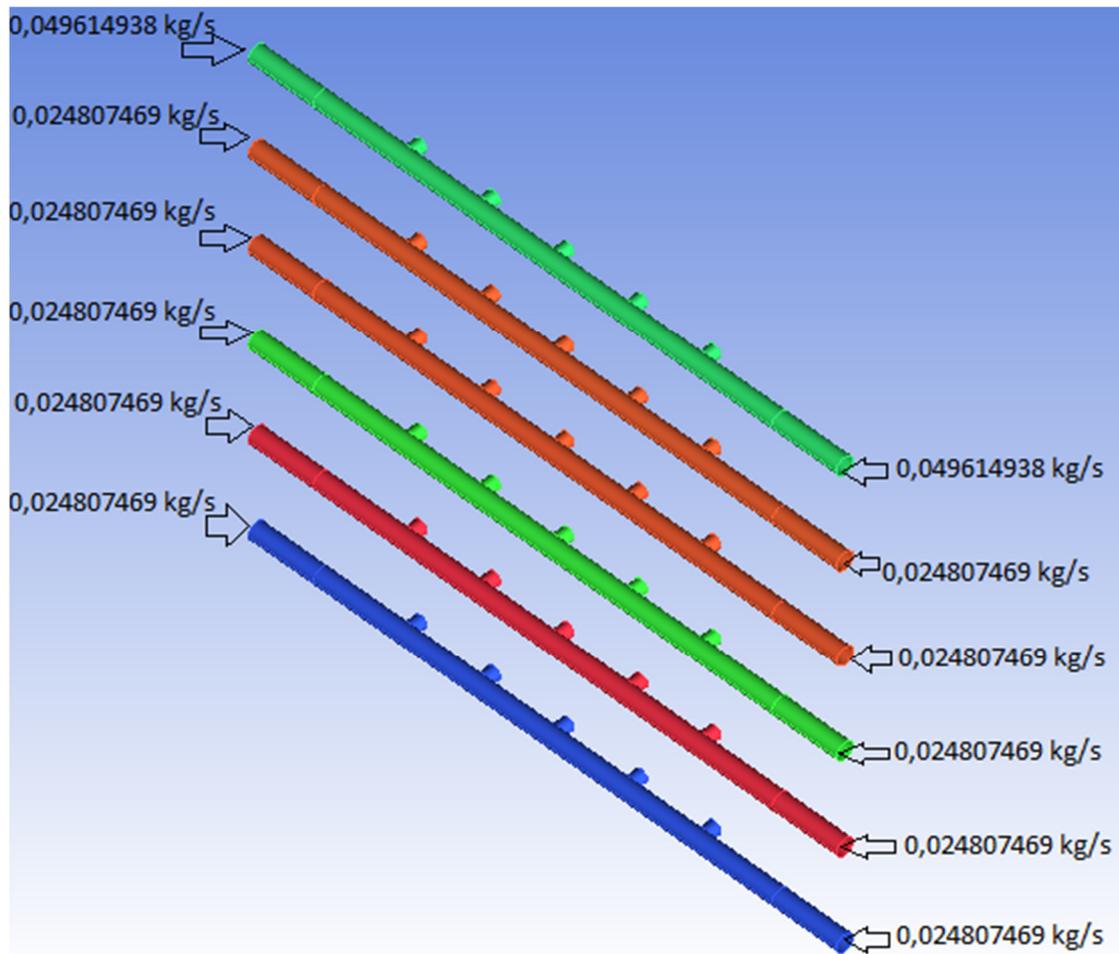


Figura 6.25 Distribuição do gás natural nos injetores auxiliares para o Caso 06.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 7.661.227 elementos de volume e 1.538.189 nós foram utilizados e os mesmos forneceram a uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria. Esse caso possui uma malha igual ao caso 05 porque nessa análise foi alterado apenas a condição de contorno em relação ao gás natural.

Na Figura 6.26 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um escoamento principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do fluxo. É verificado que uma zona de baixa velocidade é localizada no centro e na parte superior do duto de entrada da HRSG.

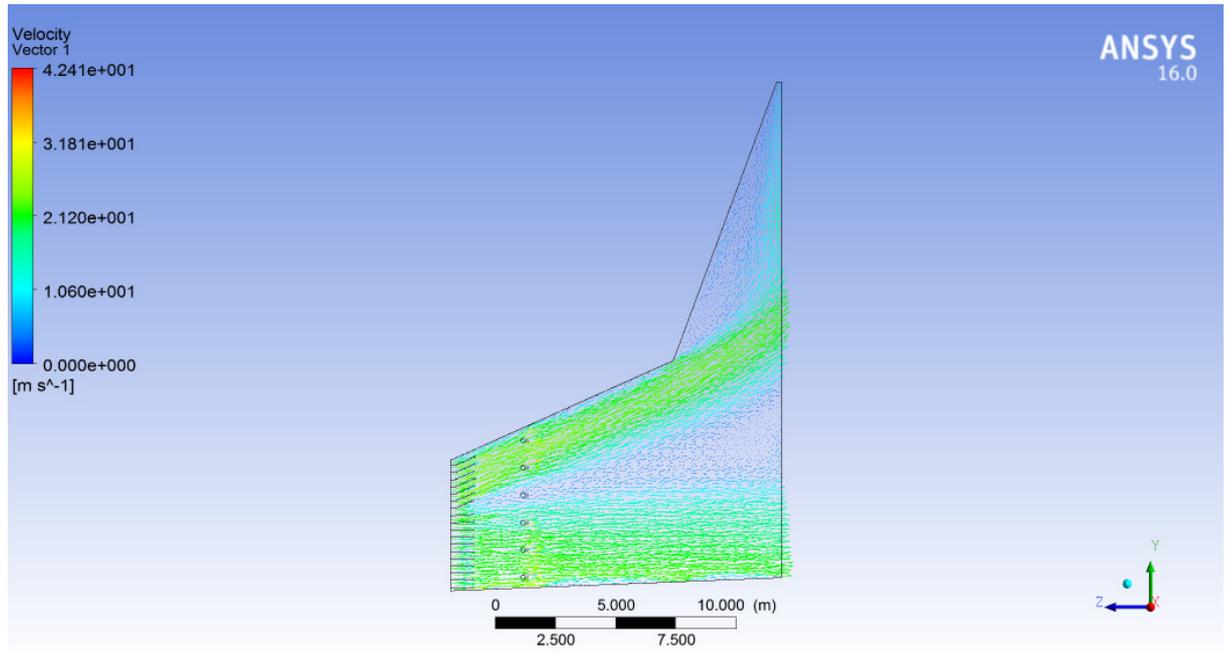


Figura 6.26 Distribuição de velocidade no plano central para o Caso 06.

Após 1000 interações, é obtido o resultado demonstrado na Figura 6.26, e analisando a figura é verificado que com essas modificações a temperatura sofre uma redução e se aproxima da temperatura alvo. O gradiente de temperatura continua alto, mais houve uma diminuição significativa.

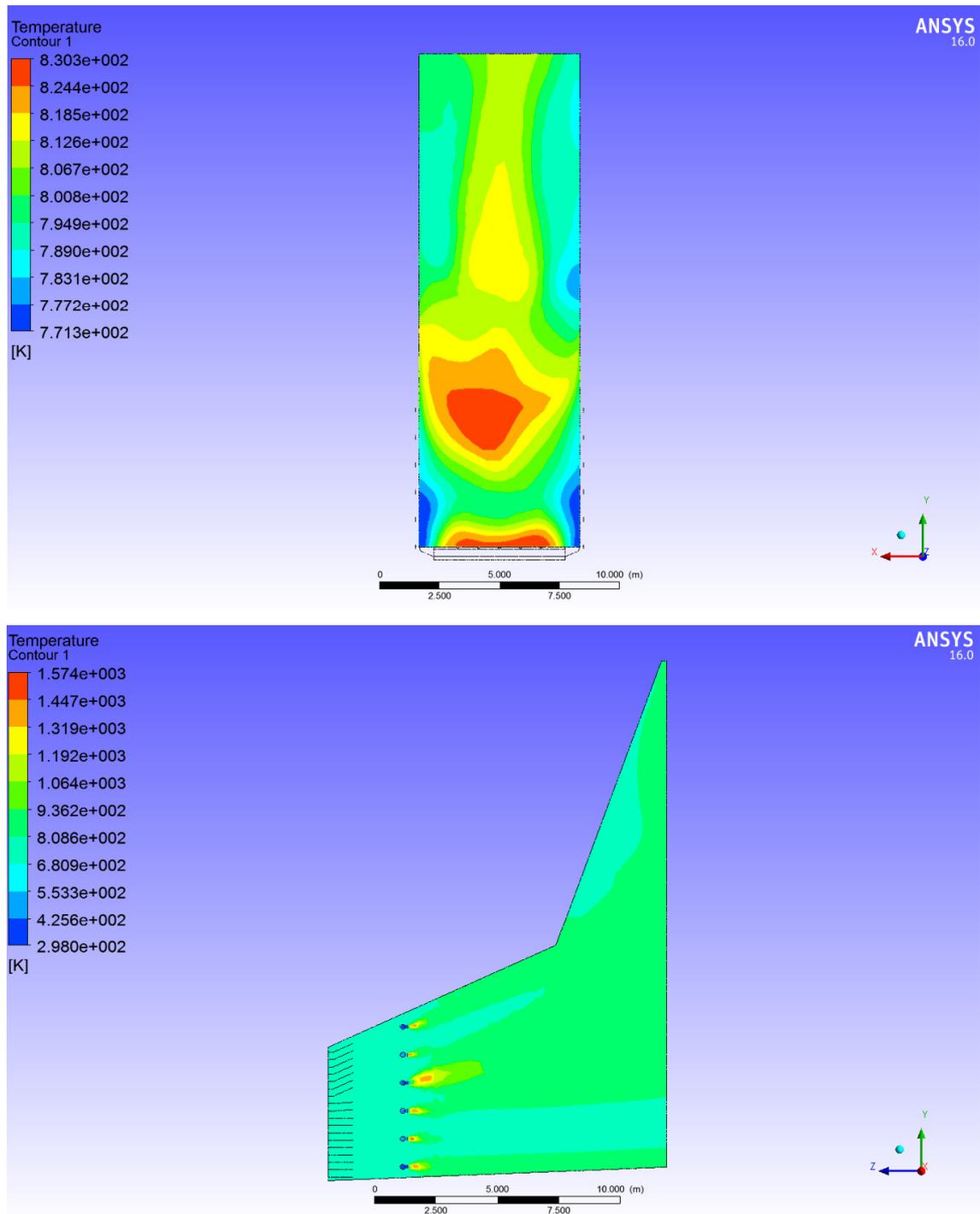


Figura 6.27 Demonstração do resultado para o caso 07.

Na figura 6.27 é visualizado áreas com temperaturas de 830 K, temperatura acima do recomendado, que é 813 K. Também é verificado um gradiente de 59 K, de acordo com a literatura e manuais de fabricante, gradiente não satisfatório. Com esse valores, é verificado que as modificações demonstradas no caso 06, também não são satisfatórias. Mais é

verificado que houve uma diminuição de temperatura nas áreas mais elevadas, se aproximando da temperatura permitida.

## 6.7 CASO 07

Como é visto nos casos anteriores áreas com temperaturas elevadas, e altos gradientes, foi feita modificações para buscar diminuir o gradiente de temperatura e a temperatura de saída do duto de entrada da HRSG. No estudo que será detalhado no caso 07, consiste de modificações do ângulo de entrada das aletas, para tentar uniformizar o escoamento do gases quentes vindos da turbina a gás. O objetivo de tentar uniformizar o escoamentos do gases vindos da turbina a gás, é diminuir a temperatura de saída do duto e o gradiente. E como essa modificação ainda não tinha sido testada, começamos utilizando a quantidade de gás natural injetada nos injetores auxiliares sugerida pelo fabricante, que é de 0,4398 kg/s.

Nessa simulação será utilizada a vazão mássica de 0,4398 kg/s nos injetores auxiliares (Figura 6.28). Nessa simulação foi realizada uma modificação no posicionamento das aletas, isso é demonstrado na Figura 6.29 e Figura 6.30. Os injetores auxiliares ainda continuam posicionados na mesma posição de 3034 milímetros da entrada do duto.

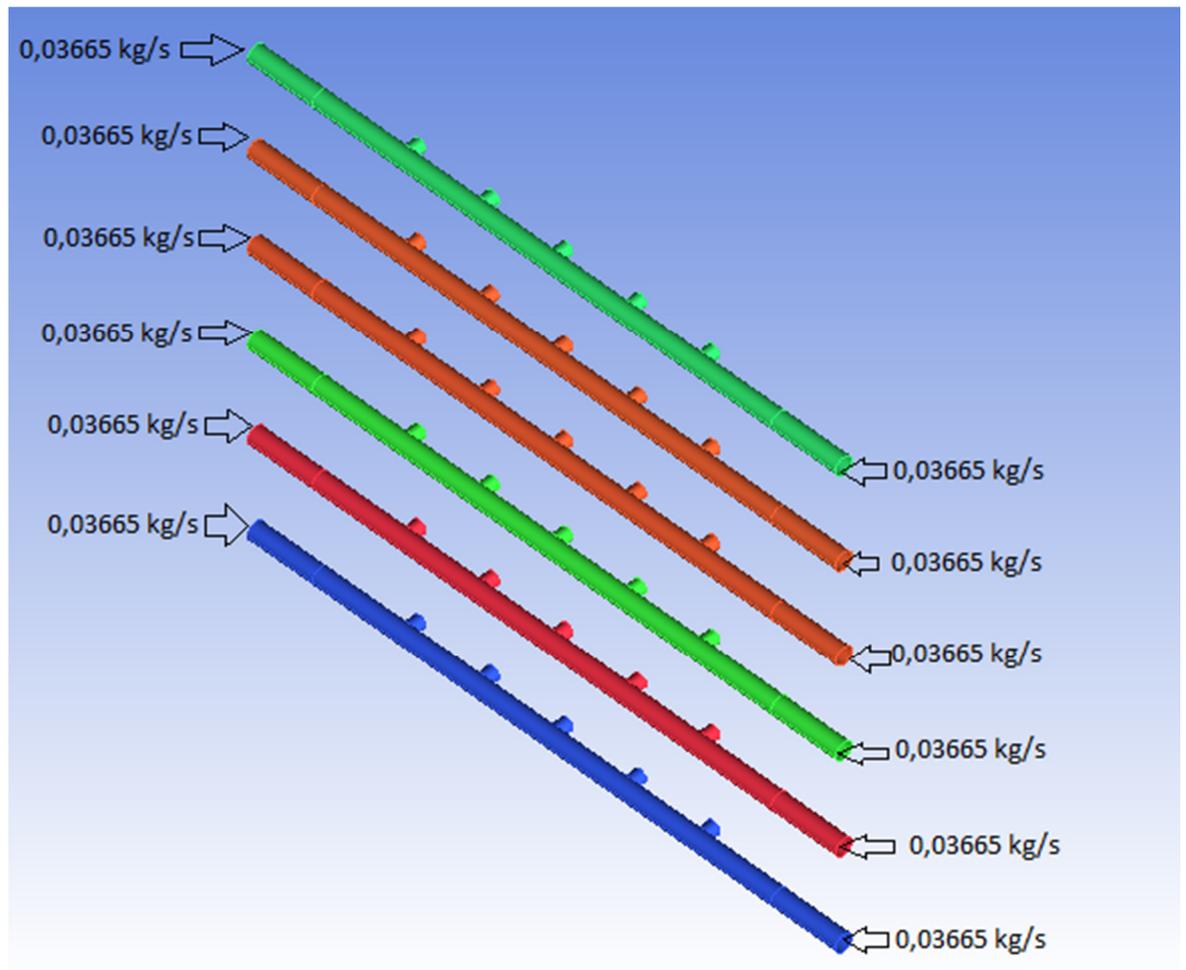


Figura 6.28 Distribuição de gás natural nos injetores auxiliares para o caso 07.

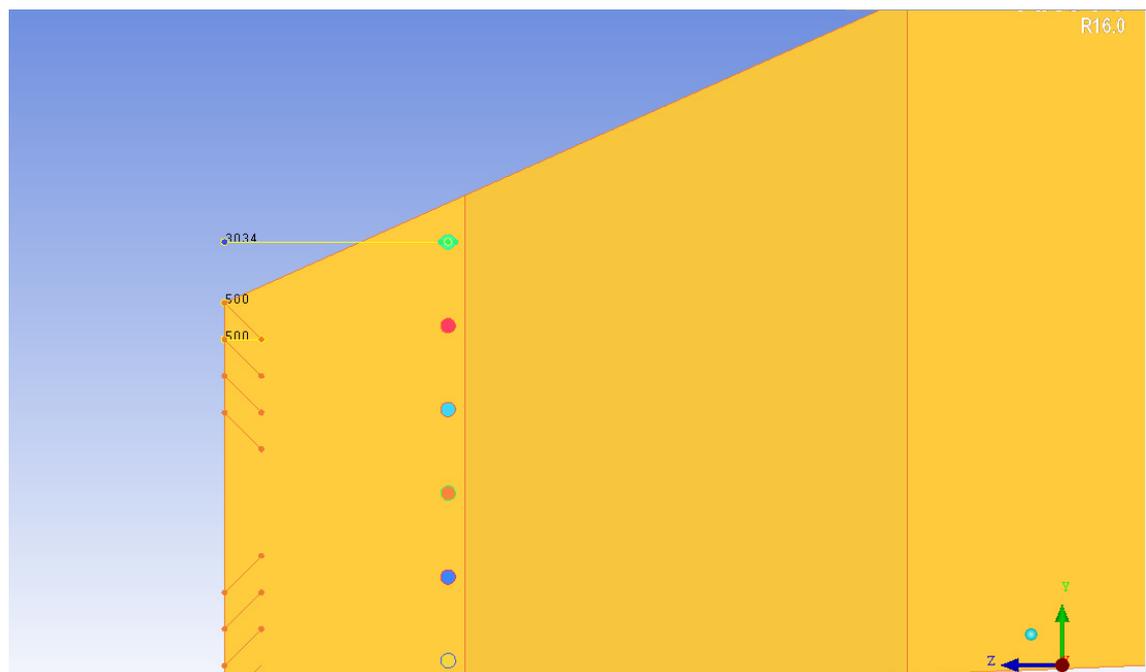


Figura 6.29 Posicionamento dos injetores auxiliares para o Caso 07.

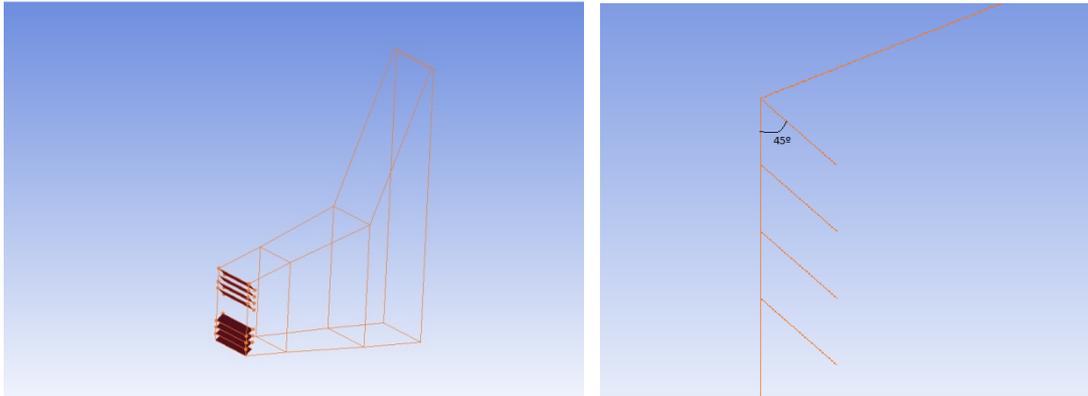


Figura 6.30 Geometria com modificação do ângulo das aletas.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 10.436.445 elementos de volume e 2.124.957 nós foram utilizados e os mesmos forneceram a uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria.

Na Figura 6.31 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um escoamento principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do escoamento pelo fato da GT e HRSG estarem ao mesmo nível do solo.

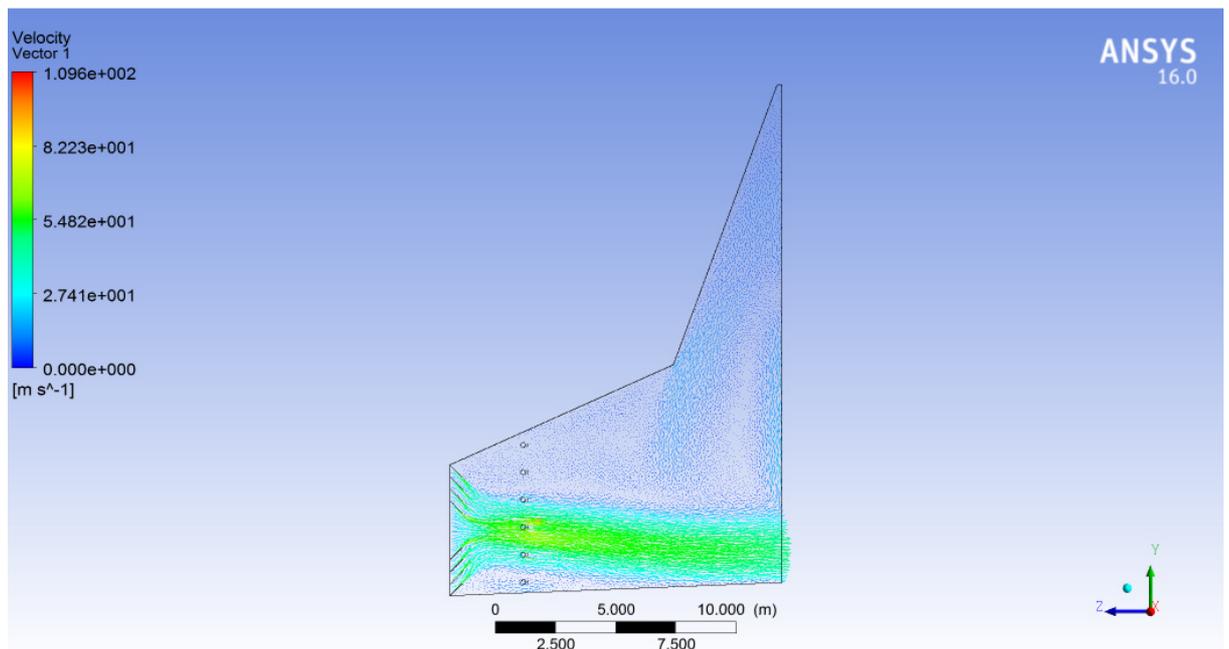


Figura 6.31 Distribuição de velocidade no plano central do duto.

A média de velocidade na entrada da seção foi de 22,142 m/s. Na saída a média de velocidade é de 15,34 m/s devido à difusão do escoamento.

Na Figura 6.31 pode-se observar as regiões de recirculação na zona de difusão com baixa pressão e velocidade. De acordo com a literatura estas perturbações no fluxo de calor estão comumente associadas aos projetos atuais de construção e instalação das HRSGs que apresentam uma zona de transição muito curta entre a GT (Gás Turbine) e a HRSG.

Depois de 1000 iterações, é obtido os resultados demonstrados na Figura 6.32. Analisando a figura é verificado que houve uma diminuição no gradiente de temperatura, mais a temperatura ainda se encontra acima da temperatura alvo.

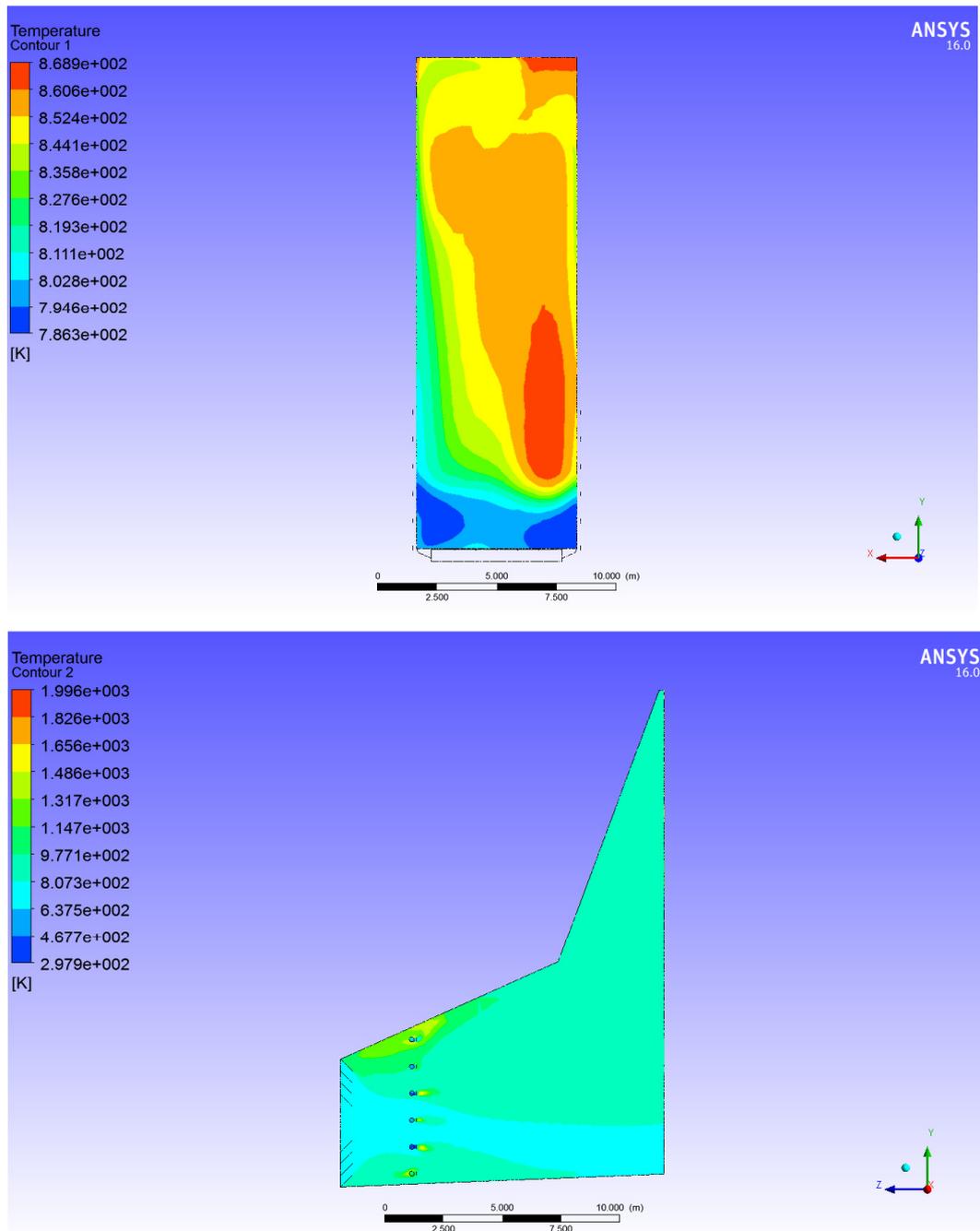


Figura 6.32 Demonstração do resultado para o caso 07.

Na figura 6.32 é visualizado áreas com temperaturas de 868 K, temperatura acima do recomendado, que é 813 K. Também é verificado um gradiente de 82 K, de acordo com a literatura e manuais de fabricante, gradiente não satisfatório. Com esse valores, é verificado que as modificações demonstradas no caso 07, também não são satisfatórias. Mais é verificado que a uniformidade de temperatura melhorou.

## 6.8 CASO 08

Na figura 6.32 é visto que a modificação das aletas, o escoamento é direcionado num único caminho. A modificação que foi feita e que será descrita no caso 08, é colocar injetores nesse caminho e assim a injeção de gás natural irá atuar de forma uniforme nesse escoamento. A descrição dessa modificação é descrita no caso 08.

Nesse caso, o duto continuará com as aletas utilizadas na condição 07, foi utilizado apenas 3 injetores, localizados 1434 milímetros da entrada do duto. A vazão mássica será de 0,35184 kg/s ( 80% de 0,4398 kg/s) nos injetores auxiliares, ilustrado na Figura 6.33.

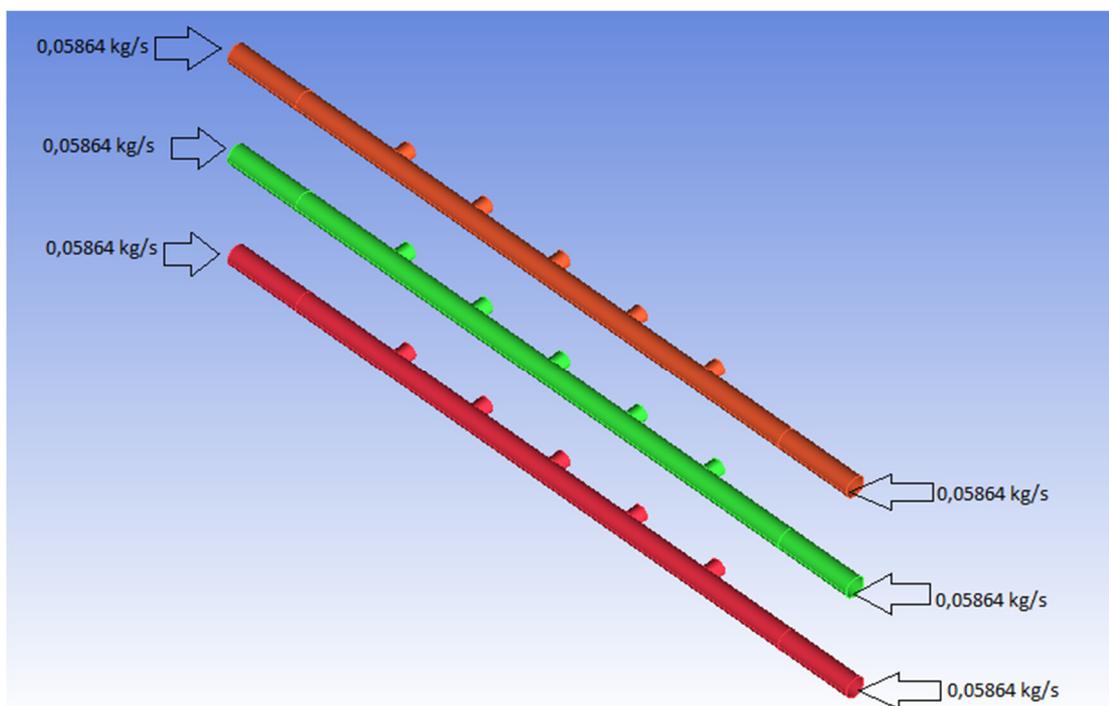


Figura 6.33 Distribuição de gás natural nos injetores para o Caso 08.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 9.360.147 elementos de volume e 1.912.121 nós foram utilizados e os mesmos forneceram a uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria.

Na Figura 6.34 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um fluxo principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do fluxo pelo fato da GT e HRSG estarem ao mesmo nível do solo.

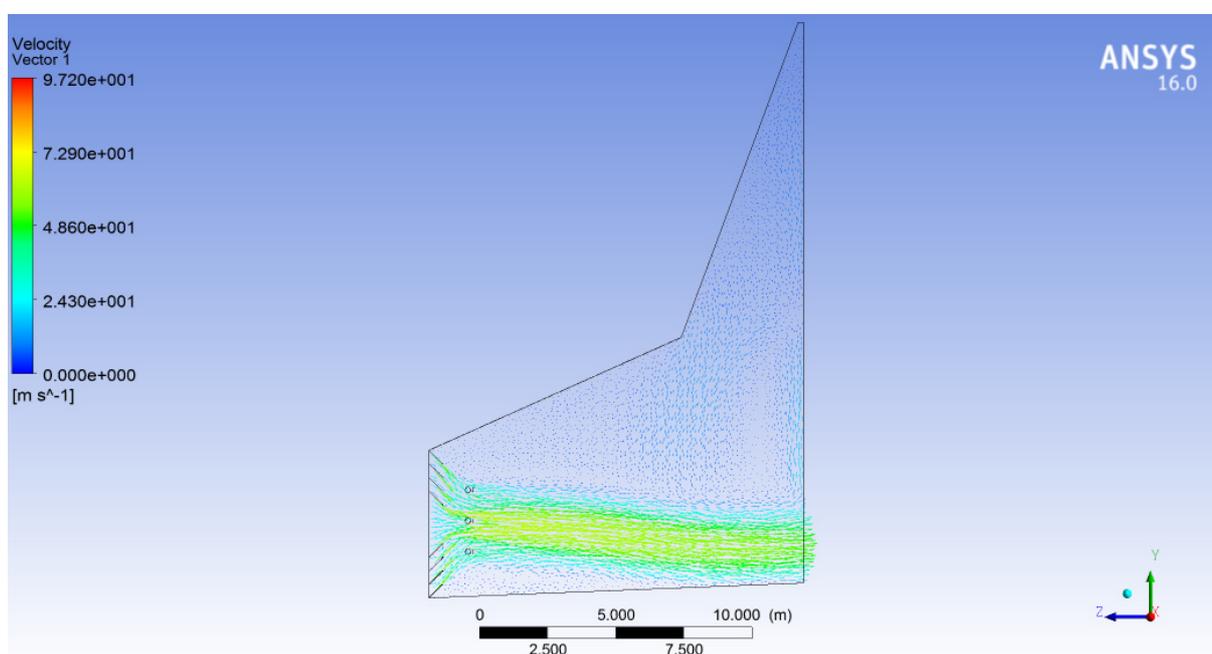


Figura 6.34 Distribuição de velocidade para o caso 08.

A média de velocidade na entrada da seção é de 22,05 m/s. Na saída a média de velocidade é de 15,67 m/s devido à difusão do escoamento.

Na Figura 6.35 é verificado que a temperatura ainda continua acima da temperatura alvo e o gradiente de temperatura sofreu uma diminuição.

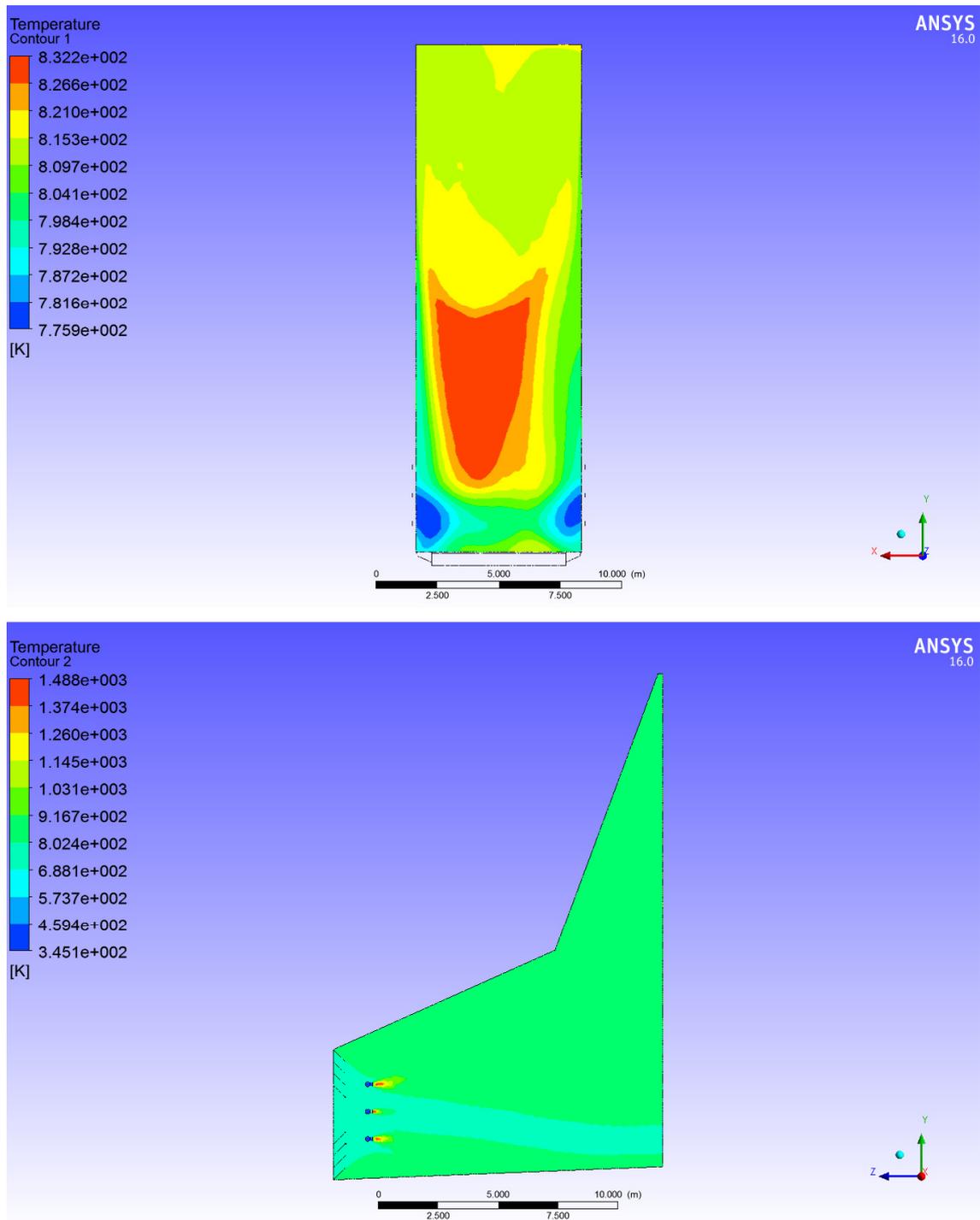


Figura 6.35 Demonstração do resultado gerado para o caso 09.

Na figura 6.35 é visualizado áreas com temperaturas de 832 K, temperatura acima do recomendado, que é 813 K. Também é verificado um gradiente de 57 K, de acordo com a literatura e manuais de fabricante, gradiente não satisfatório. Com esse valores, é verificado que as modificações demonstradas no caso 08, também não são satisfatórias. Mais é verificado que a uniformidade de temperatura melhorou.

## 6.9 CASO 09

Visto que as modificações realizadas no caso 08, obteve uma temperatura próxima da recomendada, 813 K, é mantida a mesma geometria e modelo de injetores auxiliares. Buscando inserir o gás natural no escoamento uniforme, os injetores auxiliares são posicionados mais próximos da entrada do duto de entrada da HRSG, no valor de 1497 milímetros. Para diminuir áreas com temperaturas elevadas, modificamos a quantidade de gás natural inserida nos injetores auxiliares.

A geometria para o Caso 09 teve uma modificação para buscar a uniformidade de temperatura na saída do duto (Entrada da HRSG), os injetores foram movimentados, eles foram colocados mais próximos da entrada do duto. Isso foi realizado para buscar injetar os gás natural no caminho dos gases de exaustão da turbina a gás e assim conseguir uma combustão mais uniforme. Na Figura 6.36 é visualizado a posição do injetor para esse caso.

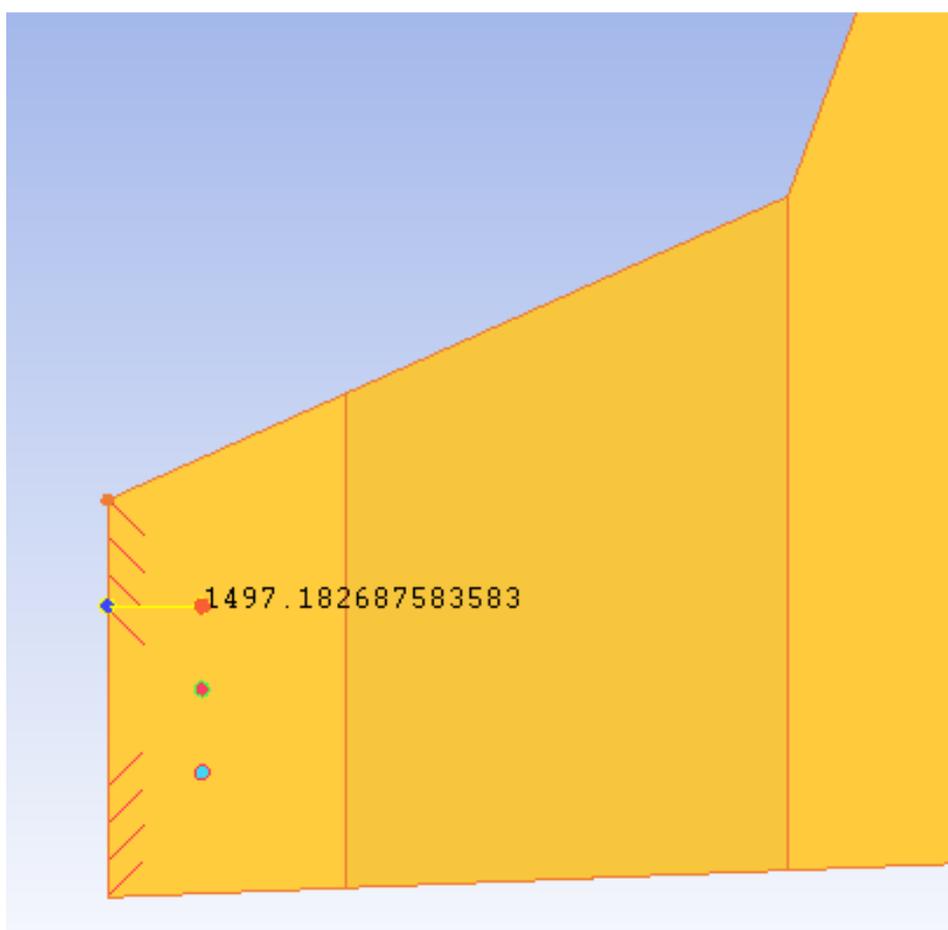


Figura 6.36 Geometria modificada para o caso 09.

Nessa simulação será injetado o valor de 0,05864 kg/s nos primeiros e últimos injetores auxiliares e 0,052776 kg/s nos injetores centrais. Essa distribuição é visualizada na Figura 6.37.

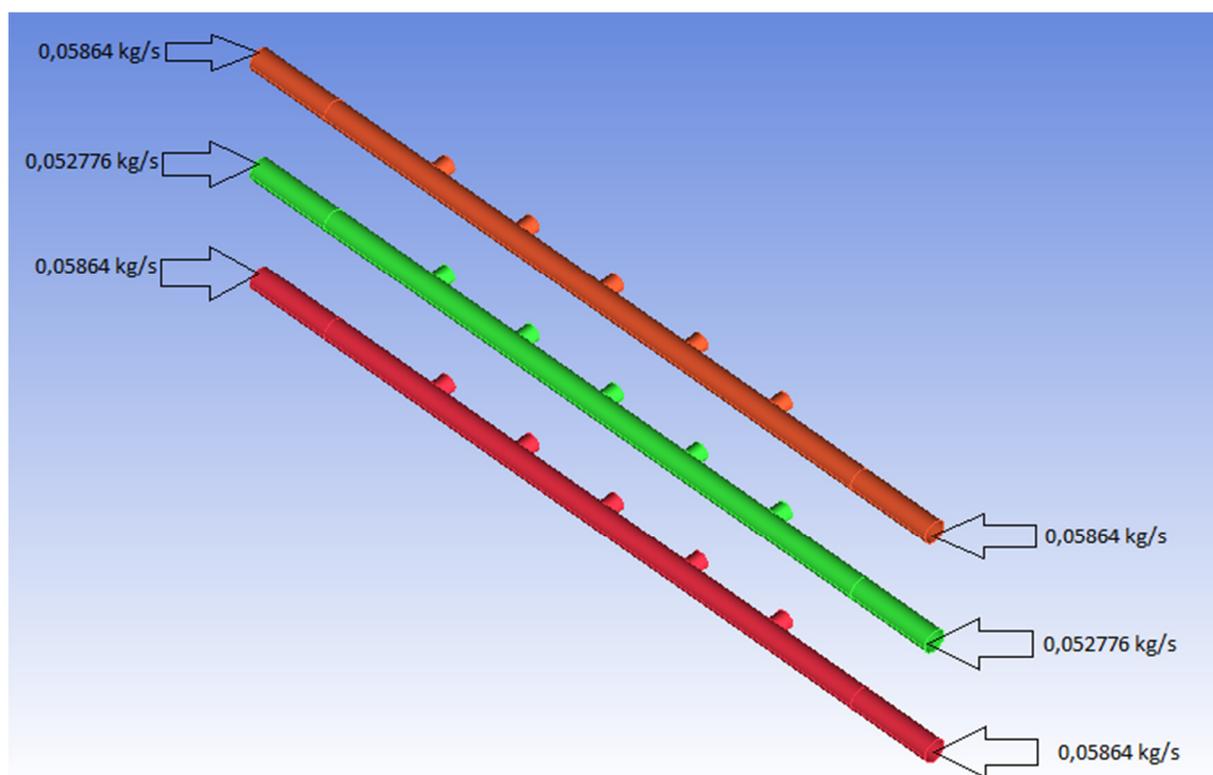


Figura 6.37 Distribuição do gás natural nos injetores para o caso 09.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 19.911.413 elementos de volume e 4.061.856 nós foram utilizados, pois os mesmos forneceram a uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria.

Na Figura 6.38 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um fluxo principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do fluxo pelo fato da GT e HRSG estarem ao mesmo nível do solo.

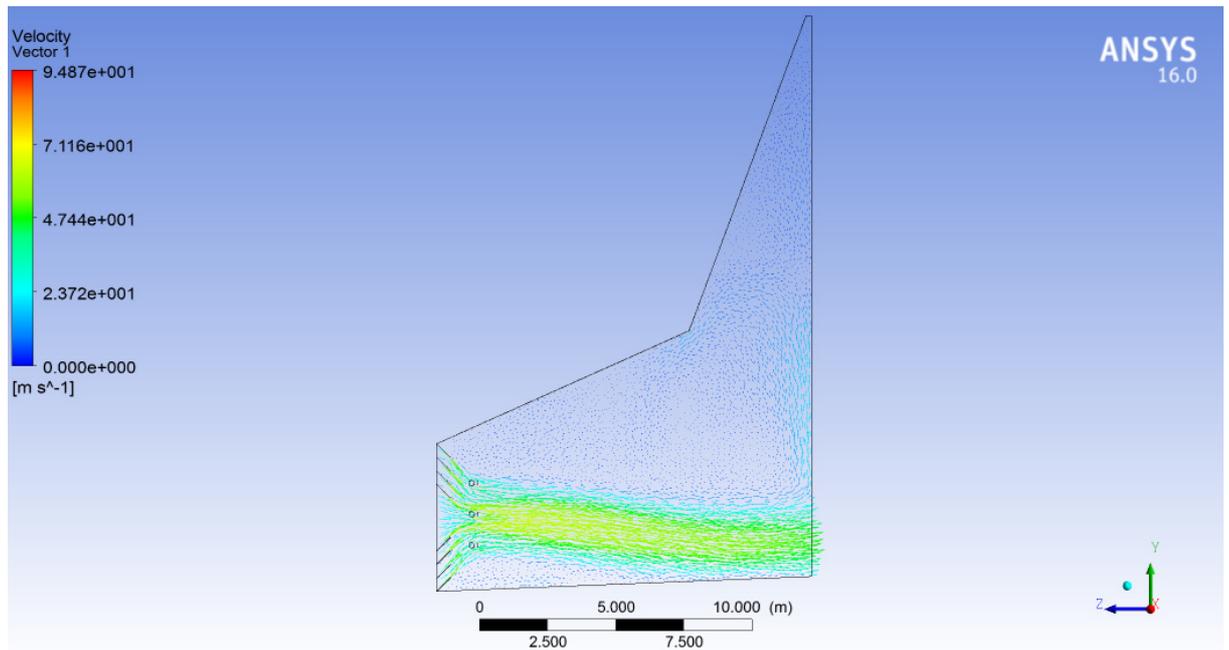


Figura 6.38 Distribuição de velocidade na parte central do duto para o caso 09.

A média de velocidade na entrada da seção é de 22,11 m/s. Na saída à média de velocidade é de 14,71 m/s devido à difusão do escoamento.

Nas Figura 6.39 e Figura 6.40 os resultados dessa simulação. É alcançada a temperatura alvo e uma diminuição do gradiente de temperatura.

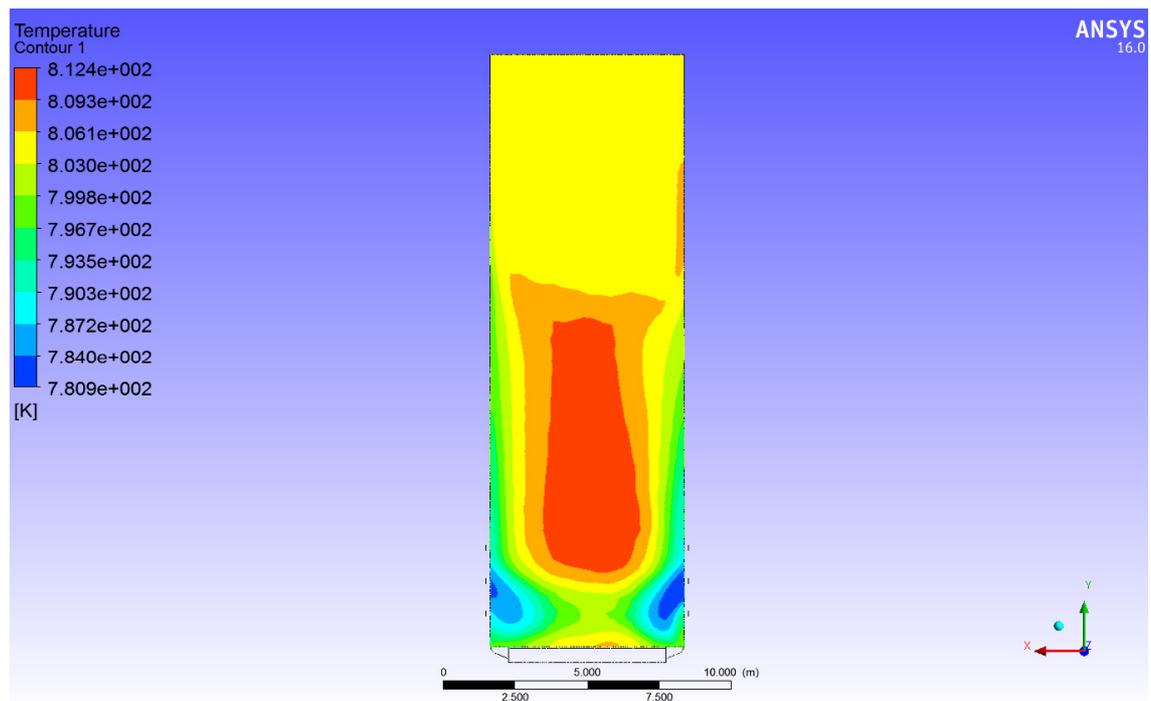


Figura 6.39 Demonstração do resultado para o caso 10.

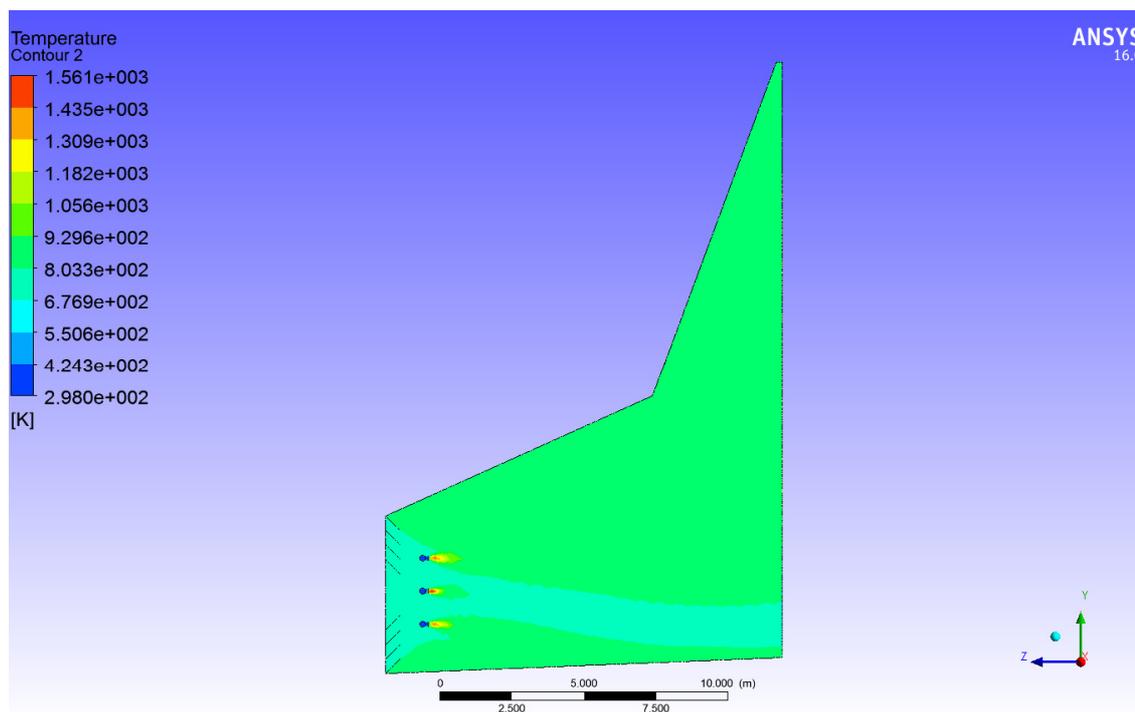


Figura 6.40 Demonstração da temperatura no interior do duto para o caso 10.

Na figura 6.39 é visualizado áreas com temperaturas de 812 K, temperatura próxima do recomendado, que é 813 K. Também é verificado um gradiente de 32 K, de acordo com a literatura e manuais de fabricante, gradiente satisfatório. Com esse valores, é verificado que as modificações demonstradas no caso 09, são satisfatórias. É verificado que a uniformidade de temperatura melhorou e que essa seria uma boa solução para geração de mais vapor.

## Capítulo 7

# CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Com as simulações realizadas no ANSYS CFX® ao longo do Capítulo 6, com foco no objetivo que é um perfil na entrada da caldeira com valor máximo de 513°C (limite de resistência), pode-se observar que a instalação dos queimadores de duto no início da região de difusão da seção de entrada da caldeira com a quantidade inicial de combustível proposta pelo fabricante resulta em temperaturas elevadas na entrada da caldeira e que com a redução da quantidade de combustível a valores menores quando comparados com os dados iniciais, o perfil de temperatura na entrada da caldeira permanece ainda elevado, com valores acima do limite de temperatura do material da tubulação da caldeira.

No caso 01 é observado que sem a injeção de gás natural, a temperatura de saída do duto, ou temperatura de entrada da HRSG, é dependente apenas da temperatura dos gases residuais da turbina a gás. Se ocorre qualquer alteração no funcionamento da turbina a gás, a temperatura de entrada da HRSG é prejudicada, com essa análise as empresas buscam formas para que a temperatura de entrada da HRSG seja mantida e assim não comprometer a geração de vapor.

No caso 02, é feito a inserção de gás natural no duto que direciona os gases de exaustão da turbina a gás para a entrada da HRSG. Foi utilizado 06 injetores auxiliares, instalados no interior desse duto, e também aletas para buscar a uniformidade dos gases de exaustão dentro desse duto. O valor de gás natural inserido foi o sugerido pelo fabricante, mais foi visto que a temperatura não ficou uniforme e acima do limite buscado na entrada da HRSG. Essa temperatura acima do limite e também com falta de uniformidade e esses fatores

são prejudiciais a HRSG, pois irá prejudicar elementos da HRSG.

Como foi analisado que o caso 02 não teve um bom resultado, foi realizado nos casos 03 e 04 a forma como é inserido o gás natural nos injetores auxiliares. Como existe uma recirculação no interior do duto, não foi alterada a quantidade de gás natural, mais a forma de como ele é inserido nos injetores, no caso 02 a injeção de gás natural foi igual em todos os injetores, agora no caso 03 e 04 a injeção é dividida, sendo uma determinada quantidade inserida nos injetores superiores, inferiores e intermediários. Depois de algumas simulações é verificado que essa forma de inserção não gera um bom resultado, ainda é gerado uma temperatura acima do buscado e também não é alcançado a uniformidade na entrada da HRSG.

Baseado em análises no caso 03 e 04, e visto que a temperatura está acima do limite buscado, no caso 05 e 06 é feito uma diminuição na quantidade inserido de gás natural. No caso 05, não é feito nenhuma alteração na geometria e a inserção de gás natural é dividida de forma diferente nos injetores auxiliares, uma quantidade maior é inserida nos injetores auxiliares e inferiores e o restante nos injetores intermediários. Com análise nos resultados do caso 05 e 06, é visto que com a diminuição de inserção de gás natural, pode-se alcançar a temperatura alvo, mais a forma como o gás natural é inserido, não é alcançado uma uniformidade de temperatura na entrada da HRSG. Essa falta de uniformidade não é boa, pois não gera uma produção de vapor eficiente.

Verificado que a forma de inserção de gás natural utilizando o modelo de aletas apresentada por Viera (2015), não atinge uma boa uniformidade, é feito um estudo mudando o ângulo dessas aletas, essa mudança é feita para buscar uma uniformidade no escoamento dos gases de exaustão vindos da turbina a gás e com essa uniformização conseguir a uniformidade de temperatura na entrada da HRSG. Esse estudo foi apresentado no caso 07, aonde foi inserido a quantidade de gás natural sugerido pelo fabricante, o resultado apresentado mostrou uma temperatura acima da temperatura alvo, mais o gradiente de temperatura melhorou.

Nos casos 08 e 09, baseado no caso 07, é retirado 03 injetores auxiliares e é posicionado os 03 injetores auxiliares no caminho do escoamento uniformizado, e com análise nos resultados apresentados é visto que se aproxima da temperatura alvo, trabalhando a quantidade de inserção de gás natural e também é alcançado a temperatura alvo.

Essa dissertação consegue demonstrar que a uniformização dos gases de exaustão vindos da turbina a gás, a localização dos injetores em relação a uniformização desse

escoamento é o fator para a uniformidade da temperatura na entrada da HRSG. A temperatura alvo é atingida alterando a quantidade de inserção de gás natural nos injetores auxiliares, depois de atingido o melhor posicionamento dos injetores auxiliares.

Para finalizar o CFD se mostrou como uma ferramenta muito útil com resultados coerentes no estudo preliminar de projeto para a instalação de Duct Burners em uma HRSG, e os dados obtidos ao longo deste trabalho, poderão auxiliar o projeto preliminar de introdução de queima auxiliar na Caldeira de Recuperação estudada, facilitando a identificação das regiões em conflito e que precisam ser investigadas, reduzindo assim, o tempo total de projeto.

É verificado nesse estudo que a inserção de injetores auxiliares no duto de entrada da HRSG é uma alternativa viável para melhorar e manter estável a temperatura dos gases de escape na entrada da HRSG. Contudo, deve-se buscar ferramentas e equipamentos que uniformizem os gases de escape da turbina a gás no interior do duto de entrada da HRSG. Mantendo a estabilidade da temperatura dos gases de escape na entrada da HRSG, será obtido um vapor com temperaturas mais elevadas e conseqüentemente aumentando a eficiência da turbina a vapor.

## **TRABALHOS FUTUROS**

- Mudança na inclinação das aletas de entrada do ar (gases produtos da combustão); buscando-se uma melhora no caminho do fluxo com diminuição das recirculações e zonas de baixa pressão na parte superior da seção de entrada da caldeira.
- Mudança no dispositivo de correção de fluxo experimentando-se outras soluções tais como chapas perfuradas e difusores e formato de tela e avaliando seus impactos.
- Mudanças no tipo e composição química do combustível, realizando novas simulações com combustíveis comerciais ou residuais de processo.
- Estudo de parametrização ou otimização dos melhores métodos de instalação dos injetores auxiliares dentro do duto de entrada da HRSG.
- Um estudo do limite da inflamabilidade na mistura para verificar a confiabilidade da combustão dentro do duto de entrada da HRSG com os injeção de gás natural.
- Realizar um estudo de injeção de gás natural na composição dos gases que alimentam a turbina a gás.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A. Franco and C. Casarosa, *Appl. Therm. Eng.*, 22, 1501 (2002).

A. Franco and C. Casarosa, On Some Perspectives for Increasing the Efficiency of Combined Cycle Power Plants, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, pp. 1501–1518, 2002.

A. Frassoldati, S. Firgerio, E. Colombo, F. Inzoli, and T. Faravelli, Determination of NO<sub>x</sub> Emissions from Strong Swirling Confined Flames with an Integrated CFD-based Procedure, *Chem. Eng. Sci.*, vol. 60, pp. 2851–2869, 2005.

A. K. Gupta and Z. Li, *J. Energy Res.*, 5, 247 (1997).

A. K. Tolpadi, S. K. Aggarwal, and H. C. Mongia, An Advanced Spray Model for Application to the Prediction of Gas Turbine Combustor Flow Fields, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 38, pp. 325–340, 2000.

A. Khoshhal, M. Rahimi and A. A. Alsairafi, *Int. Commun. Heat Mass Trans.*, 36, 750 (2009).

A. Khoshhal, M. Rahimi, and A. A. Alsairafi, CFD Investigation on the Effect of Air Temperature on Air Blowing Cooling System for Preventing Tube Rupture, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, vol. 36, pp. 750–756, 2009.

A. Kokkinos, D. Wasyluk, M. Brower, and J. J. Berna, Reducing NO<sub>x</sub> Emissions in Tangentially-Fired Boilers—A New Approach, *ASME Int. Joint Power Generation Conf.*, Miami, USA, 2000.

A. ongiro, V. I. Ugursal, A. M. Al Taweel and J. D. Walker, “Modeling of Heat Recovery

ABDU A.; SILVA L.F. F. DA ., “Estudo Numérico dos Modelos de Combustão Existentes no Software CFX-5.7.1” . Rio de Janeiro, 2005. 32p. Projeto de Graduação Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2005.

ALENCAR, H. S., “Estudo Numérico da Termo Aerodinâmica de Câmaras de Combustão para Turbinas a Gás: Aplicação ao caso das Micro Turbinas”, Tese (Doutorado em Dinâmica de Fluidos), Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 261 p, 2007.

Alessandro Franco, Alessandro Russo, “Combined Cycle plant efficiency increase based on the optimization of heat recovery steam generator operating parameters”, *International Journal of Thermal Sciences*, 41 (2002) 843-859.

AMERI, M., “The CFD Modeling of Heat Recovery Steam Generator Inlet Duct”, *International Journal of Energy Engineering (IJEE)* Jun. 2013, Vol. 3 Iss. 3, PP. 74-79, 2013.

B. E. Launder and D. B. Spalding, *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, pp. 269–289, 1974.

B. F. Magnussen and B. H. Hjertager, *On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion*, 16th Symposium on combustion, The Combustion Institute (1976).

B. R. Stanmore and S. P. Visona, *Prediction of NO Emissions from a Number of Coal-Fired Power Station Boilers*, *Fuel Process. Tech.*, vol. 64, pp. 25–46, 2000.

B. V. Reddy, G. Ramkiran, K. Ashok Kumar, P. K. Nag, “Second Law analysis of a waste heat recovery steam generator”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 1807-1814.

BEN, “Balanço Energético Nacional 2013: Ano base 2012”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, 2013.

BEN, “Balanço Energético Nacional 2014: Ano base 2013”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, 2014.

BÖHM, H., “Fossil-Fired Power Plants”, VGB Kraftwerkstechnik, No. 3/94 reprinted, 1994.

BORTOLI, A. L., “Introdução à Dinâmica de Fluídos Computacional”, Editora Nascimento, 2000.

BOYCE, M.P., “Gas Turbine Engineering Handbook”, Second Edition, 2001.

C. Casarosa, A. Franco, “Thermodynamic optimization of operative parameters for heat recovery in combined plants”, International Journal of applied Thermodynamics, 4 (2001).

C. Yin, S. Caillat, J. Harion, B. Baudoin, and E. Perez, Investigation of the Flow, Combustion, Heat-Transfer and Emissions from a 609MW Utility Tangentially-Fired Pulverized-Coal Boiler, Fuel, vol. 81, pp. 997–1006, 2002.

CATALANO, L.A., DADONE, A., MANODORO, D., SAPONARO, A., “Development and Optimization of High –Performing Duct-Burners for Combined Cycle Plants”, 2001.

CHIUMMO, G., NARDO, A. D., GIAMMARTINI, S., MONGIELLO, C., NOVIELLO, C., “Parametrical Analysis on a Exhaust Gas-Methane Burner in Steady-State Conditions: A Post-Combustion Case”, 2006.

D. B. Spalding, Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames, Proc. 13th Int. Symp. on Combustion, pp. 649–657, Utah, USA, 1971.

D. H. Chung, J.B. Yang, D. S. Noh and W. B. Kim, Korean J. Chem. Eng., 16, 489 (1999).

DECOUSSEMAEKER, P., “HRSG Operation, Inspection, Design and Operation, Alstom HRSG Technical Seminar”, Rio de Janeiro, 2013.

DEVLOO, P.R.B, MENEZES, F.A.M., SILVA, E.C., “ Methods in Applied Mechanics and Engineering”, 1997.

E. Benini, S. Pandolfo and S. Zoppellari, *Appl. Therm. Eng.*, 29, 3506 (2009).

E. Chui and G. Raithby, *Numeric. Heat Transfer, Part B*, 23, 269 (1993).

EPE, “Empresa de Pesquisa Energética – Energia no Setor Siderúrgico Brasileiro”, Série Estudos Setoriais, Nota técnica DEA 02/09, 2009.

EPRI, “Electric Power Research Institute - Evaluating and Avoiding Heat Recovery Steam Generator Tube Damage Caused by Duct Burners”, 2007.

F. C. Christo and B. B. Dally, *Combust. Flame*, 142, 117 (2005).

FERREIRA D. J. O., SOSA ARNAO J. H., MOREIRA B. C., RANGEL L. P., PARK S. W., “Impacto da Radiação na Modelagem de uma Caldeira de Bagaço de Cana de Açúcar”, 2014.

H. K. Seo, D. Shin, J. H. Chung, B. Kim, S. M. Park and H. C. Lim, *Korean J. Chem. Eng.*, 26, 72 (2009).

H. K. Versteeg and W. Malalasekera *An introduction to computational fluid dynamics; the finite volume method*, Longman Scientific and Technical (1995).

H. Liu, N. Xin, Q. Cao, L. Sha, D. Sun and S. Wu, *Korean J. Chem. Eng.*, 26, 1137 (2009).

HRSR THEORY, “HRSR Training Course, Evonik Technical Seminar”, Rio de Janeiro, 2010.

J. Zhang and C. Zhu, *Simulation of Swirling Turbulent Flow and Combustion in a Combustor*, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 55, pp. 448–464, 2009.

K. A. Khazaei, A. A. Hamidi and M. Rahimi, *Chin. J. Chem. Eng.*, 17, 711 (2009).

K. Kawai, K. Yoshikawa, H. Kobayashi, J. S. Tsai, M. Matsuo and H. Katsushima, *Energy Convers. Manage.*, 43, 1563 (2002).

K. Kitagawa, N. Konishi, N. Arai and A. K. Gupta, *J. Gas. Turb. Power*, 125, 326 (2003).

Keith C. Kaufman, “VPI Flow modeling Report for Pacificorp/Stone & Webster Current Creek Project”.

Keith C. Kaufman, “VPI Flow modeling Report for Pacificorp/Stone & Webster Current Creek Project”.

L. Kong, Y. Ding, Y. Zhang, L. Yuan and Z. Wu, *Korean J. Chem. Eng.*, 26, 534 (2009).

LEFEBVRE, A. H., “Gas Turbine Combustion” Taylor e Francis, USA, 1983.

LEZSOVITS, F., KÖNCZÖL, S., SZTANKÓ, K., “CO Emission Reduction of a HRSG Duct Burner”, 2010.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R., “Geração Termelétrica- Planejamento, Projeto e Operação Volume 1”, Editora Interciência, 2004.

LORRA, A. M., “Investigation of a Duct Burner Desing Using CFD in Comparison with Full-Scale Experiments”, 2003.

M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Series in Mechanical Engineering, McGraw-Hill, New York, 1993.

M. Rahimi, A. Khoshhal and S. M. Shariati, *Appl. Therm. Eng.*, 26, 2192 (2006).

M. Rahimi, A. Khoshhal, and S. M. Shariati, *CFD Modeling of a Boiler’s Tubes Rupture*,

Appl. Therm. Eng., vol. 26, pp. 2192–2200, 2006.

MALISKA, C.R., “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional” Segunda edição, 2004.

Manuel Valdes and Jose L Rapun, “Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants”, Applied thermal Engineering, Vol. 21, Issue 11, Aug. 2001, 1149-1159.

Marie-Noëlle Dumont\* , Georges Heyen, “Mathematical Modeling and design of an advanced once through heat recovery steam generator”, Computers and Chemical Engineering 28 (2004) 651-660.

Nvrss Subhramanam, S. Rajaram and N. Kamalnathan, “HRSGs for combined cycle power plants”, Heat Recovery systems & CHP, Vol. 15, Issue 2, Febraury 1995, 155-161.

P. J. Coelho, Mathematical Modeling of the Convection Chamber of a Utility Boiler an Application, Numer. Heat Transfer A, vol. 36, pp. 411–428, 1999.

PEN, “Plano da Operação Energética 2014/2018”, Operador Nacional do Sistema Elétrico, 2014.

R. Siegel and J. R. Howell, Thermal radiation heat transfer, 3rd Ed. Washington, Hemisphere Publishing Corporation (1992).

R. Siegel and J. R. Howell, Thermal Radiation Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D.C., 1992.

R. Tanaka and T. Hasegawa, Innovative technology to change flame characteristics with highly preheated air combustion, Proceedings of Japanese Flame Days, Osaka, 129 (1997).

RODRIGUES, L. O., “Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a Gás

Utilizando CFD”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 244 p., 2009.

S. Belosevic, M. Sijercic, S. Oka, and D. Tucakovic, Three-Dimensional Modeling of Utility Boiler Pulverized Coal Tangentially-Fired Furnace, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3371–3378, 2006.

S. H. Kim, K. Y. Huh, and B. Dally, Conditional Moment Closure Modeling of Turbulent Nonpremixed Combustion in Diluted Hot Coflow, *Proc. of the Combustion Institute*, vol. 1, pp. 751–757, 2005.

S. H. Kim, K.Y. Huh and B. Dally, *Proc. Combust. Inst.*, 30, 751 (2005).

S. Jo, H. Y. Kim, and S. S. Yoon, Numerical Investigation on the Effects of Inlet air Temperature on Spray Combustion in a Wall Jet Can Combustor Using the *ke* Turbulence Model, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 55, pp. 1101–1120, 2008.

S. Knudsen, G. L. Morrison, M. Behnia and S. Furbo, “Analysis of the flow structure and heat transfer in a vertical mantle heat exchanger”, *Solar energy* 2004.

S. Lille, W. Blasiak and M. Jewartowski, *Energy*, 30, 373 (2005).

S. Orsino, R. Weber and U. Bollettini, *Combust. Sci. Technol.*, 170, 1 (2001).

S. R. Wu, W. C. Chang and J. Chiao, *Fuel*, 86, 820 (2007).

SHIN, H., KIM , D., AHN, H., CHOI, S., MYOUNG, G., “Investigation of the Flow Pattern in a Complex Inlet Duct of a Heat Recovery Steam Generator”, 2012.

Steam Generator Performance”, *Applied Thermal Engineering* Vol. 17. No 5. pp 427-446, 1997

T. Gassoumi, K. Guedri, and R. Said, Numerical Study of the Swirl Effect on a Coaxial Jet

Combustor Flame Including Radiative Heat Transfer, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 56, pp. 897–913, 2009.

T. Hasegawa, R. Tanaka, and T. Niioka, Combustion with High Temperature Low Oxygen Air in Regenerative Burners, *Proc. 1st Asia–Pacific Conf. on Combustion*, pp. 290–293, Osaka, Japan, 1997.

T. Yasuda and C. Ueno, Dissemination Project of Industrial Furnace Revamped with HiTAC, *Proc. 2nd Int. Seminar on High Temperature Combustion in Industrial Furnace*, Stockholm, Sweden, 2000.

TENBUSCH, A.F., “CFD Modeling of Cogeneration Burner Applications and the Significance of Radiative Heat Transfer Effects”, 2003.

VIEIRA, A. L., Estudo em CFD da Queima Suplementar em Caldeiras de Recuperação, Itajubá, 109p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2015.

Y. Zheng, J. Fan, Y. Ma, P. Sun, and K. Cen, Computational Modeling of Tangentially-Fired Boiler II NO<sub>x</sub> Emissions, *Chin. J. Chem. Eng.*, vol. 8, pp. 247–250, 2000.

Z. Li, J. Jing, Z. Ge, G. Liu, Z. Chen, and F. Ren, Numerical Simulation of Low NO<sub>x</sub> Combustion Technology in a 100 MW Bituminous Coal-Fired Wall Boiler, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 55, pp. 574–593, 2009.

