



AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA E DESEMPENHO DE UMA CALDEIRA DE
RECUPERAÇÃO DE CALOR VIA SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS FORA DO
PONTO DE PROJETO

Priscila Ribeiro Santoro Silva

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Albino José Kalab Leiroz

Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Rio de Janeiro

Julho de 2020

AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA E DESEMPENHO DE UMA CALDEIRA DE
RECUPERAÇÃO DE CALOR VIA SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS FORA DO
PONTO DE PROJETO

Priscila Ribeiro Santoro Silva

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA
DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA
MECÂNICA.

Orientadores: Albino José Kalab Leiroz

Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Aprovada por: Prof. Albino José Kalab Leiroz

Prof. José Alberto Reis Parise

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Prof. Nisio de Carvalho Lobo Brum

Prof. Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

JULHO DE 2020

Silva, Priscila Ribeiro Santoro

Avaliação de eficiência e desempenho de uma caldeira de recuperação de calor via simulações computacionais fora do ponto de projeto / Priscila Ribeiro Santoro Silva. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2020.

XVII, 161 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Albino José Kalab Leiroz

Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Tese (doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2020.

Referências Bibliográficas: p. 153 – 161.

1. Caldeira de recuperação de calor. 2. Ansys Fluent. 3. Eficiência. I. Leiroz, Albino José Kalab *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

*“Aquilo que escuto eu esqueço,
Aquilo que vejo eu lembro,
Aquilo que faço eu aprendo”
(Confúcio)*

*Dedico a conclusão desta Tese
a Jesus Cristo por ter me proporcionado
a persistência, a determinação e a
sabedoria necessárias, não deixando
eu desistir nos momentos difíceis.*

AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me proporcionado saúde, persistência, discernimento e sabedoria durante todos estes anos do curso de Doutorado.

À minha mãe, ao meu pai e à minha irmã por torcerem pela conclusão deste trabalho e por serem meu apoio durante toda a jornada.

Ao Diego, com gratidão, por ter sido presente durante os anos de elaboração da Tese, me apoiando e torcendo pela conclusão do trabalho.

À minha amiga Juliana, por ser um exemplo para mim e por sempre se importar, se fazer presente e torcer pela conclusão deste trabalho.

Aos meus amigos Anna Eliza, César Miguéis e Carina Sondermann que muito me ajudaram na etapa das disciplinas, nos estudos e discussões em grupo.

Aos meus orientadores Albino e Manuel por terem me ajudado a desenvolver e concluir este trabalho. Agradeço por toda paciência, empatia, boa vontade em me ajudar, por toda a compreensão frente às dificuldades do caminho, por terem me incentivado até o fim e por terem acreditado que seria possível.

Ao engenheiro Daniel Ludwig por ter me ajudado tecnicamente em relação ao conhecimento do programa Ansys Fluent, o que foi de suma importância para a elaboração e finalização deste trabalho.

Ao meu amigo Eduardo pelo suporte e orientações em relação ao programa Ansys Fluent e aos recursos computacionais necessários.

Agradeço a cada um dos membros da banca pela disponibilidade e pelo interesse em contribuir com seus conhecimentos para esta Tese.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA E DESEMPENHO DE UMA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR VIA SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS FORA DO PONTO DE PROJETO

Priscila Ribeiro Santoro Silva

Julho/2020

Orientadores: Albino José Kalab Leiroz

Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Programa: Engenharia Mecânica

Uma caldeira de recuperação de calor sem queima suplementar, inserida no contexto da geração de energia elétrica, foi simulada nesta tese. Foram elaborados alguns casos que serão comparados com o caso base, que representa as condições operacionais da caldeira. Para descrição do problema relatado, foram consideradas as equações da continuidade, da conservação de quantidade de movimento e da energia, além das equações do modelo de turbulência $k - \epsilon$, do modelo de transferência de calor $\epsilon - NUT$ e da abordagem de meio poroso para representar o conjunto de tubos. O programa utilizado para solução do conjunto de equações foi o Ansys Fluent, versão 18.0. As condições estudadas fora do ponto de projeto foram: 1) Variação de carga (redução e aumento da vazão dos gases exaustos); 2) Incrustação nas paredes dos tubos dos evaporadores; 3) Corrosão em tubos (tamponamento parcial e total dos mesmos); 4) Restrição de passagem de gás por frestas laterais; 5) Escoamento de gás nas zonas inativas da caldeira, ou seja, regiões onde não ocorre a troca térmica entre o gás e a água. Os casos que consideraram o desvio do gás para os alçapões superior e inferior e para as passagens laterais apresentaram maior impacto na eficiência do gerador de vapor. Os resultados mostraram a redução da eficiência do gerador de vapor de 93%, quando não há passagem de gás através das áreas inativas ou pelas frestas laterais, para 48% quando os desvios do gás são presentes. Além desses resultados, a redução da vazão de gás exausto na entrada da caldeira diminui a eficiência de 86% (Caso Base) para 71% e o tamponamento total do economizador de baixa pressão reduz a eficiência para 73%.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D.Sc.)

EVALUATION OF THE EFFICIENCY AND PERFORMANCE OF A HEAT RECOVERY
STEAM GENERATOR VIA COMPUTATIONAL SIMULATIONS OF OFF-DESIGN
OPERATION

Priscila Ribeiro Santoro Silva

July/2020

Advisors: Albino José Kalab Leiroz

Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Department: Mechanical Engineering

A heat recovery boiler without supplementary burning, inserted in the context of electricity generation, was simulated in this thesis. Some cases have been elaborated that will be compared with the base case, which represents the operational conditions of the boiler. For description of the reported problem, were considered the equations of continuity, conservation of amount of movement and energy, as well as the turbulence model equations $k - \varepsilon$, the heat transfer model $\varepsilon - NUT$ and the porous media approach to represent the set of tubes. The program used to solve the set of equations was Ansys Fluent, version 18.0. The conditions studied outside the design point were: 1) Load variation (reduction and increase in exhaust gas flow); 2) Fouling on the walls of the evaporator tubes; 3) Corrosion in tubes (partial and total plugging); 4) Restriction of gas flow through lateral passages; 5) Gas flow in the boiler's inactive areas, that is, regions where there is not thermal exchange between gas and water. The cases that considered the deviation of the gas to the trapdoors (upper and lower openings) and to the lateral passages had a greater impact on the efficiency of the steam generator. The results showed a reduction in the efficiency of the steam generator from 93%, when there is no gas passing through the inactive areas or through the lateral passages, to 48% when the gas deviations are present. In addition to these results, the reduction in exhaust gas flow at the boiler inlet reduces efficiency from 86% (base case) to 71% and the total plugging of the low pressure economizer reduces efficiency to 73%.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	vi
SUMÁRIO.....	ix
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABELAS.....	xv
LISTA DE SÍMBOLOS	xvi
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação e objetivos.....	5
1.2 Estrutura da Tese	7
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1 Modelagem matemática de trocadores de calor e caldeiras	9
2.2 Modelagem matemática de caldeiras em módulos.....	24
2.3 Modelagem matemática com a abordagem de meio poroso.....	34
CAPÍTULO 3 – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA	43
3.1 Equação da continuidade	43
3.2 Equação de conservação de quantidade de movimento e de energia.....	44
3.3 Equações de NAVIER-STOKES.....	45
3.4 Equações de transporte para turbulência.....	46
3.5 Equação de conservação de energia.....	46
3.6 Troca térmica em trocadores de calor	49
3.6 Equação relativas ao meio poroso	51
3.7 Método numérico	53
CAPÍTULO 4 – VALIDAÇÃO DO MODELO	56
4.1 Módulo do trocador de calor no Fluent	65
5 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO.....	74
5.1. Descrição do sistema a ser estudado.....	74
5.2 Condições de contorno	80
5.3 Metodologia de cálculo – meio poroso	88
5.4 Metodologia de cálculo – troca térmica	92
6 TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA	99
7 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	105
7.1 Variação de carga.....	105
7.2 Incrustação nos evaporadores.....	120

7.3 Tamponamento dos tubos	127
7.4 Desvios do escoamento do gás.....	135
8 CONCLUSÕES	150
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	153

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fluxograma de uma usina termelétrica a gás em ciclo combinado (Adaptado de TOLMASQUIM, M. T., 2005).....	4
Figura 2: Desenho da caldeira de recuperação de calor (HRSG) no programa Ansys Fluent. Fonte: Adaptado de KHOSHHAL, A. et al., 2011	10
Figura 3: Desenho esquemático do escoamento que ocorre no conjunto tubulão – downcomer - riser. Fonte: Adaptado de KIM, H., et al., 2005	13
Figura 4: Desenho esquemático de uma caldeira flamotubular típica de três passes. Fonte: Adaptado de ORTIZ, F. J. G., 2011.....	14
Figura 5: Desenho esquemático dos fenômenos de transferência de calor que ocorrem em uma caldeira flamotubular. Fonte: Adaptado de ORTIZ, F. J. G., 2011	15
Figura 6: Desenho esquemático do gerador de vapor. Fonte: Adaptado de RAHMANI, A. et al., 2009.....	16
Figura 7: Desenho esquemático da caldeira simulada por CARVALHO, M. G.; COELHO, P. J., 1990.....	20
Figura 8: Desenho esquemático da planta de potência de alta eficiência cuja configuração é em ciclo combinado. Fonte: Adaptado de ALOBAID, F. et al., 2009...	27
Figura 9: Desenho esquemático da caldeira Benson. Fonte: Adaptado de ALOBAID, F. et al., 2012.	28
Figura 10: Esquema da caldeira Beatrice. Fonte: Adaptado de VYTLA, V.V.S.K., 2005.	39
Figura 11: Esquema da caldeira Current Creek. Fonte: Adaptado de VYTLA, V.V.S.K., 2005.....	40
Figura 12: Esquema da caldeira de recuperação Beatrice, estudada no trabalho em referência. Fonte: Adaptado de VYTLA, V.V.S.K., 2005.....	56
Figura 13: Vistas lateral (A e B), superior (C) e traseira (D) da caldeira de recuperação construída nesta tese com base no trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005.	58
Figura 14: Representação da malha mista, ou seja, constituída por elementos tetraédricos, porém formada também por uma malha estruturada apenas nos trocadores de calor.	59
Figura 15: Vetores usados para determinar a qualidade ortogonal da malha.	60
Figura 16: Perfil de velocidade obtido nesta tese, estando bem semelhante ao obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.	62
Figura 17: Representação da geometria da caldeira Beatrice, construída nesta tese, com a inclusão de uma região porosa no duto de entrada da caldeira.	67
Figura 18: Representação da geometria da caldeira Beatrice, construída nesta tese, com a inclusão de duas regiões porosas, denominadas CO e SCR, respectivamente.	67
Figura 19: Perfil de velocidade ao longo do comprimento da caldeira para $z = 0,381$ m e $z = -0,381$ m, obtido para validação do perfil obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.....	70
Figura 20: Perfil de pressão ao longo do comprimento da caldeira para $z = 0,381$ m obtido para validação do perfil obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.	71
Figura 21: Perfil de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para $z = 0,381$ m obtido para validação do perfil obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.	71
Figura 22: Perfil de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para $z = - 0,381$ m obtido para validação do perfil obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.	72

Figura 23: Comparação dos perfis de temperatura obtidos neste trabalho e por VYTLA, V.V.S.K., 2005, respectivamente. FONTE: Elaborado pela Autora, simulador Ansys Fluent (Versão 18.0) e por VYTLA, V.V.S.K., 2005.....	73
Figura 24: Telas do Fluent para seleção dos modelos de turbulência e energia.	76
Figura 25: Métodos de solução baseados na pressão. À esquerda é o método segregado e à direita é o método acoplado.....	78
Figura 26: Tela do Fluent para seleção do modelo de trocador de calor.	79
Figura 27: Esquemático da caldeira que foi desenhada e simulada neste trabalho usando o programa Ansys Fluent.	79
Figura 28: Vistas lateral (A), frontal (B) e superior (C) da caldeira que foi construída e simulada nesta tese usando o programa Ansys Fluent.....	80
Figura 29: Condições de contorno da caldeira de recuperação que foi simulada nesta tese (Caso Base).....	81
Figura 30: Especificação da condição de contorno de velocidade na entrada.....	82
Figura 31: Especificação da condição de contorno de velocidade na saída.	82
Figura 32: Especificação das condições de contorno nas paredes.	83
Figura 33: Condições de contorno térmicas na parede.....	83
Figura 34: Principais regiões da caldeira de recuperação que foi simulada neste trabalho.....	84
Figura 35: Representação de um conjunto de tubos de um trocador de calor. FONTE: Adaptado pela Autora.....	85
Figura 36: Vista 3D dos alçapões superiores.	85
Figura 37: Vista 3D dos alçapões inferiores.	86
Figura 38: Vista 3D das folgas laterais.	86
Figura 39: Tela do Fluent para especificação da condição de meio poroso.....	91
Figura 40: Especificação da direção do escoamento e das resistências inerciais e viscosas.	92
Figura 41: Especificação da porosidade em cada trocador de calor.	92
Figura 42: Criação do componente gás exausto no Fluent.....	93
Figura 43: Especificação da geometria de cada trocador de calor no Fluent.....	94
Figura 44: Especificação do modelo de troca térmica para cada trocador de calor no Fluent, ou modelo NTU ou modelo da efetividade.	95
Figura 45: Definição dos parâmetros para meio poroso no Fluent.	95
Figura 46: Especificação das vazões e temperaturas dos fluidos principal e auxiliar e também do valor de calor trocado.....	96
Figura 47: Informações sobre o fluido auxiliar.	96
Figura 48: Número de passes e direção do escoamento do fluido auxiliar.	97
Figura 49: Número de colunas por passe para o escoamento do fluido auxiliar, a água.	97
Figura 50: Esquema da direção do escoamento do fluido principal (gás exausto) e do fluido auxiliar (água). Essas informações são necessárias quando se utiliza o módulo do trocador de calor do Fluent.	98
Figura 51: Comparação entre os perfis de temperatura do gás exausto ao longo do comprimento da caldeira para diferentes números de elementos de malha.	99
Figura 52: Índice de convergência entre as malhas 2 e 1, menos e mais refinada, respectivamente.	102
Figura 53: Índice de convergência entre as malhas 3 e 2, menos e mais refinada, respectivamente.	103
Figura 54: Malha estruturada nos trocadores de calor e tetraédrica nas demais partes da caldeira. Malha utilizada em todas as simulações.	104

Figura 55: Perfis de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para os três casos estudados.	107
Figura 56: Perfis de velocidade ao longo do comprimento da caldeira para os três casos estudados.	108
Figura 57: Perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira para os três casos estudados.	109
Figura 58: Perfis axiais de velocidade, temperatura e pressão referentes aos casos base, 1 e 2, respectivamente em cada coluna.	112
Figura 59: Perfis transversais de temperatura referentes ao caso base.	114
Figura 60: Perfis transversais de temperatura referentes ao caso 1.	116
Figura 61: Perfis transversais de temperatura referentes ao caso 2.	117
Figura 62: Perfis transversais de velocidade, correspondendo cada fileira a um caso, base, 1 e 2.	119
Figura 63: Perfis de temperatura ao longo do comprimento da caldeira, comparando os casos que apresentam incrustação com o caso base.	122
Figura 64: Perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira, comparando os casos que apresentam incrustação com o caso base.	123
Figura 65: Perfis de velocidade ao longo do comprimento da caldeira, comparando os casos que apresentam incrustação com o caso base.	123
Figura 66: Perfis transversais de temperatura e velocidade na entrada e na saída dos evaporadores de alta, média e baixa pressões com incrustação e redução de 20% na troca térmica.	125
Figura 67: Perfis transversais de temperatura e velocidade na entrada e na saída dos evaporadores de alta, média e baixa pressões com incrustação e redução de 50% na troca térmica.	126
Figura 68: Perfis de temperatura ao longo do comprimento da caldeira, comparando-se o caso base com os casos com tamponamento de tubos.	128
Figura 69: Perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira, comparando-se o caso base com os casos com tamponamento de tubos.	129
Figura 70: Perfis de velocidade ao longo do comprimento da caldeira, comparando-se o caso base com os casos com tamponamento de tubos.	129
Figura 71: Perfis transversais de temperatura, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEV e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEV.	131
Figura 72: Perfis transversais de velocidade, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEV e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEV.	132
Figura 73: Perfis transversais de temperatura, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEC e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEC.	133
Figura 74: Perfis transversais de velocidade, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEC e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEC.	134
Figura 75: Esquema dos casos 9, 11 e 13 que foram analisados.	137
Figura 76: Perfil de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para os diferentes casos de passagem de gás por fresta.	138
Figura 77: Perfil de pressão ao longo do comprimento da caldeira para os diferentes casos de passagem de gás por fresta.	139
Figura 78: Perfil de velocidade ao longo do comprimento da caldeira para os diferentes casos de passagem de gás por fresta.	140

Figura 79: Perfis axiais de temperatura, pressão e velocidade, comparando-se o caso base (primeira coluna) e os casos 9, 10 e 12, respectivamente.....	142
Figura 80: Perfis transversais de temperatura para o caso 9.	143
Figura 81: Perfis transversais de temperatura caso 10.....	144
Figura 82: Perfis transversais de temperatura caso 12.....	145
Figura 83: Perfis transversais de velocidade caso Base e caso 9.....	146
Figura 84: Perfis transversais de velocidade caso 10 e caso 12.	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Resumo das equações de conservação.	44
Tabela 2: Condições do gás exausto da turbina a gás, que alimenta a caldeira de recuperação Beatrice, estudada no trabalho em referência. Fonte: VYTLA, V.V.S.K., 2005.	57
Tabela 3: Dados médios em relação ao gás exausto que entra na caldeira de recuperação.	61
Tabela 4: Composição dos gases exaustos da turbina a gás que alimentam a caldeira de recuperação.	62
Tabela 5: Propriedades de cada componente constituinte do gás exausto que alimenta a caldeira de recuperação. FONTE: SMITH, J. M., et al., 2013.	63
Tabela 6: Resistência inercial para cada trocador de calor. Este parâmetro é utilizado pelo Fluent para calcular a queda de pressão em cada trocador de calor, visto que são considerados meios porosos.	64
Tabela 7: Informações importantes para a determinação da variação da temperatura do gás ao longo da caldeira de recuperação. Os dados contidos nesta Tabela são necessários como dados de entrada do módulo do trocador de calor do Fluent.	66
Tabela 8: Valores das resistências inerciais correspondentes às três novas regiões, consideradas como meios porosos, incluídas na geometria.	68
Tabela 9: Parâmetros do modelo de queda de pressão para meio poroso, especificados para cada trocador de calor da caldeira de recuperação.	69
Tabela 10: Condições nominais dos vapores saturados e reaquecidos da caldeira de recuperação a ser estudada.	75
Tabela 11: Parâmetros para definição do meio poroso.	90
Tabela 12: Composição do gás exausto.	93
Tabela 13: Informações para cálculo da troca térmica.	98
Tabela 14: Dimensões representativas das malhas (h1, h2 e h3) e as razões entre elas (r21 e r32). Fonte: Elaborado pela autora.	100

LISTA DE SÍMBOLOS

HRSG	Heat Recovery Steam Generator
LP	Low Pressure
IP	Intermediate Pressure
HP	High Pressure
k	Energia cinética turbulenta, J/kg
k_T	Condutividade térmica, $W/(m \cdot K)$
G_k	Taxa de produção volumétrica da energia cinética turbulenta, W/m^3
G	Velocidade, m/s
S_i	Termo fonte da energia interna, W/m^3
S_M	Termo fonte volumétrico para quantidade de movimento, $N/m^3 = kg/(m^2 \cdot s^2)$
C_μ	Constante adimensional do modelo $k - \varepsilon$
A	Área total de troca térmica, m^2
A_c	Área do escoamento livre, m^2
W	Vazão volumétrica, m^3/s
q	Taxa de transferência de calor verdadeira do fluido quente para o fluido frio, W
q_{max}	Máxima taxa possível de transferência de calor, W
C_{min}	Mínima capacidade calorífica entre o fluido frio e o fluido quente, W/K
C_{max}	Máxima capacidade calorífica entre o fluido frio e o fluido quente, W/K
C_r	Razão entre C_{min} e C_{max} , adimensional
T	Temperatura, K
$T_{q,e}$	Temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor, K
$T_{f,e}$	Temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor, K
p	Pressão manométrica, $kPa = 10^3 \cdot kg/(m \cdot s^2)$
P_1	Pressão na entrada do trocador de calor, kPa
v_1	Volume específico no ponto 1 do escoamento, m^3/kg

v_2	Volume específico no ponto 2 do escoamento, m^3/kg
v_m	Volume específico médio $(v_1 + v_2)/2$, m^3/kg
\mathbf{v}	Vetor velocidade local, m/s
v_{avg}	Velocidade média na seção transversal, m/s
K_c	Coefficiente de perda na entrada, adimensional
K_e	Coefficiente de perda na saída, adimensional
f	Fator de fricção do escoamento, adimensional
i	Energia interna, J/kg

Símbolos gregos

ΔP	Queda de pressão da corrente de escoamento, kPa
α	Ordem aparente do método numérico
β	Eficiência da caldeira
ρ	Massa específica do fluido, kg/m^3
Φ	Função dissipação, W/m^3
μ	Viscosidade dinâmica, $Pa \cdot s = kg/(m \cdot s)$
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta, $Pa \cdot s = kg/(m \cdot s)$
σ_k	Número de Prandtl turbulento para k
σ_ε	Número de Prandtl turbulento para ε
σ	Porosidade, adimensional
ε	Taxa de dissipação viscosa turbulenta, $J/(kg \cdot s)$

Índices

i, j, k	Índices
t	Escoamento turbulento
m	Valor médio

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Geradores de vapor são equipamentos que usam calor para converter água líquida em vapor através da troca térmica entre os produtos da combustão e a água. Nestes equipamentos, através da queima de um combustível, calor sensível é fornecido à água líquida até alcançar a temperatura de ebulição somado ao calor latente a fim de vaporizar a água e mais o calor de superaquecimento para transformá-la em vapor superaquecido. A geração de vapor é importante para várias aplicações industriais como a geração de energia elétrica, indústria de laticínios, indústria de alimentos, usinas de açúcar e álcool, fábricas de papel e celulose, entre outros. O vapor é o recurso chave devido a sua extensa viabilidade, propriedades vantajosas e natureza atóxica. As taxas de escoamento do vapor e condições de operação são as considerações de projeto principais para qualquer gerador de vapor. Os combustíveis usados na maioria dos geradores de vapor são o carvão, gás natural e óleo. Além disso, uma variedade crescente de materiais de biomassa e subprodutos de processo tem se tornado fontes de calor para a geração do vapor.

O mais importante gerador de vapor é a caldeira, que é basicamente um trocador de calor que trabalha com pressão superior à pressão atmosférica, produzindo vapor. É constituída por diversos equipamentos integrados, permitindo a obtenção do maior rendimento térmico possível e maior segurança. Esta definição é bem abrangente, pois compreende todos os tipos de caldeiras, ou seja, as que vaporizam água ou outros fluidos e as que utilizam qualquer tipo de energia: térmica (convencional como combustíveis ou não convencional como energia nuclear ou solar) ou elétrica.

Existem processos industriais que geram gases de processo ou de combustão com temperatura alta o suficiente para se recuperar calor. Gases de alto forno, gases de processos de fabricação de produtos químicos, produtos de combustão de incineradores e fornos de alta temperatura, gases exaustos de turbinas a gás são exemplos de gases gerados dos quais pode-se recuperar calor. Em alguns destes casos a caldeira pode ser tanto aquotubular como flamotubular, dependendo da capacidade requerida de produção de vapor. As caldeiras de recuperação devem ser dimensionadas para reduzir a temperatura de saída dos gases a valores menores possíveis sob o ponto de vista técnico e econômico e para promover a troca de calor em processo de circulação de fluidos em contracorrente.

Segundo SINGH, H., 2012, uma HRSG de pressão simples tem somente um tambor de vapor e gera vapor em apenas um nível de pressão, enquanto que as

caldeiras a pressões múltiplas geram vapor tanto em dois como em três níveis de pressão (alta pressão – HP, média pressão – IP e baixa pressão – LP, correspondendo a três seções da turbina a vapor associada). As caldeiras de recuperação de calor e geração de vapor são equipamentos robustos, podem utilizar diferentes matérias-primas, fazer uso ou não de queima suplementar e são constituídos por vários trocadores de calor que possuem inúmeros feixes de tubos e passes, denominados superaquecedores, reaquecedores, evaporadores, tubulões, economizadores e pré-aquecedores. Estes equipamentos são necessários para viabilizar o processo de recuperação de calor e estão detalhados a seguir:

- a) Superaquecedores e Reaquecedores: nos tambores das caldeiras o vapor formado permanece em equilíbrio com a fase líquida à temperatura de vaporização, constituindo o chamado vapor saturado. Este vapor é extraído da caldeira, geralmente úmido. Dessa forma, adicionando-se mais calor, mantendo-se a mesma pressão, eleva-se a sua temperatura acima da temperatura de vaporização, tornando-se vapor superaquecido. Os equipamentos que permitem esta elevação de temperatura são denominados superaquecedores, os quais operam sempre à mesma pressão da caldeira, respondendo pela elevação da temperatura do vapor saturado, aproveitando o calor sensível dos gases de combustão. Os superaquecedores são construídos de tubos de aço em forma de serpentina, cujo diâmetro varia de acordo com a capacidade da caldeira, podendo ser lisos ou aletados. Existem certas caldeiras em que os superaquecedores são instalados dentro das mesmas, estando localizados atrás do último feixe de tubos, entre dois feixes de tubos, sobre os feixes de tubos ou ainda sobre a fornalha. Há a possibilidade também de o superaquecedor ser instalado fora da caldeira, necessitando, neste caso, de uma fonte de calor para o aquecimento, através da instalação de uma fornalha.
- b) Economizadores: estes equipamentos são destinados a elevar a temperatura da água de alimentação antes que seja introduzida na caldeira, aproveitando o calor sensível ainda disponível nos gases de combustão, após sua passagem pelas últimas partes da caldeira. O aumento da temperatura da água de alimentação é benéfico ao processo, pois a introdução de uma água de alimentação sem aquecimento prévio tende a provocar uma queda de pressão interna na caldeira.

- c) Evaporadores e tubulões: os evaporadores promovem a ebulição da água e são interligados com os tubulões. Os tubulões são vasos horizontais que recebem a fase líquida e vapor saturado, formados nos tubos dos evaporadores. Nestes tubulões, existem hidrociclones que impedem que gotículas de água passem para a fase vapor.
- d) Pré-aquecedores: são equipamentos utilizados para aumentar a temperatura do ar que será usado na queima de combustível.

Uma das principais aplicações das caldeiras de recuperação de calor é gerar vapor para alimentar uma turbina a vapor e gerar energia elétrica. As usinas termelétricas que possuem caldeiras de recuperação apresentam, em geral, o ciclo combinado como configuração do ciclo termodinâmico que rege o processo. A tecnologia do ciclo combinado na geração térmica é relativamente recente, e consiste basicamente no acoplamento dos dois sistemas das térmicas a gás e a vapor. Assim, no mesmo ciclo funcionam turbinas a gás e a vapor, o que garante que a energia perdida pela descarga a alta temperatura dos gases na turbina a gás seja aproveitada para geração de vapor aumentando significativamente o rendimento do ciclo. As mais modernas usinas térmicas convencionais ou a gás costumam atingir em média uma eficiência de 35%, enquanto mesmo as centrais térmicas a ciclo combinado mais antigas geralmente atingem uma eficiência superior a 50%, fazendo desta uma tecnologia mais atrativa economicamente em relação às demais formas de geração térmica. O princípio de funcionamento do ciclo combinado é a utilização dos ciclos termodinâmicos Brayton e Rankine. (Fonte: TOLMASQUIM, M. T., 2005)

No ciclo combinado, o ar é comprimido e, em seguida, levado para o combustor onde é misturado com o combustível e entra em combustão. Os gases provenientes da combustão se expandem no interior da turbina a gás, gerando energia mecânica que, através de um gerador, se transforma em parte da energia elétrica gerada pelo ciclo. Ao contrário do ciclo Brayton, o processo não termina nesta etapa, pois os gases de combustão, devido a sua alta temperatura (superior a 550°C), trocam calor com a água no interior das caldeiras de recuperação (Heat Recovery Steam Generator – HRSG), produzindo, assim, vapor suficiente para mover o eixo de uma turbina a vapor e gerar energia elétrica. Ao passar pela turbina, o vapor se expande, perdendo calor. Dessa forma, ele é condensado e reconduzido à caldeira de recuperação, concluindo o Ciclo Rankine. As caldeiras de recuperação ainda podem apresentar queimadores para a queima suplementar dos gases de combustão, pois estes ainda contêm oxigênio, ou

para a queima de mais combustível a fim que se atinja um vapor a mais alta temperatura. Dessa forma, o ciclo combinado produz duas vezes mais eletricidade, sendo uma vez no ciclo da turbina a gás e uma vez no ciclo da turbina a vapor, sendo mais eficiente que uma turbina a vapor ou a gás individualmente. (Fonte: TOLMASQUIM, M. T., 2005)

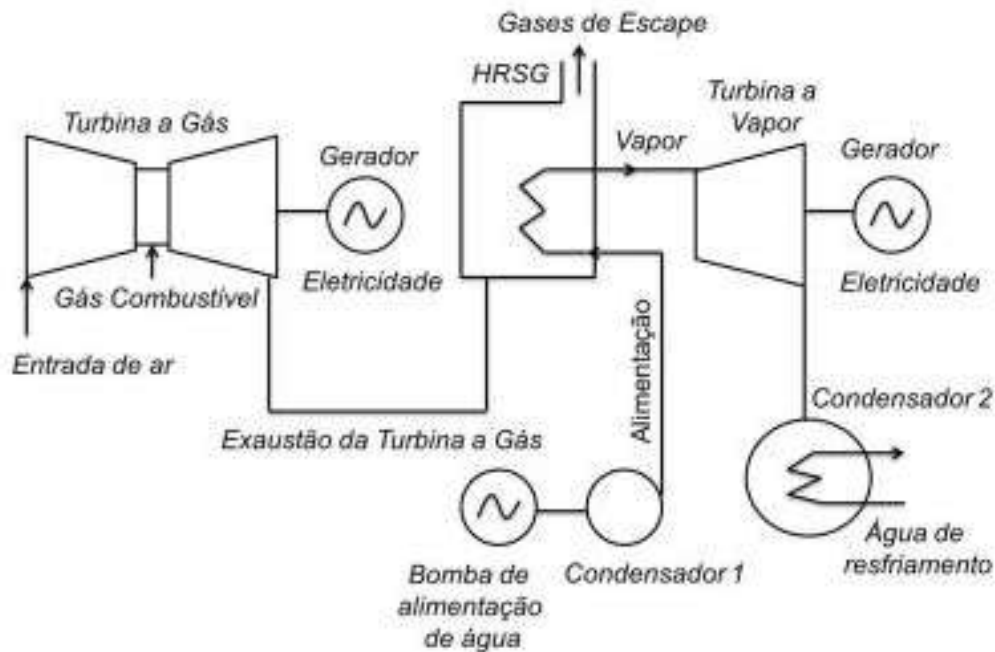


Figura 1: Fluxograma de uma usina termelétrica a gás em ciclo combinado (Adaptado de TOLMASQUIM, M. T., 2005).

Esta Tese abordou as caldeiras de recuperação de calor, também conhecidas como HRSG, Heat Recovery Steam Generator, que são amplamente utilizadas em usinas termelétricas que operam a ciclo combinado, a fim de obter o melhor aproveitamento da energia e a obtenção do maior rendimento possível. Nestas usinas, a caldeira recupera o calor sensível dos gases exaustos de uma turbina a gás, produzindo vapor que é utilizado para acionar o eixo de uma turbina a vapor, transformando, assim, a energia mecânica em energia elétrica. A HRSG que foi estudada é aquotubular, possui três níveis de pressão e é composta pelos seguintes trocadores de calor: dois superaquecedores de alta pressão (HPSH1 e HPSH2), dois reaquecedores (RH1 e RH2), um evaporador de alta pressão (HPEV), três economizadores de alta pressão (HPEC1, HPEC2 e HPEC3), um superaquecedor de média pressão (IPSH), um superaquecedor de baixa pressão (LPSH), um evaporador de média pressão (IPEV), um economizador de média pressão (IPEC), um evaporador de baixa pressão (LPEV) e um economizador de baixa pressão (LPEC). É uma caldeira cuja orientação dos feixes tubulares é tubo-vertical e a direção dos gases exaustos é

horizontal. Os detalhes da caldeira que foi estudada serão mostrados no Capítulo 5 desta Tese.

1.1 Motivação e objetivos

No Brasil, a energia elétrica é gerada, em sua maior parte, por usinas hidrelétricas. Contudo, frente a ondas de calor crescentes nos últimos anos, o que aumenta a demanda por energia elétrica, e devido também ao baixo nível dos reservatórios de água de algumas das principais hidrelétricas do país por falta de chuvas, a geração de energia por usinas termelétricas torna-se cada vez mais estratégica e importante para o país. A geração de energia por usinas termelétricas atingiu um recorde em fevereiro de 2014, segundo relatórios do Operador Nacional do Sistema (ONS), atendendo 18,38% da demanda nacional no período. Em 2013, no mesmo período, a geração de energia por usinas termelétricas correspondeu a 19,28% de toda a energia consumida no país. Seguindo a mesma tendência, segundo relatório do Ministério de Minas e Energia (MME), na plataforma sieBrasil, no ano de 2018, a contribuição das usinas termelétricas para a geração da energia elétrica do país foi de, aproximadamente, 24,82%, englobando todos os tipos de combustíveis, como gás natural e gás natural liquefeito, óleo diesel, carvão e biomassa.

No Brasil, segundo relatório da ANEEL, emitido em fevereiro de 2017, referente à capacidade instalada das usinas no período de 2001 a 2016, existem 2992 usinas termelétricas, correspondendo a 27,45% da capacidade instalada no período, contabilizando-se todas as usinas existentes no país. Segundo relatório elaborado pela Fundação Getúlio Vargas, existem dezessete usinas termelétricas a gás natural operando a ciclo combinado, abrangendo o Nordeste, Centro-Oeste, Sul e Sudeste, sem contar as que operam em ciclo combinado, mas com outros combustíveis. Ou seja, as termelétricas que operam a gás natural em ciclo combinado representam, em média, a parcela de 17,26% da geração de energia elétrica total, considerando-se todas as configurações de usinas termelétricas e os diferentes combustíveis utilizados.

Dessa forma, devido à relevância que as usinas termelétricas vêm obtendo frente ao cenário de geração de energia elétrica no Brasil e considerando também a importância que as usinas a ciclo combinado a gás natural vêm assumindo no país, optou-se por estudar uma caldeira de recuperação de calor neste trabalho, sem queima suplementar, existente em uma usina termelétrica típica que opera com gás natural na configuração de ciclo combinado, visto que este é um equipamento determinante para

a eficiência da operação de uma usina a ciclo combinado. As usinas que operam em ciclo aberto (Ciclo Brayton) liberam os gases exaustos das turbinas a gás a temperaturas elevadas, em torno de 615°C, sendo uma tendência o fechamento do ciclo, tendo em vista que o ciclo combinado evita o desperdício de energia, recuperando-a para a geração de vapor, sendo, portanto, uma configuração mais eficiente.

Durante a operação de caldeiras de recuperação de calor, algumas intercorrências operacionais podem existir ao longo do seu ciclo de vida, fazendo com que as caldeiras operem fora do seu ponto de projeto. Dessa forma, algumas dessas intercorrências foram estudadas nesta Tese, a fim de analisar a eficiência e o desempenho da caldeira quando opera fora do ponto de projeto.

- 1) Variações na vazão mássica do gás exausto da turbina a gás admitido pela caldeira de recuperação associadas com as variações de carga;
- 2) Incrustações em tubos dos evaporadores de baixa, média e alta pressões. Nos evaporadores é onde ocorre mudança de fase da água e eles são conectados aos tubulões. Nestes tubulões são dosados produtos químicos para tratamento da água na fase líquida e na fase vapor. Dessa forma, nos tubos do evaporador, caso haja regiões de menor velocidade, se houver dosagem alta de produto químico ou formação de depósitos, haverá redução na capacidade de troca térmica dos evaporadores. Incrustações externas ocorrem devido à deposição de material particulado do gás exausto;
- 3) Tamponamento dos tubos de trocadores de calor. Durante o ciclo de vida do equipamento, algumas inspeções são realizadas, a fim de medir a espessura dos tubos da caldeira. Quando a espessura está reduzida ou quando há presença de furos nos tubos, faz-se necessário o tamponamento deles. Apesar de impactar na eficiência, o tamponamento dos tubos é uma alternativa para continuar a operação da caldeira, mesmo com eficiência reduzida. Neste trabalho foram analisados os tamponamentos parcial e total do economizador de baixa pressão e do evaporador de baixa pressão.
- 4) Desvio do escoamento do gás exausto para as denominadas zonas inativas da caldeira, que são as regiões onde ficam localizados os coletores dos tubos e onde não há troca térmica. A passagem inapropriada de gás para essas regiões ocorre devido à abertura indevida dos acessos a essas zonas ou deve-se à falha no sistema de vedação dessas regiões por dilatação térmica mal calculada.

O objetivo deste trabalho é estudar o escoamento do gás exausto e verificar como que as situações descritas acima podem impactar a eficiência global da caldeira e de seus trocadores de calor. Os cenários descritos acima podem ocorrer na realidade, sabe-se que impactam a eficiência da caldeira, mas a redução na eficiência não é uma informação amplamente disponível nem muito investigada. Para isso, utilizou-se um programa de fluidodinâmica computacional, o Ansys Fluent, para desenhar e simular o escoamento do gás exausto ao longo das seções da caldeira, tanto em sua operação normal como nos cenários fora do ponto de projeto mencionados anteriormente. Os programas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) realizam a descrição bem detalhada do equipamento, discretizando o volume de controle e calculando para cada subdivisão as equações de quantidade de movimento, da continuidade e da energia. Quanto mais detalhes for possível extrair das simulações, mais será possível entender o comportamento do equipamento em escala industrial e melhorar sua operação industrial. A viabilidade de um hardware de alto desempenho a preços acessíveis e a introdução de interfaces amigáveis ao usuário levaram a um maior interesse pela técnica de CFD. (Fonte: VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W., 1995)

1.2 Estrutura da Tese

A Tese está dividida em 08 capítulos e mais a lista das Referências Bibliográficas. O primeiro capítulo é a introdução na qual é descrito em que contexto as caldeiras são utilizadas, quais são as aplicações industriais mais comuns, a importância deste equipamento e da geração de vapor e como a Fluidodinâmica Computacional pode ajudar a descrever o funcionamento deste equipamento e a detalhar sua modelagem. Neste capítulo, inclusive, são descritos a motivação e o objetivo deste trabalho.

O segundo capítulo abrange a revisão bibliográfica sobre os trabalhos em relação a caldeiras de recuperação de calor, trocadores de calor de maneira geral, ou seja, sobre a modelagem desses equipamentos e sobre os fenômenos de transferência de calor envolvidos. Neste capítulo será contextualizada a proposta deste trabalho, ou seja, seu diferencial e sua relevância em relação aos demais que foram pesquisados.

O terceiro capítulo é o de formulação matemática. Neste capítulo, o conjunto de equações matemáticas que será resolvido neste trabalho é detalhado, bem como os modelos que serão utilizados e as considerações feitas. Além disso, neste capítulo,

também é descrito o método de volumes finitos que é utilizado pelo programa Ansys Fluent para a discretização das equações do modelo matemático.

O quarto capítulo é de validação do modelo matemático. A fim de entender melhor como seria a simulação de uma caldeira de recuperação de calor em um programa de fluidodinâmica computacional, buscou-se na literatura um trabalho que fosse possível simular uma caldeira de recuperação e validar os resultados. O trabalho encontrado foi o de VYTLA, V.V.S.K., 2005, que simulou duas caldeiras de recuperação de calor distintas, com diferentes configurações de seus trocadores de calor, com e sem queima suplementar. As simulações foram realizadas em regime permanente e os tubos dos trocadores de calor foram considerados meios porosos. Assim, nesta Tese, validou-se apenas um caso simulado por VYTLA, V.V.S.K., 2005, ou seja, apenas uma caldeira sem queima suplementar. Os resultados da validação foram satisfatórios e, com isso, foi possível resolver a caldeira de recuperação de interesse neste trabalho, com segurança sobre as considerações realizadas.

O quinto capítulo refere-se à implementação do modelo da caldeira no programa Ansys Fluent. Neste capítulo serão apresentados a geometria da caldeira que será simulada, os casos que serão estudados nesta Tese, as condições de contorno, os parâmetros de troca térmica e meio poroso calculados para cada trocador de calor da caldeira, bem como toda a metodologia de cálculo associada. Além disso, este capítulo descreve a implementação de cada etapa no Ansys Fluent.

O sexto capítulo é o capítulo em que será apresentada a metodologia e os resultados do Teste de Independência de Malha, que indicou a malha mais consistente para ser utilizada nas simulações realizadas neste trabalho.

O sétimo capítulo é de resultados e discussões, em que serão apresentados os resultados de todos os casos estudados neste trabalho, além do caso base, e também será realizada a análise dos resultados apresentados.

O oitavo capítulo é a conclusão, em que é realizada a síntese das principais considerações feitas acerca dos resultados.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são mencionadas as principais pesquisas encontradas e que estão relacionadas ao tema de caldeiras de recuperação de calor e transferência de calor. Os trabalhos encontrados foram categorizados da seguinte forma: modelagem matemática de trocadores de calor e caldeiras, modelagem matemática de caldeiras em módulos e modelagem matemática com a abordagem de meio poroso. Os trabalhos de cada uma dessas categorias são detalhados abaixo.

2.1 Modelagem matemática de trocadores de calor e caldeiras

Realizando a busca de trabalhos na Literatura, encontrou-se alguns trabalhos relevantes em relação à modelagem matemática de trocadores de calor e caldeiras. Os trabalhos são: KHOSHHAL, A. et al., 2011; SEDIC, A. et al., 2014; KUMKALE, P. et al., 2014; KIM, H. et al., 2005; ORTIZ, F.J.G., 2011; RAHMANI, A. et al., 2009; SIQUEIRA, D.A., 2014; KARUPPA, T. et al., 2012; OZDEN, E. et al., 2010; COELHO, P.J. et al., 1996; CARVALHO, M.G. et al., 1990; CARVALHO, M. G., COELHO, P. J., 1990; COELHO, P. J. et al., 1999; COELHO, P.J., 1999; OLIVEIRA, A.C.G., 2012; MERTENS, N. et al., 2015; ALOBAID, F. et al., 2014; ZEBIAN, H. et al., 2014; AGUILAR, F. J. E. et al., 2014; BENATO, A. et al., 2015; MANASSALDI, J. I. et al., 2016; SASTRE, F. et al., 2018; ESFAHANI, P. S. et al., 2014; ESFAHANI, P. S.; SIYAHPOSH, E. H. et al., 2014; HANAFIZADEH, P. et al., 2015; HANAFIZADEH, P. et al., 2016 e CHOI, S. M. et al., 2016. Tais trabalhos foram publicados no período de 1990 a 2019.

O trabalho de KHOSHHAL, A. et al., 2011 teve por objetivo avaliar a utilização da técnica de ar de combustão a alta temperatura (HiTAC) nas caldeiras de recuperação de calor (HRSG) existentes no Complexo Petroquímico Fajr, no Irã, a fim de aumentar sua carga de produção de vapor. Para atingir este objetivo, estão fazendo uso de um queimador, a fim de gerar vapor com temperatura mais alta sem gerar altas zonas de temperatura. Segundo esse trabalho, a técnica de ar de combustão a alta temperatura é capaz de associar economia de energia, eficiência energética e controle de poluição, ou seja, baixos níveis de formação de NOx. Dessa forma, as técnicas de Fluidodinâmica Computacional foram aplicadas, utilizando-se o programa Ansys Fluent para determinar a melhor localização do bocal do queimador, assim como a alimentação ótima do gás

natural. A caldeira desenhada inclui três bancos de tubos, incluindo economizador, evaporador e superaquecedor, conforme Figura 2.

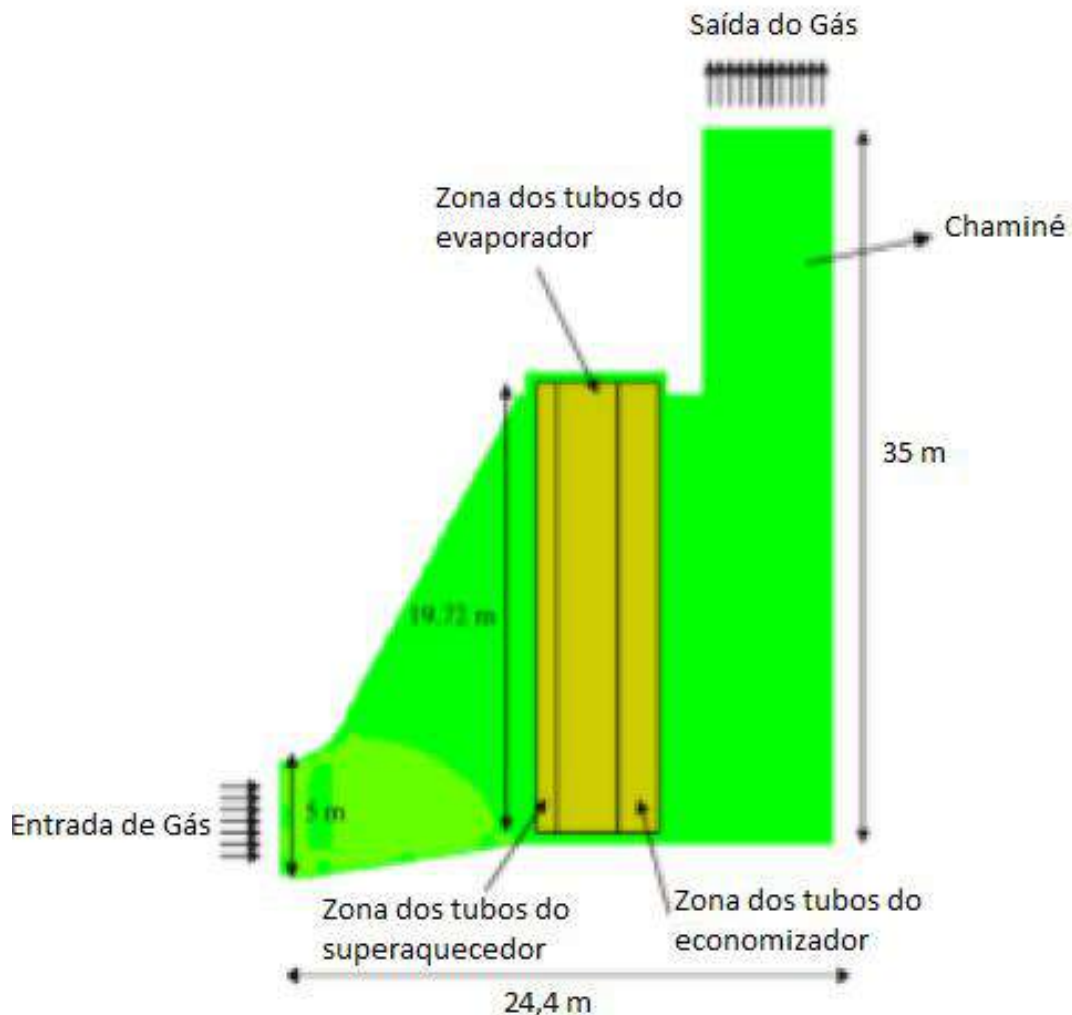


Figura 2: Desenho da caldeira de recuperação de calor (HRSG) no programa Ansys Fluent.
Fonte: Adaptado de KHOSHHAL, A. et al., 2011

A simulação realizada foi tridimensional, levando-se em conta os processos de combustão, transferência de calor e quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes a Reynolds médio, acopladas ao modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$). Avaliou-se o escoamento do gás exausto de uma turbina a gás e não o escoamento da água no interior dos tubos. Os resultados deste trabalho mostram que a posição do queimador de combustível, assim como a quantidade de combustível podem ter efeitos significativos na temperatura do vapor na saída. Os resultados demonstram que, aumentando-se a temperatura do ar de combustão e através da adição do bocal do gás natural para a caldeira estudada, aumenta-se para mais de 37% a temperatura de saída do vapor. Este estudo revela a possibilidade de aplicar a técnica HiTAC na caldeira industrial real e em qualquer tipo de caldeira.

A pesquisa de SEDIC, et al., 2014 fez a modelagem dinâmica do único tambor da caldeira de circulação natural no circuito do evaporador sem utilizar correlações empíricas. O modelo foi baseado exclusivamente nas leis físicas fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. No sistema da caldeira, foi considerado o fenômeno físico no interior do tubulão, incluindo a presença de ciclones para a separação água e vapor, assim como no interior do *downcomer* e nos tubos da fornalha. Os dados utilizados nas simulações são dados de plantas industriais. A motivação deste trabalho em avaliar o comportamento do tubulão é devido ao fato de que o comportamento do tubulão da caldeira aquotubular com circulação natural é altamente dinâmico, ou seja, variações bruscas de parâmetros de processo e controle de nível de água inadequado podem frequentemente resultar em perturbações de nível de água no tubulão (oscilações na pressão devido ao efeito de encolhimento e inchamento – efeito *shrink and swell*), o que pode acarretar, inclusive, grande número de paralisações não planejadas da caldeira. Dessa forma, surge a importância de uma modelagem precisa da caldeira, podendo ser essencial para minimizar a perda de energia. O objetivo desta pesquisa é formular um modelo para o sistema em estudo isento das leis empíricas, estando baseado somente nas leis físicas de conservação de massa, energia (levando em conta a entalpia específica) e quantidade de movimento tanto para a água como para o vapor. O ganho de um modelo ser formulado sem a utilização de correlações empíricas é que ele passa a ser aplicável a qualquer caldeira, uma vez que as correlações empíricas não são universalmente aplicáveis a qualquer tipo de caldeira. Outro objetivo deste trabalho é analisar a dinâmica do sistema da caldeira, enquanto leva em conta mudanças na pressão e entalpia dentro do tubulão, bem como a dinâmica do *downcomer* e tubos da fornalha, validando o modelo em relação a dados experimentais. A fim de resolver o modelo, foram utilizados os programas Matlab/Simulink. No trabalho, a caldeira considerada opera com pressão nominal de 80 bar, temperatura de 510°C e potência total de 84 MW, sendo parte integrante de uma grande planta de potência.

KUMKALE, P. et al., 2014 realizaram a análise do escoamento interno de um superaquecedor para estudar as características de transferência de calor deste equipamento, utilizando-se o programa Ansys Fluent. Foram calculados a queda de pressão, as perdas de calor e foi também realizado um estudo paramétrico do superaquecedor. Neste trabalho, também foi avaliada de que forma a temperatura dos tubos da caldeira pode sofrer alterações mediante a variação de certos parâmetros como fluxo mássico de vapor, temperatura do vapor, temperatura e pressão da água de alimentação. Uma das análises realizadas foi verificar se, com o aumento do fluxo

mássico de vapor nos tubos da caldeira, há a diminuição da temperatura na parede interna do tubo. Nesta pesquisa, o fluxo térmico no interior da caldeira foi estudado para aprimorar as características de transferência de calor e minimizar as perdas térmicas. Simulações detalhadas da combustão e do escoamento térmico dentro da caldeira industrial foram realizados neste trabalho. A unidade industrial que foi simulada tem capacidade de 70 ton/h, sendo o vapor com temperatura maior que 300°C encaminhado para o superaquecedor, que possui 45 tubos. Dessa forma, o vapor se divide em 45 tubos, sendo considerados tubos individuais para análise. A fim de investigar o escoamento do vapor nas tubulações do superaquecedor foi considerado escoamento turbulento, empregando-se o modelo k- ϵ , escoamento incompressível para o vapor e regime permanente. Considerou-se temperatura constante para a parede do tubo do superaquecedor, temperatura e fluxo mássico uniformes na entrada, condição para a pressão é assumida na saída e condições de não deslizamento para a velocidade são aplicadas em todas as paredes.

No trabalho de KIM, H., et al., 2005 foi apresentado um modelo para a dinâmica de nível da água no tubulão – tubo de subida (*riser*) – tubo de descida (*downcomer*) de uma caldeira de um tubulão com circulação natural, conforme Figura 3.

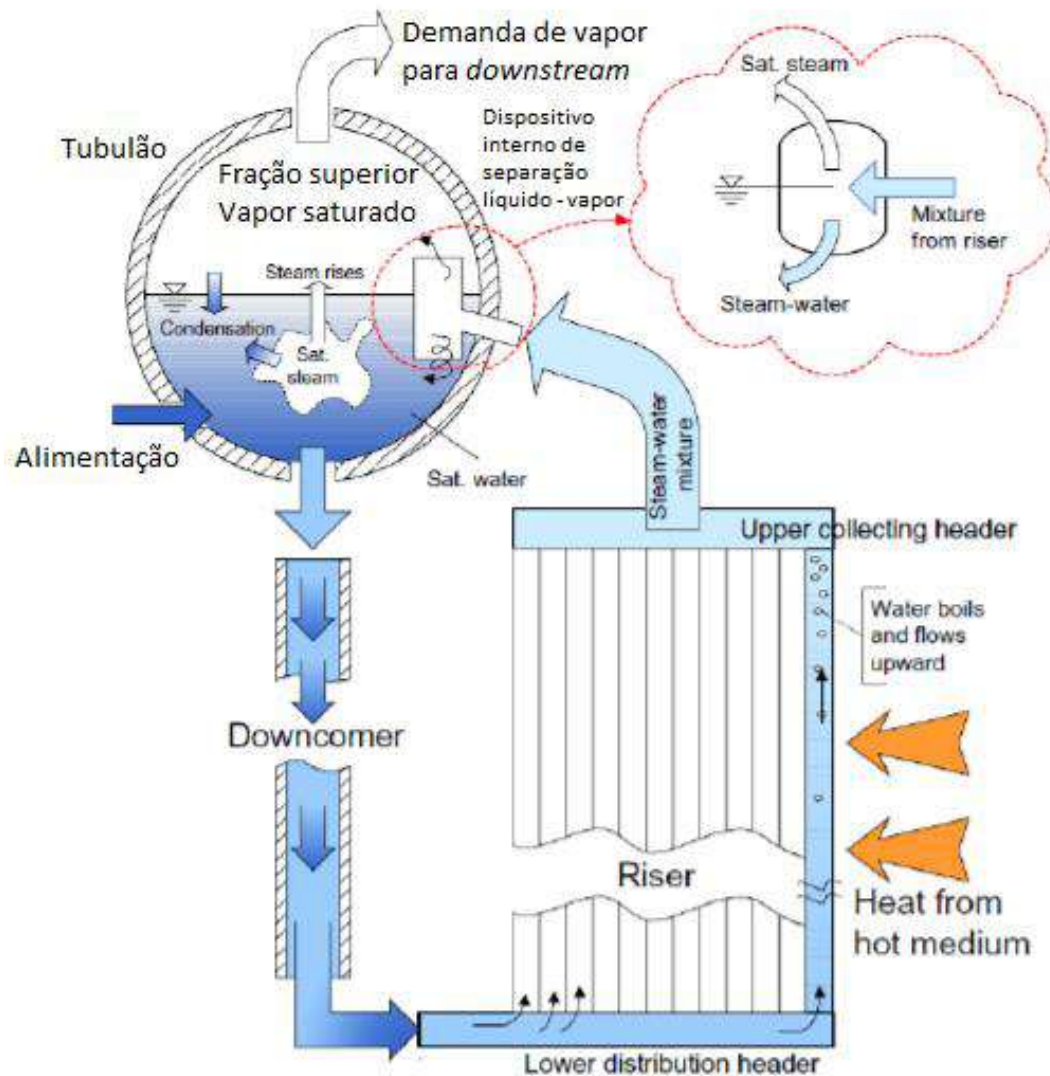


Figura 3: Desenho esquemático do escoamento que ocorre no conjunto tubulão – downcomer - riser. Fonte: Adaptado de KIM, H., et al., 2005

O modelo é baseado nas equações básicas de conservação de massa, quantidade de movimento e energia juntamente com as equações constitutivas. As fases líquido-vapor, presentes no tubulão, são divididas em três sub-volumes: água líquida, vapor acima do nível da água líquida e vapor abaixo do nível da água líquida. Dessa forma, uma relação do balanço de massa é aplicada a cada sub-volume. O modelo desenvolvido nesta pesquisa permite que a dinâmica do nível da água no tubulão seja investigada para mudanças na demanda de vapor e/ou na taxa de aquecimento. Os resultados da simulação são comparados com o modelo empírico, existente na literatura, para descrever a dinâmica da bolha de vapor. O modelo proposto apresentou uma predição razoável do nível da água para mudança na demanda de vapor.

O trabalho de ORTIZ, F. J. G., 2011 retrata a modelagem de uma caldeira flamotubular tubo horizontal na qual o gás de combustão passa através dos tubos da caldeira e o calor é transferido para a água presente no reservatório. As caldeiras flamotubulares, conforme mostrado na Figura 4, apresentam algumas seções: câmara de combustão, gás de combustão no interior dos tubos e região da água e do vapor, na qual há o processo de evaporação da água líquida na zona inferior e vapor saturado na zona superior, que é encaminhado através de válvulas de controle para os pontos de utilização.

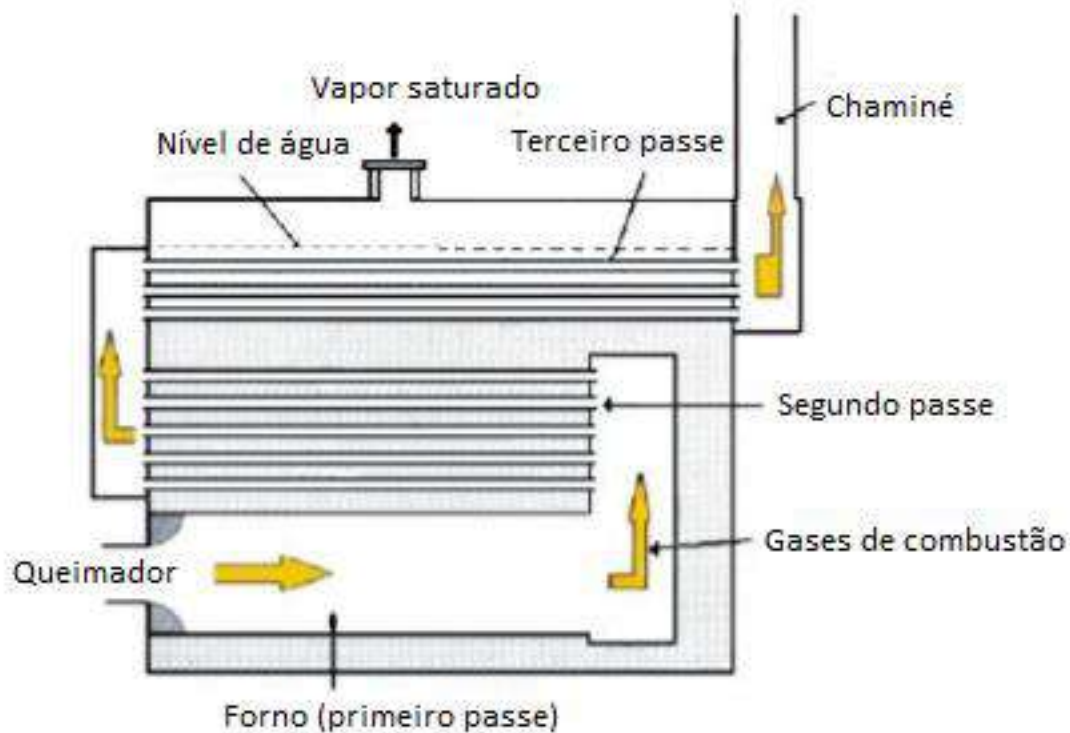


Figura 4: Desenho esquemático de uma caldeira flamotubular típica de três passes. Fonte: Adaptado de ORTIZ, F. J. G., 2011.

Este trabalho propôs um modelo dinâmico baseado nos princípios de conservação de massa, de energia e quantidade de movimento, juntamente com as equações constitutivas, sendo desenvolvido para análise de desempenho da caldeira e foi implementado no MatLab no estado estacionário. O modelo é formado por equações diferenciais parciais e apresenta algumas não linearidades na modelagem do mecanismo de transferência de calor. Os fenômenos de transferência de calor que foram considerados são: radiação, convecção (acoplada a correlações empíricas) entre os gases de combustão e os tubos, condução através dos tubos para a água, convecção da mistura líquido/vapor dos tubos nos diferentes passes.

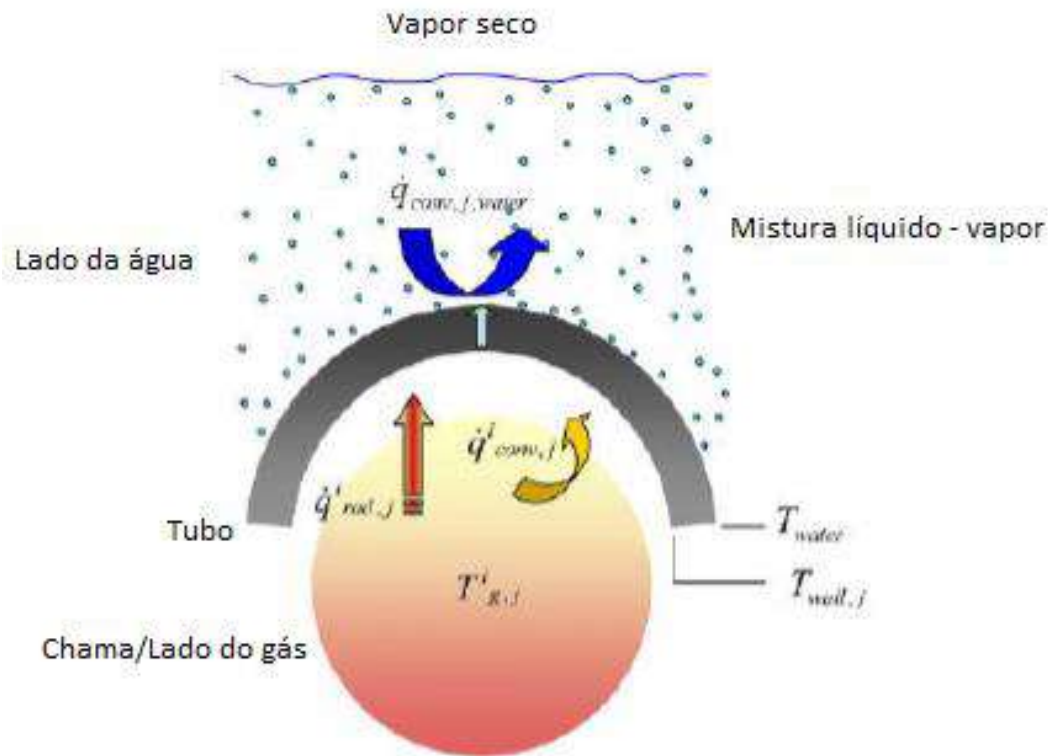


Figura 5: Desenho esquemático dos fenômenos de transferência de calor que ocorrem em uma caldeira flamatubular. Fonte: Adaptado de ORTIZ, F. J. G., 2011

A fase gasosa é considerada gás ideal, os tubos foram discretizados na direção do fluxo e não há gradientes de pressão e de temperatura do fluido nas direções radial e circunferencial. Com a resolução do modelo, obtêm-se as temperaturas (água da caldeira, gás de combustão, vapor saturado e superaquecido), pressões (fase da água e fase do vapor), vazão do vapor, nível ou volume de líquido, composição do gás de combustão e eficiência global da caldeira.

O trabalho de RAHMANI, A. et al., 2009 retrata o problema existente em muitos geradores de vapor que é a perda de água de alimentação. Utilizaram a ferramenta computacional RELAP5/Mod3.2 para simular o estado estacionário e comportamentos dinâmicos transientes de um gerador de vapor de circulação natural de duas fases, conforme representado pela Figura 6.

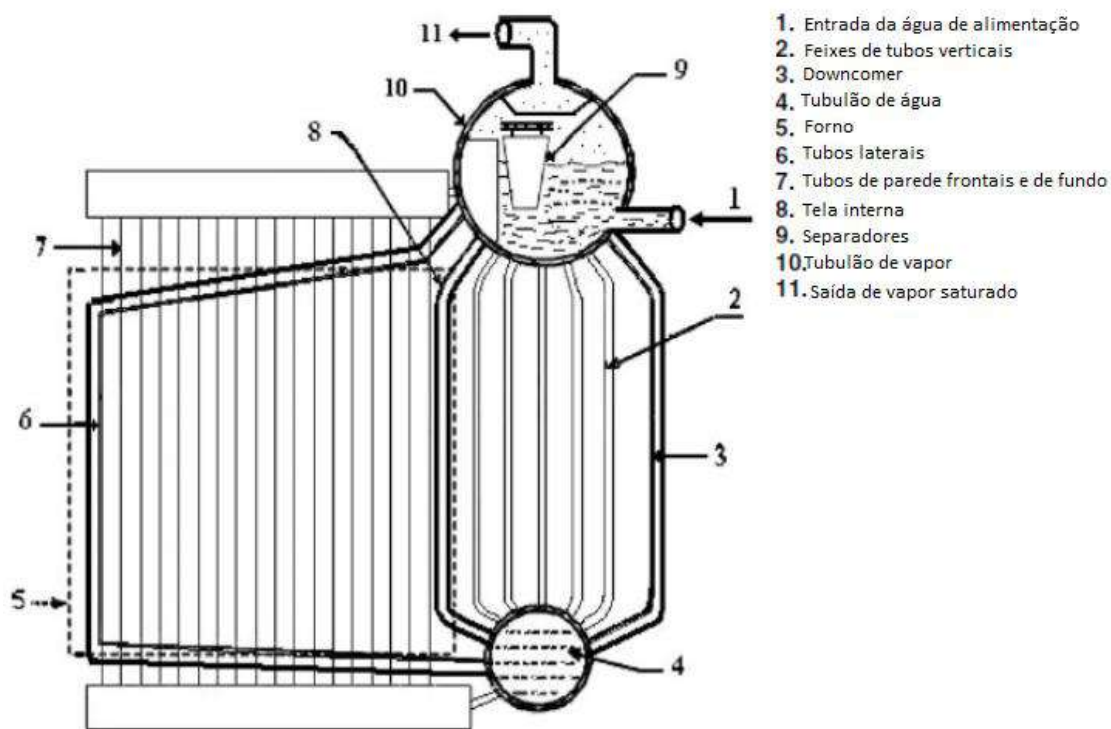


Figura 6: Desenho esquemático do gerador de vapor. Fonte: Adaptado de RAHMANI, A. et al., 2009.

Assim, dois cenários de perda de água de alimentação, com e sem atuação do sistema de controle, foram avaliados. A caldeira considerada neste trabalho é a caldeira Fives Cail-Babcock (FBC) que é uma caldeira de circulação natural de água nos tubos, instalada em uma indústria química para produzir 70 ton/h de vapor superaquecido a 43 bar e 420°C. Esta caldeira apresenta duas partes: a câmara de combustão e a seção de convecção. O objetivo do trabalho consiste em realizar análises de segurança de cenários de acidentes de duas perdas de água de alimentação, utilizando-se o programa RELAP5. Os resultados das análises mostram a forma com que os parâmetros termo-hidráulicos como pressão, temperatura, fluxo e fração de vazio influenciam as respostas da caldeira e como os sistemas de controle, quando atuados, podem mitigar as consequências de um acidente.

O trabalho de SIQUEIRA, D., 2014 tem por objetivo aplicar as técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) para avaliar os efeitos da ruptura de tubo em um trocador de calor do tipo casco e tubo que opera com grande discrepância de pressão entre o lado de baixa pressão (casco) e o lado de alta pressão (tubos). Assim, este trabalho traz o conjunto de equações (conservação de massa, de quantidade de movimento, de energia total, equações de estado, modelo k-ε para turbulência) para a

solução deste problema e utiliza o programa comercial Ansys CFX, a fim de prever o transiente de sobrepressão que ocorre no lado de baixa pressão após a ruptura de um dos tubos do trocador (efeitos locais – pressão gerada nos tubos adjacentes a partir da região da falha), assim como os efeitos dessa sobrepressão gerada nos demais tubos presentes em torno da região de ruptura (efeitos globais – consequências da ruptura do tubo no casco do equipamento). Os resultados das simulações não foram validados com dados experimentais, porém os resultados foram comparados com dados teóricos e verificou-se ser um bom modelo para representar o fenômeno.

No estudo de KARUPPA, T. et al., 2012 foi feita a investigação sobre o impacto dos ângulos de inclinação de chicanas nas características do escoamento do fluido e da transferência de calor de um trocador de calor casco e tubo para três diferentes inclinações das chicanas. Foram simulados três casos, sendo um da chicana perpendicular à direção do escoamento do fluido e mais dois casos com as chicanas inclinadas sob diferentes ângulos. Serão avaliadas as performances destes três trocadores de calor casco e tubo. Os campos de escoamento e temperatura no interior do casco são estudados usando a ferramenta computacional Ansys CFX. A fim de capturar as camadas limite térmica e de velocidade, o modelo da entrada é discretizado usando elementos de malha hexaédrica que possuem acurácia e envolvem menos esforço computacional. Com esse tipo de malha próxima à superfície da parede, consegue-se capturar com mais precisão o gradiente da camada limite. A malha na região do fluido foi mais fina do que a malha do sólido para a simulação poder conjugar o fenômeno de transferência de calor. O escoamento tridimensional pelo trocador de calor casco e tubo tem sido simulado através da solução das equações governantes: conservação de massa, quantidade de movimento e energia, usando-se Ansys CFX. O modelo de turbulência adotado foi o de transporte de tensão de cisalhamento (SST), sendo o modelo $k-\omega$ padrão perto da parede e o modelo $k-\epsilon$ padrão nas demais regiões.

OZDEN, E., et al., 2010 estudam um trocador de calor casco e tubo pequeno, sendo modelado e simulado por técnicas de CFD. O objetivo deste estudo é fazer um modelo detalhado e observações mais precisas sobre o escoamento dentro do casco. O fluido no lado do casco é a água. O programa utilizado foi o Ansys Fluent, versão 6.3, juntamente com o GAMBIT para a geração da malha. As simulações foram realizadas para três taxas de escoamento do lado do casco, variando-se também o espaçamento das chicanas e corte da chicana. As equações governantes são: conservação de massa, quantidade de movimento nas três direções do escoamento e energia. O modelo de turbulência $k-\epsilon$ foi considerado. Os resultados das simulações são utilizados para calcular o coeficiente de transferência de calor no lado do casco e a queda de pressão.

No trabalho de COELHO, P.J., et al., 1996, um modelo matemático tridimensional baseado na solução numérica das equações governantes de massa, quantidade de movimento e energia é apresentado. Neste trabalho, previsões da temperatura do gás e concentrações de espécies químicas são comparados com os valores medidos. Chegou-se à conclusão de que usando um modelo de combustão baseado na consideração de equilíbrio químico, as concentrações previstas das espécies do gás estão em concordância com os dados e perfis de temperatura, embora a temperatura seja imprevisível, especialmente na região do queimador. A influência da razão ar/combustível e carga de energia foram simuladas de forma bem-sucedida. Os resultados revelam a capacidade preditiva do modelo e sua utilidade para estudos de projeto e otimização. A caldeira simulada neste trabalho compreende um tubulão de circulação natural com uma câmara de combustão pressurizada, duas passagens paralelas pela zona de convecção e superaquecimento. As paredes da câmara de combustão, os painéis de vaporização, são tubos verticais soldados. Água circula nestes tubos e parcialmente vaporiza devido ao calor liberado na câmara de combustão, que é transferido para as paredes. Em trabalhos preliminares deste autor, já havia sido feito os seguintes estudos:

- 1) Cálculos preliminares para condições de operação padrão quando foi realizado um estudo comparativo da performance da caldeira para a queima de óleo combustível e gás natural (CARVALHO, M.G. et al., 1990);
- 2) Análise do fenômeno de transferência de calor com ênfase na influência das incertezas na temperatura da parede e nas distribuições de emissividade na predição da transferência de calor (CARVALHO, M. G., COELHO, P. J., 1990).

No trabalho de COELHO, P.J. et al., 1999 um modelo matemático foi desenvolvido e paralelizado para a simulação de um escoamento reativo turbulento e transferência de calor na caldeira. O modelo é baseado na solução numérica das equações governantes de massa, quantidade de movimento, energia e transporte para quantidades escalares. O modelo k- ϵ e o formalismo da função da probabilidade de densidade escalar foram empregadas. Transferência de calor por radiação é calculada usando o método das ordenadas discretas. O código foi completamente paralelizado usando a aproximação de decomposição do domínio espacial, o que reduz o esforço computacional. A proposta deste trabalho é descrever o escoamento reativo turbulento com transferência de calor por radiação. Este é um dos primeiros trabalhos nos quais

todos os modelos físicos (turbulência, combustão e transferência de calor por radiação) são paralelizados.

No trabalho de COELHO, P.J., 1999 um modelo para a simulação numérica do escoamento e transferência de calor na seção de convecção de uma caldeira é desenvolvido. A predição da temperatura da água e do vapor na saída dos trocadores de calor e a temperatura dos produtos de combustão em algumas portas são comparados com dados experimentais. Uma concordância satisfatória dos resultados foi obtida. Cálculos paramétricos são realizados para examinar a influência de muitas variáveis como condições de entrada, ângulo dos pratos do amortecedor de controle, e resistências da incrustação. Em cada seção da caldeira a taxa de transferência de calor é calculada através dos balanços de energia que consideram a transferência de calor convectiva tanto no interior como no exterior dos tubos, transferência de calor por radiação no exterior dos tubos e as resistências de incrustação. O modelo de turbulência k- ϵ também foi considerado. A solução do algoritmo acopla o escoamento do gás e a transferência de calor nos trocadores de calor em um procedimento iterativo. Várias simulações foram realizadas, a fim de investigar a sensibilidade do modelo em relação aos dados de entrada. Verificou-se que a velocidade de entrada e os perfis de temperatura têm uma forte influência nos resultados, demonstrando a necessidade de acoplamento entre os modelos de combustão e convecção da câmara de combustão. Os termos fonte das equações k- ϵ associados com os feixes de tubo têm certa influência nos resultados, mas muito menos que os perfis na entrada. A resistência de incrustação no lado de dentro dos tubos possuem uma influência muito baixa nos resultados. Contudo, a resistência de incrustação fora dos tubos afetam fortemente a temperatura do vapor na saída do superaquecedor e reaquecedor. Em relação à transferência de calor, embora a radiação tenha um papel secundário em relação à convecção, ela não pode ser negligenciada.

O trabalho de CARVALHO, M. G.; COELHO, P. J., 1990 aplicou um modelo tridimensional completo para uma caldeira aquotubular com queima sendo o óleo o combustível. Este trabalho tem como propósito prever o escoamento, a temperatura, a fração de mistura, as concentrações das espécies e as distribuições do fluxo de calor para as paredes do forno. Transferência de calor por radiação é levada em conta, sendo a maior parte da energia gerada pela combustão do ar e combustível e radiada para as paredes cobertas por tubos preenchidos por água. Os produtos da combustão deixam a câmara de combustão em direção aos superaquecedores, reaquecedores e economizadores, localizados na seção de convecção. Os resultados obtidos para o fluxo de calor são comparados com dados experimentais. A caldeira estudada neste trabalho

é mostrada na Figura 7, sendo composta por quatro pares de queimadores dispostos verticalmente em cada lado da parede, sendo 16 queimadores no total.

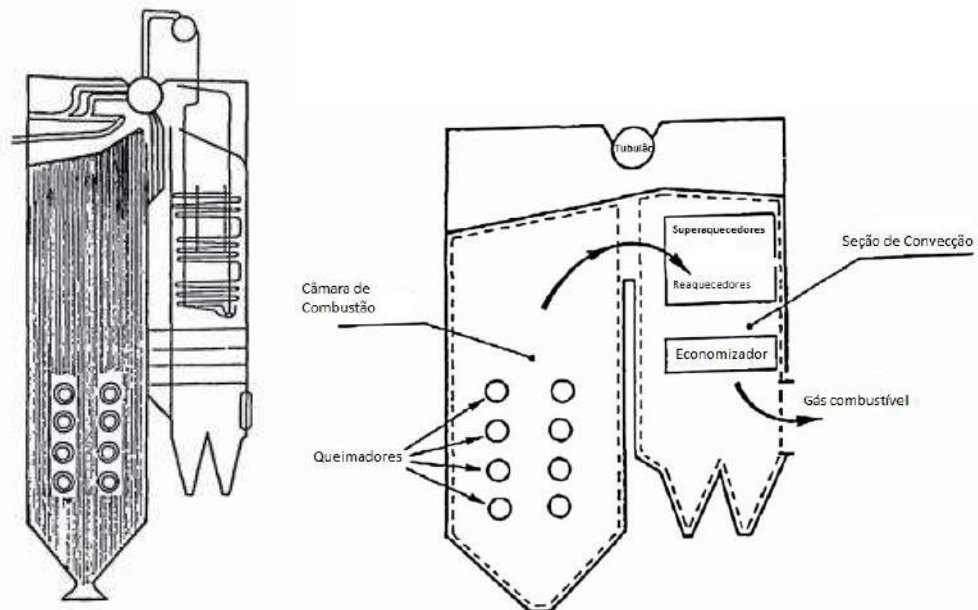


Figura 7: Desenho esquemático da caldeira simulada por CARVALHO, M. G.; COELHO, P. J., 1990.

Na dissertação de mestrado de OLIVEIRA, A.C.G., 2012 é realizada a análise térmica e hidrodinâmica de três trocadores de calor distintos, sendo seu principal objetivo comparar dois métodos de solução que são um método analítico e a simulação CFD. Através dessa comparação busca-se saber quando é vantajoso o cálculo CFD de um problema em relação a um cálculo analítico. Para a análise por Fluidodinâmica Computacional, foi utilizado o *programa* ANSYS FLUENT. Os casos de estudo apresentados nesta dissertação foram: a) trocador de calor com parede isotérmica, ou seja, escoamento de água líquida ao longo de um tubo liso, considerando a temperatura da superfície interna do tubo constante ao longo de todo o tubo; b) trocador de calor com tubos concêntricos, sendo que no tubo interior circula um fluido e no espaço anular exterior circula outro. Neste caso são analisadas as configurações contracorrente e concorrente e c) trocador de calor de tubos e camisa. Conclui-se que a aplicação de cálculos analíticos é uma técnica para previsão rápida das características térmicas e hidrodinâmicas. Em casos mais simples, como o primeiro caso do trocador com parede isotérmica, a previsão analítica é idêntica à previsão da simulação. No entanto, estes métodos analíticos diminuem a precisão dos resultados com o aumento da complexidade do escoamento. Os resultados obtidos pelas simulações foram comparados com trabalhos de outros autores e tiveram boa concordância, contudo as simulações mostraram-se sensíveis a variações de vazão, propriedades físicas do fluido

e mais ainda a variações geométricas, sendo evidente que as simulações em CFD possibilitam um nível de detalhe muito superior que os métodos convencionais.

A pesquisa de MERTENS, N. et al., 2015 investiga o impacto que o projeto de uma HRSG possui sobre o seu comportamento dinâmico, associado à partida de uma turbina a gás. Para isso, um modelo validado da HRSG com três estágios de pressão e uma seção de reaquecimento é modificado pela substituição de um evaporador de via única no circuito de alta pressão por um evaporador de circulação natural, incluindo os circuitos de controle associados. Ambos os modelos são projetados para suprir o mesmo fluxo mássico de vapor com os mesmos parâmetros do vapor (temperatura, pressão) na carga base. Foram realizadas simulações para partidas com condições iniciais mornas e quentes e as diferenças no comportamento transiente das HRSGs são destacadas e discutidas. Na realidade prática da indústria, partidas frequentes causam aumento da fadiga do material, o que acarreta prejuízo na vida útil de operação do equipamento. Nesta pesquisa foram analisados os gradientes de temperatura na maioria dos componentes críticos em relação às tensões térmicas e também foi realizada uma investigação comparativa entre os procedimentos de partida a quente e partida morna. Uma análise realizada foi a comparação entre a variação com o tempo da temperatura do gás exausto para os dois tipos de partida.

O trabalho de ALOBAID, F. et al., 2014 refere-se a um estudo numérico e experimental sobre a HRSG durante o procedimento de partida. Neste trabalho foi desenvolvido um modelo de simulação dinâmica para uma HRSG subcrítica com três estágios de pressão, utilizando-se o simulador de processos Aspen Plus Dynamics. Algumas das análises realizadas foram: variação da vazão mássica e da temperatura do gás exausto e da água com o tempo; temperatura e pressão do vapor do superaquecedor de alta pressão com o tempo; níveis dos tubulões de alta e média pressões com o tempo; temperatura e pressão do vapor do superaquecedor de média pressão com o tempo; temperatura e pressão do vapor do superaquecedor de baixa pressão com o tempo e nível do tubulão de baixa pressão com o tempo. Todos estes resultados obtidos na simulação foram comparados com os resultados experimentais.

A pesquisa de ZEBIAN, H. et al., 2014 estuda a HRSG, realizando o reciclo do gás exausto para controlar a temperatura máxima, reduzindo a área de troca térmica. Dessa forma, gás exausto quente é diluído pelo reciclo. A divisão do fluxo de gás na entrada da caldeira diminui a área de troca térmica porque a diferença da temperatura média entre as correntes quente e fria aumenta. Uma das análises realizadas é a variação da temperatura do gás com a taxa de calor trocado em cada seção da HRSG.

No trabalho de AGUILAR, F. J. E. et al., 2014 uma HRSG foi simulada. Os resultados das simulações em carga base das seções de alta e média pressões da HRSG, do economizador e dos gases exaustos da turbina a gás foram analisados. Estes resultados foram comparados com os dados reais da HRSG em carga base. Para cada um dos casos acima, obteve-se a relação entre temperatura e potência. Além disso, repetiu-se as mesmas simulações para carga parcial, ou seja, 70% da potência térmica máxima.

O trabalho de BENATO, A. et al., 2015 faz uma análise do comportamento dinâmico de uma HRSG a três níveis de pressão durante a operação transiente. As variáveis que tiveram seu comportamento estudado de acordo com o tempo são: vazão mássica dos gases exaustos, temperatura dos gases exaustos, temperatura da parede e pressão. Estes resultados foram obtidos para três variações de carga, sendo o primeiro caso de referência, o segundo caso é uma carga 50% inferior ao primeiro e o terceiro caso é uma carga 50% mais alta que o primeiro caso.

O trabalho de MANASSALDI, J. I. et al., 2016 investiga o melhor arranjo e projeto de uma caldeira de recuperação de calor acoplada com duas turbinas a vapor. Neste trabalho, duas funções objetivo são consideradas. A primeira refere-se à maximização da geração de potência total líquida para uma área de transferência de calor total dada e a segunda refere-se à minimização da área total de troca térmica para uma potência total líquida dada. O número ótimo de trocadores de calor e bombas e como eles devem ser conectados devem ser respondidos com a realização da otimização. As dimensões e as condições de operação são os parâmetros que serão considerados. As análises obtidas foram as seguintes: 1) diagrama de temperatura – entalpia para cada trocador de calor; 2) diagrama temperatura – entalpia, obtido para a maximização da potência total para uma área de transferência de calor total dada; 3) diagrama temperatura – entalpia, obtido para a minimização da área total de troca térmica para dada produção da potência total. Esses diagramas foram compostos por curvas do lado do gás, do lado da água na seção de alta pressão e do lado da água na seção de baixa pressão. Além desses resultados, também se correlacionou a potência total líquida com a área total de transferência de calor. Neste artigo foi realizada uma comparação entre os métodos LMTD e a aproximação de Chen para obtenção da temperatura e da área de transferência de calor.

SASTRE, F. et al., 2018 apresenta um estudo experimental e numérico sobre a topologia do escoamento em dissipadores de calor com aletas e com folgas de ponta. Normalmente o uso de folgas de ponta acarreta um efeito benéfico global. O principal objetivo deste trabalho é entender como a topologia de escoamento de folgas de ponta

pode otimizar o balanço entre transferência de calor e queda de pressão. Neste estudo, as seguintes condições foram comparadas: velocidade da partícula sob condições isotérmicas, velocidade da partícula para vários casos com diferentes temperaturas, variando-se a altura da folga e o número de Reynolds. O comportamento da troca térmica e da queda de pressão só são explicados para o escoamento e a parte térmica totalmente desenvolvidos. Também se verificou a variação das taxas de troca de calor para diferentes paredes de aletas. A taxa de transferência do lado das paredes é aproximadamente três vezes maior que as paredes da base, e isso sugere um ótimo lugar para posicionar as fontes de calor em aplicações de engenharia. O Open Foam foi o programa usado para a realização das simulações.

O trabalho de ESFAHANI, P. S. et al., 2014 trata sobre a modelagem termodinâmica baseada na otimização de sistemas térmicos com caldeiras de recuperação de calor durante a partida a frio. Algumas análises realizadas foram: variação da pressão com o tempo durante a partida a frio, tanto sob alta pressão como sob baixa pressão; alguns parâmetros foram estimados durante a partida do equipamento; variação da temperatura com o tempo, sendo resposta do economizador na partida a frio. Comparou-se as curvas obtidas nas simulações com os dados reais da planta industrial.

ESFAHANI, P. S.; SIYAHPOSH, E. H. et al., 2014 estudaram um modelo dinâmico da HRSG durante a operação de partida a frio em um ciclo combinado. Equações dinâmicas de todos os componentes da caldeira são desenvolvidos, baseados nos balanços de energia e de massa. Para descrever precisamente a operação da HRSG, um método baseado em funções estimadas não lineares para propriedades termodinâmicas é aplicado para estimar os parâmetros do modelo. Os parâmetros do modelo são avaliados pelo algoritmo de projeto baseado no Algoritmo Genético (GA). Um grande conjunto de dados experimentais é usado para validar a HRSG durante a operação na partida a frio. Algumas das análises realizadas dos dados experimentais da planta industrial foram: variação da carga real da turbina a gás na partida a frio com o tempo; variação da pressão da HRSG durante a operação de partida a frio com o tempo; variação da temperatura da água com o tempo em vários subsistemas da HRSG (economizador, superaquecedor primário, superaquecedor secundário); variação da temperatura de saída do gás em cada subsistema durante a partida a frio com o tempo (economizador, evaporador, superaquecedores 1 e 2).

Segundo o trabalho de HANAFIZADEH, P. et al., 2015, a geometria do duto de entrada das HRSGs afeta fortemente a uniformidade do escoamento e contribui para o aumento da eficiência das plantas de potência a ciclo combinado (CCPPs) onde a

HRSG é o principal componente. Neste artigo, um método (PELS) é apresentado para melhorar a geometria do duto de entrada. Este é um método inovador que melhora a forma do duto de entrada devido à melhoria da qualidade do escoamento. A diferença, RMS, entre a velocidade local e a velocidade média é usada para avaliar a uniformidade do escoamento. Para aplicar este método, um duto de entrada padrão de uma HRSG de 5 MW é considerado. Os termos das distribuições de velocidade e de temperatura uniformes ao longo da HRSG são numericamente resolvidos e explicados. Os resultados visam comparar o duto de entrada padrão e o duto aprimorado. Para ser possível melhorar a geometria do duto de entrada, podem ser realizadas alterações nos seguintes parâmetros: comprimento na entrada vertical, forma e dimensões da parede superior, ângulos e inclinação da parede inferior. As principais análises realizadas foram a comparação entre os contornos de velocidade e temperatura na seção de saída do duto de entrada padrão e no duto de entrada modificado.

Segundo o trabalho de HANAFIZADEH, P. et al., 2016, a otimização das HRSGs é muito importante para garantir a maior eficiência das plantas de ciclo combinado. Uma das principais características do projeto da HRSG é a investigação do escoamento dentro da caldeira a partir dos pontos de vista hidrodinâmicos. Manter um escoamento uniforme com o mínimo de perda de pressão é desafiador. Neste estudo, uma análise dos padrões de escoamento na zona do duto de entrada na HRSG horizontal é conduzida usando os métodos experimental e numérico. Neste artigo, os pesquisadores consideraram um caminho longo antes do duto de entrada da caldeira. Aplicaram o método RMS em relação à taxa de escoamento mássico e em relação ao ângulo de entrada do duto.

O trabalho de CHOI, S. M. et al., 2016 estuda uma forma de minimizar o número de ranhuras e fissuras térmicas nas HRSGs, uma vez que ranhuras e fissuras levam à perda de calor. Distribuidores térmicos, como se fossem chicanas, podem minimizar o número de ranhuras térmicas. Estes distribuidores térmicos são colocados na parede da caldeira. O trabalho realiza uma comparação experimental. Algumas análises realizadas foram: variação da temperatura com o tempo; variação da temperatura com a altura e análise da tensão térmica na carcaça da caldeira.

2.2 Modelagem matemática de caldeiras em módulos

Através da consulta de trabalhos na Literatura, encontrou-se alguns trabalhos relevantes em relação à modelagem matemática de caldeiras em módulos. Os trabalhos analisados são: DUARTE, R. et al., 2013; PINTO, R. G. D., 2012; MERTENS, N. et al.,

2016; ALOBAID, F. et al., 2014; MERTENS, N. et al., 2015; ALOBAID, F. et al., 2009; ALOBAID, F. et al., 2012; SINGH, H., 2012; LOU, X. et al., 2012; FREITAS, B.C.G.R., 2007; BARROS, J.P.V., 2012; ATA, A. B. et al., 2020; LI, D. et al., 2019; LI, D. et al., 2020; SABIA, G. et al., 2019; SHARMA, A. et al., 2019; ZHANG, G. et al., 2016; ZIMA, W., 2019; TALER, J. et al., 2019. Tais trabalhos foram publicados no período de 2007 a 2020.

O artigo de DUARTE, R. et al., 2013 descreve um modelo computacional capaz de simular o comportamento fora de projeto de uma caldeira de recuperação de calor (HRSG), operando em uma planta de ciclo combinado. Cada trocador de calor dentro da HRSG (superaquecedores, reaquecedores, evaporadores e economizadores) foi projetado individualmente. Cada trocador de calor é modelado em seu ponto de projeto, que será usado para cálculos fora de projeto. O código de programação foi construído de uma maneira que pode ser facilmente modificada, permitindo a análise de outras configurações de HRSG com mudanças estruturais simples, dando modularidade ao programa. O programa descrito neste trabalho foi desenvolvido para analisar trocadores de calor da HRSG, comparando seus resultados com os dados de planta de potência, a fim de identificar comportamentos diferentes do usual. O modelo da HRSG foi desenvolvido, a fim de encontrar a demanda de vapor da planta de potência dados os parâmetros de entrada específicos, como vazão, temperatura e pressão. A unidade é composta por três níveis de pressão definidos como alta pressão (HP), pressão intermediária (IP) e baixa pressão (LP). Um sistema de reaquecimento também foi incorporado ao conjunto, a fim de aumentar a eficiência do ciclo combinado. A água de alimentação é preaquecida em um trocador de calor e, então, bombeada para cada sistema de pressão (HP, IP e LP).

PINTO, R. G. D., 2012, um dos autores do artigo acima, desenvolveu uma dissertação de mestrado com o mesmo enfoque do artigo mencionado, na qual ele desenvolve um modelo computacional que simula uma caldeira de recuperação de calor em uma usina em ciclo combinado fora de seu ponto de projeto e em regime permanente. As rotinas foram desenvolvidas em FORTRAN e os trocadores de calor presentes na HRSG foram modelados individualmente e calibrados através de um sistema de otimização utilizando algoritmos genéticos, a fim de minimizar o desvio do modelo. O modelo foi validado a partir de dados reais de operação e mostrou bons resultados, ratificando a robustez do modelo.

O trabalho de MERTENS, N. et al., 2015 investiga o comportamento dinâmico de uma caldeira de recuperação de calor (HRSG) sob condição de contorno da partida de uma turbina a gás. Por esta razão, um modelo de HRSG validado com três estágios

de pressão e uma seção do reaquecedor é modificado pela substituição de um passe do evaporador no circuito de alta pressão com um evaporador de circulação natural, incluindo circuitos de controle associados. Foram realizadas simulações para procedimentos de partida em condições iniciais quentes e mornas. Neste trabalho também constam as análises dos gradientes de temperatura nos componentes mais críticos em relação à tensão térmica. Maiores desvios de temperatura são observados na HRSG de circulação natural através da parede do tambor de alta pressão. Este estudo é baseado no modelo validado de uma caldeira de recuperação de calor horizontal de um passe com três níveis de pressão e seção do reaquecedor, construído com o simulador de processo avançado Apros. O modelo é modificado pela substituição do trocador de calor de um passe com um circuito de circulação natural de alta pressão. A análise também considera os gradientes de temperatura particularmente afetados pelos componentes do circuito de alta pressão. O modelo de escoamento é governado por equações unidimensionais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, ponderadas pelas respectivas frações de volume de duas fases separadas.

O estudo de MERTENS, N. et al., 2016 investiga a capacidade de a simulação do modelo do processo prever a resposta transiente de uma caldeira de recuperação de calor a três níveis de pressão com reaquecedor para a partida e procedimentos de desligamento de uma turbina a gás. O modelo numérico é validado com dados medidos da planta de potência para cada estágio de pressão com boa concordância. Desvios do comportamento transiente de plantas reais é discutido no que diz respeito às considerações da modelagem e informação incompleta dos componentes externos aos contornos da HRSG. Neste trabalho, o ciclo combinado com três estágios de pressão e reaquecedor foi modelado baseado na simulação de processo avançado pelo programa Apros. O pacote do programa foi escolhido considerando modelagem altamente detalhada dos processos água-vapor. A validação do modelo da planta virtual foi satisfatoriamente confirmada pela comparação entre os resultados da simulação e os medidos. Os modelos consideram o balanço da quantidade de movimento e de energia.

O foco do trabalho de ALOBAID, F. et al., 2009 é a investigação do comportamento dinâmico na partida de uma caldeira de recuperação de calor (HRSG) supercrítica vertical. Como a temperatura do gás de escape da turbina a gás é 642° C, nenhum aquecimento do gás de combustão adicional com um queimador é necessário. Os circuitos de água / vapor da HRSG supercrítica consistem de três sistemas de pressão e três estágios da turbina a vapor: um passe no evaporador no circuito de alta pressão supercrítico, um passe único no evaporador de circulação forçada nos circuitos de pressão baixa e intermediária, seção do reaquecedor após a turbina de alta pressão

e três estágios da turbina a vapor HP, IP, e LP. As partes da caldeira que são investigadas são o superaquecedor de alta pressão e reaquecedor. No modelo matemático proposto há um termo fonte no balanço de massa que o interliga ao balanço de energia para a água na fase líquida e na fase vapor. As equações consideradas são as de conservação de massa, quantidade de movimento e de energia, além de correlações para o atrito e transferência de calor. O modelo unidimensional da caldeira analisada é implementado no *programa* de simulação de processos avançado (APROS). Na Figura 8 é mostrado o esquema da planta de ciclo combinado na qual está inserida a caldeira que foi estudada neste artigo.

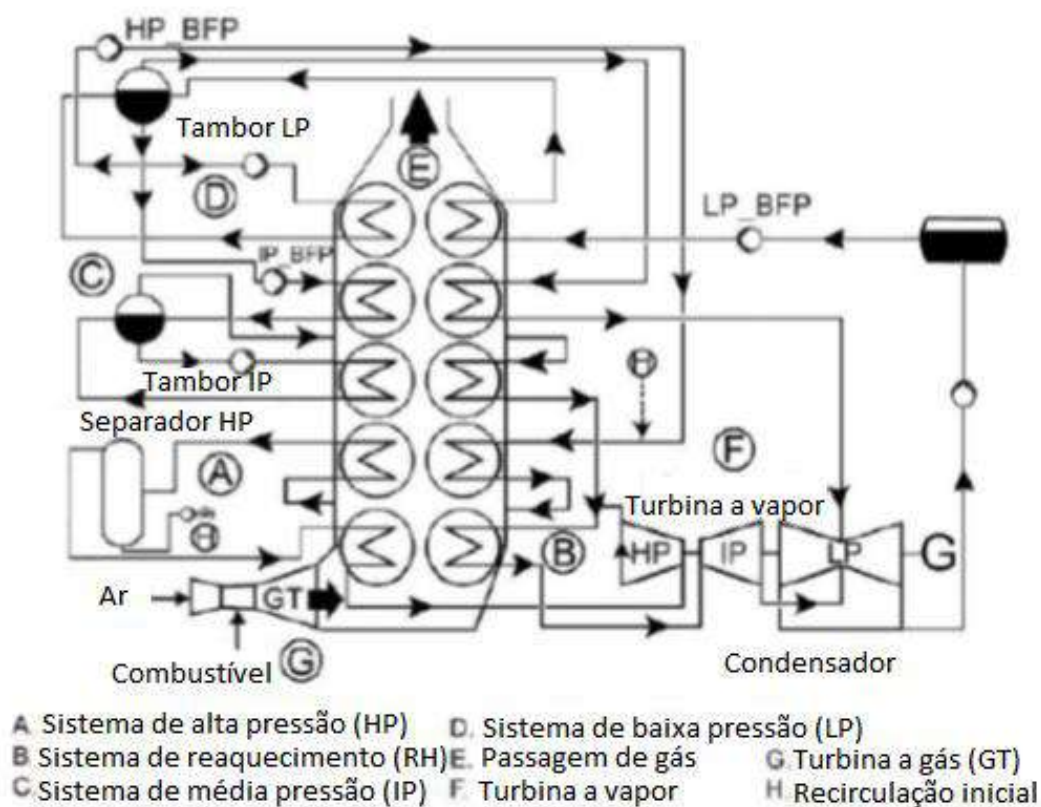


Figura 8: Desenho esquemático da planta de potência de alta eficiência cuja configuração é em ciclo combinado. Fonte: Adaptado de ALOBAID, F. et al., 2009.

No estudo de ALOBAID, F. et al., 2012 a caldeira de recuperação de calor (HRSG) Benson é estudada. A Figura 9 apresenta o esquema da caldeira Benson.

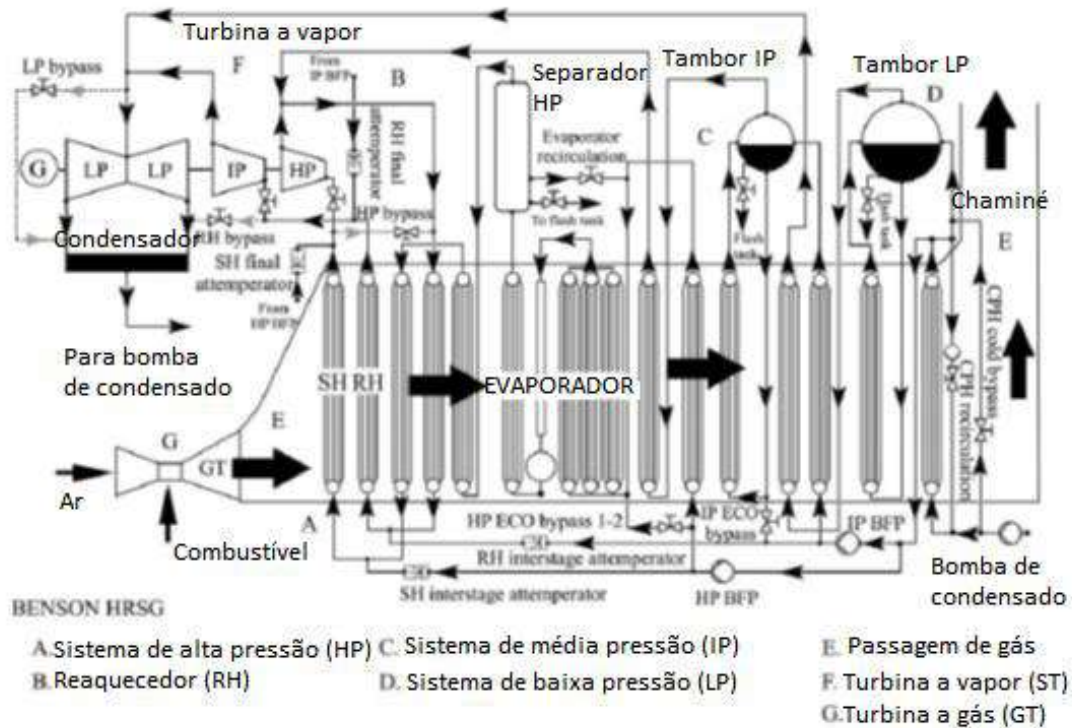


Figura 9: Desenho esquemático da caldeira Benson. Fonte: Adaptado de ALOBAID, F. et al., 2012.

A HRSG Benson tem três sistemas de pressão e uma seção de reaquecimento: percurso de um passe do evaporador no circuito de alta pressão, caminho de circulação natural no evaporador de IP e LP, seção do reaquecedor após a turbina de alta pressão e três turbinas a vapor em estágios HP, IP e LP. Este tipo de caldeira não tem um tambor de alta pressão e podem seguir a velocidade de mudança de carga da turbina a gás com melhores características dinâmicas. Elas são projetadas para a operação de partida e parada diárias e podem ser executadas com curvas de arranque íngremes devido à ausência do tambor de alta pressão. O tambor HP limita grandemente gradientes admissíveis de temperatura, a razão da sua grande espessura de parede. Dessa forma, neste trabalho, uma planta de ciclo combinado foi considerada, formada por uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação de calor e geração de vapor, estando o foco do trabalho na caldeira. Assim, todo um modelo de simulação é desenvolvido para investigar a influência da partida rápida da turbina a gás (dentro de 20 min) sobre o comportamento dinâmico de um gerador de vapor de recuperação de calor Benson. O modelo desenvolvido e os avançados circuitos de controle da HRSG são validados para os dados de projeto em diferentes cargas. Por último, diferentes procedimentos de partida rápida (quente, morna e fria) são avaliadas com o modelo Benson, que proporciona operação adaptável para satisfazer as demandas da partida rápida da

turbina a gás. Neste trabalho, toda a modelagem dinâmica de uma HRSG Benson subcrítica é construída usando o simulador comercial de processo Apros. O modelo matemático contempla tanto o lado da água/vapor como o lado dos gases de combustão, enquanto a seção da turbina a gás é considerada como condição de contorno com parâmetros característicos, como temperatura, fluxo mássico, pressão e composição do gás de combustão. O caminho do gás de combustão é modelado a partir da saída da turbina a gás até a saída da HRSG. Por este meio, cada seção do trocador de calor provoca uma queda de pressão do gás de combustão corrente. O modelo homogêneo unidimensional para o lado da água, baseia-se na massa, na quantidade de movimento, na conservação de energia da mistura e correlações para o atrito e transferência de calor. Daí, água e vapor têm as mesmas velocidades e temperaturas no caso do escoamento dos componentes em duas fases. No entanto, este modelo de escoamento é adequado para componentes de fase única, incluindo água ou vapor, tal como superaquecedor, reauecedor, seções de turbina, economizador. Já o modelo referente às duas fases é baseado nas equações unidimensionais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia para as duas fases. As equações são acopladas com correlações empíricas que descrevem vários fenômenos com 2 fases, como o atrito e transferência de calor para a parede e interface.

No trabalho de ALOBAID, F. et al., 2014, um modelo de simulação dinâmica, contendo todos os componentes mecânicos, elétricos e circuitos de controle, para uma HRSG (caldeira de recuperação de calor) subcrítica com circulação forçada nos evaporadores com três níveis de pressão é construído, empregando o programa de simulação avançada Aspen Plus Dynamics. As predições do modelo da HRSG no estado estacionário em diferentes cargas e durante a partida a quente são comparadas com as medições. O modelo da HRSG mostra alta acurácia em diferentes cargas com um erro relativo máximo de cerca de 5%, sendo, portanto, um modelo confiável para prever processos operacionais. O modelo dinâmico da HRSG compreende o percurso do gás de combustão, circuito de alta pressão, pressão intermediária e baixa pressão, estágios da turbina a vapor e os circuitos de controle associados. O modelo investigado descreve a parte da caldeira do ciclo combinado, compreendendo o lado da água/vapor e do gás de combustão, sendo o percurso do gás de combustão modelado a partir do gás na saída da turbina até a saída da HRSG. Neste estudo, o objetivo é construir, verificar e otimizar os circuitos de controle como nível do tambor de alta pressão, atemperador de alta pressão e circuitos de controle de by-pass de alta pressão. A validação do modelo da HRSG em diferentes cargas assim como a partida morna é executada.

O trabalho de SINGH, H., 2012 tem por principal objetivo analisar o campo de tensão termo estrutural induzido no superaquecedor de alta pressão durante uma partida transiente a frio típica. Fluidodinâmica computacional foi usada para efetuar a análise térmica do superaquecedor de alta pressão. Os bancos de tubos dos superaquecedores de alta pressão são localizados na zona mais quente do gás exausto, próximo à entrada da HRSG, sendo seguidos pelos bancos de tubos de pressão intermediária e baixa pressão, que fornecem vapor para as seções de IP e LP da turbina a vapor. Em relação aos bancos de tubos, há duas configurações: harpa multifileiras e harpa com uma fileira. Na primeira, múltiplas fileiras de tubos são conectadas a um *header* comum e na segunda, cada fileira de tubos da harpa é conectada a um *header*. A respeito desses pontos de conexão, as partes interconectadas do superaquecedor de alta pressão, com diferentes espessuras de parede, são muito suscetíveis aos danos de fadiga térmica. O projeto do reforço da espessura do elemento de uma harpa de uma fileira única distribui a tensão térmica entre os componentes. A fim de viabilizar a operação em transiente, como uma partida a frio, análise térmica das estruturas dos componentes do superaquecedor de alta pressão é necessária. A caldeira analisada neste trabalho é a caldeira com três níveis de pressão, horizontal e banco de tubo vertical. Devido ao grande domínio computacional, a montagem do superaquecedor de alta pressão é modelada em três seções separadas: seção de entrada, seção da harpa do tubo e seção de saída. Dessa forma, observa-se o caráter modular do modelo, uma vez que as seções são acopladas com a vazão mássica, temperatura e pressão do vapor. As distribuições de velocidade, pressão e temperatura no vapor principal e o gás exausto são resolvidos pela seção de entrada. Transferência de calor convectiva dos lados do vapor e do gás exausto, e transferência de calor condutiva através das paredes do componente são também resolvidas para a seção. O *programa* utilizado neste trabalho foi o Ansys Fluent, adotando-se os modelos de turbulência k- ϵ , solução do escoamento baseado na pressão e função de parede padrão.

O trabalho de LOU, X. et al., 2012 propõe uma melhor maneira de representar um modelo numérico tridimensional de uma caldeira de uma planta de potência e uma plataforma de realidade virtual, a fim de mostrar o procedimento de operação da caldeira. O objetivo principal deste trabalho é simular a entrada do forno e a zona de combustão do ciclone usando CFD. A caldeira considerada tem carvão como combustível. Carvão e ar são injetados em dez ciclones da caldeira de modo que sofra combustão e gere calor para os tubos ao longo das paredes do ciclone e do forno. Quando o gás de combustão deixa os ciclones, a energia térmica no gás é transferida para os tubos ao longo da parede do forno por convecção. Por simplificação, os tubos

ao longo do ciclone e da parede do forno não são incluídos com o objetivo de economizar tempo computacional. Fluidodinâmica computacional (CFD) foi empregada para simular os componentes da caldeira e o procedimento de combustão na entrada. Os resultados da simulação apresentam características detalhadas do escoamento transiente e gradientes de temperatura dentro dos ciclones e do forno para atingir o entendimento completo do padrão de escoamento do gás no interior do equipamento. As características do processo de combustão entre ar e carvão, e escoamento do gás exausto foram simulados. O *programa* de CFD utilizado foi o Ansys Fluent que faz uso das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. As características de movimento, transferência de calor e combustão foram bem obtidas e os resultados obtidos tiveram uma acurácia aceitável para predizer a distribuição de velocidade, de temperatura e traços de partícula de carvão dentro da caldeira.

A dissertação de mestrado de FREITAS, B.C.G.R., 2007 estuda a seção de convecção de uma caldeira de recuperação de calor sem queima suplementar. A caldeira de recuperação considerada neste trabalho é constituída por um conjunto de permutadores de calor dispostos sequencialmente na seção transversal da caldeira, através dos quais é promovida a transferência de calor entre os gases de escape provenientes da turbina a gás e a água ou vapor existentes no interior dos bancos de tubos. Esta caldeira é do tipo horizontal com circulação natural e com três níveis de pressão. Os tubos dos permutadores são dispostos de forma defasada e possuem aletas helicoidais, a fim de aumentar a área de troca térmica. Um algoritmo em linguagem de programação orientada a objetos foi criado para a resolução simultânea de sistemas de equações não lineares. Esta linguagem orientada a objetos permite criar um modelo modular, estruturado em componentes (trocadores de calor da caldeira) e ligações. Este programa tem capacidade de calcular as temperaturas do lado dos gases e da água em simultâneo, sendo feita uma análise da transferência de calor e dos perfis de temperatura nos dois circuitos. Dados de projeto foram aplicados ao modelo da caldeira de recuperação de calor. O objetivo principal deste trabalho é desenvolver modelos que são aplicados a qualquer caldeira, o que é devido ao seu caráter modular. A contribuição deste trabalho foi ter criado um algoritmo que estabelecesse as equações de balanço de energia, balanço de massa e transferência de calor de maneira automática, a partir de informações mínimas para descrever os ciclos água/vapor. Através da simulação realizada neste trabalho, foram detectadas inconsistências nas temperaturas da água, na seção paralela ao circuito de alta pressão. Com isso, esta pesquisa acarretou a alteração em dados de projeto que estavam inconsistentes. Outra conclusão a que chegou este trabalho foi a respeito dos coeficientes globais de

transferência de calor estimados dos balanços de energia que são um pouco superiores aos calculados por correlações de transferência de calor.

A dissertação de mestrado de BARROS, J.P.V., 2012 trata do desenvolvimento de um modelo matemático para uma caldeira de condensação, a fim de analisar a influência da umidade relativa em relação à potência da caldeira. Este modelo foi desenvolvido em VBA e divide a caldeira em módulos que são as seguintes zonas: queimador, câmara de combustão, permutador de calor primário e zona de condensação. A combustão foi considerada completa e instantânea com as perdas por radiação na chama; já o permutador de calor foi modelado utilizando correlações existentes na literatura para aletas onduladas e a zona de condensação foi considerada utilizando dois modelos, sendo um que considera condensação pura e outro que leva em conta a existência de gases não condensáveis. Como conclusão, o efeito da umidade relativa varia de acordo com a potência da caldeira. O modelo matemático é constituído por diversos módulos correspondentes às zonas da caldeira. Dessa forma, foram feitas as seguintes tratativas neste trabalho: análise da combustão, balanço de energia na câmara de combustão, no queimador, nos gases da câmara de combustão, nos tubos da câmara de combustão, no permutador de calor primário e no condensador. Entre as conclusões deste trabalho, estão: com o aumento da influência da umidade relativa, no caso de potências elevadas, o rendimento pode diminuir, uma vez que a massa adicional de vapor de água é considerada parcialmente como sendo massa inerte, absorvendo energia e fazendo diminuir o rendimento. Já no caso de potências baixas, o rendimento aumenta com o aumento da umidade relativa. O modelo que leva em conta a presença de gases não condensáveis foi validado e obteve bons resultados.

O trabalho de ATA, A.B. et al., 2020 investiga o procedimento de inicialização a quente de uma usina de ciclo combinado (CCPP) e o comportamento do HRSG de acordo com o tipo de inicialização. Este artigo comparou e avaliou os três programas de simulação dinâmica (PPSD, APROS e ASPEN Plus Dynamics) para a mesma usina. Portanto, oferece mais confiança na simulação dinâmica para o projeto e a otimização dos CCPPs.

O artigo de LI, D. et al., 2019 apresenta o extenso estudo de simulação dinâmica no Aspen Plus e os resultados das simulações sobre usinas termelétricas em ciclo combinado mostram que os gases exaustos podem ser usados para armazenamento de energia térmica para produzir vapor de alta temperatura e alta pressão que será alimentado à turbina a vapor. Além disso, o calor armazenado também pode ser usado para manter a caldeira de recuperação de calor (HRSG) em condições mornas para reduzir o tempo de reinicialização da planta. A HRSG é modelada como um grupo de

trocadores de calor neste estudo. Para capturar a dinâmica do trocador de calor, o trocador de calor é discretizado em várias zonas. Em 2020, LI, D. et al. publicaram outra pesquisa para melhorar o desempenho da turbina a gás em um ciclo combinado (CCGT) sob condições fora do projeto. Neste trabalho foi estudado um ciclo combinado com recuperação intermediária (IRCCGT), que foi projetado para suprimir a temperatura de entrada da turbina (TIT), diminuindo à medida que a carga cai. Neste sistema, um trocador de calor é instalado entre o terceiro e o quarto estágio da turbina, em que uma parte do exausto do terceiro estágio da turbina foi usada para aquecer o ar comprimido. As quedas de pressão no recuperador tiveram um grande impacto no desempenho do sistema, enquanto a vazão mássica recuperada teve pouco efeito.

SABIA, G. et al., 2019 construíram o modelo de uma HRSG com o ASPEN Plus. A HRSG inclui superaquecedores, reaquadecadores, evaporadores e economizadores. Eles são modelados de acordo com os dados geométricos (área de troca de calor, número de tubos, comprimento dos tubos), perdas de pressão e coeficientes de transferência de calor. O modelo é dividido em três áreas, de acordo com os três níveis de pressão diferentes: alto (98 bar), intermediário (21 bar) e baixa pressão (3,7 bar). O objetivo desta pesquisa é estudar a partida a quente de uma usina em ciclo combinado, comparando os resultados numéricos com os dados reais da operação.

A pesquisa de SHARMA, A. et al., 2019 prevê e analisa o comportamento do fluxo de fluido na HRSG. As HRSGs, que têm tubo serrilhado e abordagem de estado estacionário, com um modelo de turbulência de duas equações, estão sendo usadas para examinar o escoamento do fluido com variação nos números de Reynolds de 5000 a 30000. O número de Nusselt do escoamento externo e a queda de pressão geral prevista pelo modelo de fluidodinâmica computacional são comparados com os previstos por correlações empíricas publicadas. Neste trabalho, a simulação da seção dos tubos do economizador é analisada e previu a transferência de calor e a queda de pressão no tubo aletado sólido e no tubo aletado segmentado. Em diferentes números de Reynolds, o comportamento do escoamento do fluido é percebido e comparado com o resultado obtido através de modelos empíricos para diferentes tubos.

O artigo de ZHANG, G. et al., 2016 desenvolveu fórmulas semi-teóricas e semi-empíricas. As fórmulas concisas são eficazes, rápidas, simples e precisas na obtenção dos parâmetros termodinâmicos para a eficiência do ciclo combinado, capacidade de transferência de calor da HRSG, eficiência da HRSG, potência de saída da turbina a vapor e eficiência da turbina a vapor sob a condição fora de projeto (carga ultrabaixa - 50% menos que a carga do ciclo combinado / carga da turbina a gás e temperatura de exaustão da turbina se desviam seriamente do valor do projeto). As condições fora do

projeto são a temperatura de exaustão da turbina a gás (TET) e o fluxo (TEF). As fórmulas concisas são avaliadas comparando os resultados previstos com os obtidos pela simulação e operação reais de diferentes unidades.

O artigo de ZIMA, W., 2019 apresenta as simulações de um rápido aumento na carga térmica da caldeira supercrítica. As simulações diziam respeito à possibilidade de obter o aumento necessário na vazão mássica do vapor vivo na saída da caldeira em um período determinado. Essa condição deve ser atendida para alcançar o aumento necessário na carga da unidade de energia, da ordem de algumas dezenas de MW em algumas dezenas de segundos. Para este fim, é necessário diminuir a pressão da caldeira e aumentar ao mesmo tempo a vazão mássica do combustível queimado. Um modelo matemático foi desenvolvido para a caldeira da unidade de potência. O modelo compreende todas as superfícies de aquecimento da caldeira e permite a simulação da operação da caldeira em condições de rápidas mudanças nas cargas. Neste mesmo assunto, o trabalho de TALER, J. et al., 2019 apresenta um novo modelo matemático online de uma caldeira de potência supercrítica, que permite uma análise abrangente da dinâmica da caldeira. O modelo permite gerar curvas deslizantes modificadas para uma unidade de energia que ilustra os transitórios do vapor na entrada da turbina, que varia dependendo da carga da unidade de energia. O modelo desenvolvido permite analisar a operação da caldeira durante a inicialização dos estados frio, quente e quente. O modelo proposto permite determinar uma possível resposta rápida da caldeira aos aumentos definidos na carga da unidade de potência em 5% da carga nominal dentro de um período de tempo especificado para as faixas de cargas de 40% a 80% e a resposta da caldeira à demanda por um aumento na carga da unidade de energia em 7,5%.

2.3 Modelagem matemática com a abordagem de meio poroso

Através da pesquisa por trabalhos na Literatura, encontrou-se alguns trabalhos relevantes em relação à modelagem matemática com abordagem de meio poroso. Os trabalhos analisados são: VYTLA, V.V.S.K., 2005; ZÃO, I.R.T., 2014; HOVI, V., 2008; TORRESI, M. et al., 2008; GÓMEZ, A. et al., 2008; NAKAYAMA, A. [S.d.: s.n.]; YANG, J. et al., 2014; RAD, S.E., 2015; CAMPOS, R.H., 2007; XU, H. J. et al., 2019 e GE, J. et al., 2018. Tais trabalhos foram publicados no período de 2007 a 2019.

O trabalho de ZÃO, I.R.T., 2014 apresenta um estudo numérico sobre o escoamento dentro do casco de um permutador de calor casco e tubos. O feixe de tubos

é modelado como meio poroso e, então, é apresentada a descrição da modelagem numérica da corrente de vazamento entre os tubos e a chicana. O diferencial do modelo proposto é, além de considerar o efeito dos tubos e das chicanas no escoamento, considerar o vazamento através da folga entre os tubos e a chicana, avaliando-se o impacto deste vazamento na perda de carga e como ele modificou o escoamento no lado do casco do permutador. Os efeitos de troca térmica não foram abordados no trabalho, admitindo-se que o fluido do casco e os tubos e outros internos do permutador estão em equilíbrio térmico. O feixe de tubos do trocador casco e tubo será modelado como um meio poroso anisotrópico, que consiste em tomar a média espacial das leis de conservação do fluido dentro de cada volume de controle.

Já na dissertação de mestrado de HOVI, V., 2008 as equações que governam o movimento do fluido em escoamentos bifásicos com e sem ebulição são discutidos nesta tese. A disposição de equações governantes para geometrias complexas em três dimensões é considerado da perspectiva do conceito de meio poroso. As equações que governam o movimento em escoamento bifásico foram formuladas, discretizadas e implementadas em uma subrotina para solução pressão-velocidade utilizando o algoritmo SIMPLE modificado para escoamento bifásico. A subrotina foi incluída em PORFLO, que é um modelo de meio poroso tridimensional formado por 5 equações. O modelo não foi aplicado para caldeira. Os principais objetivos desta tese são: a) apresentar as equações que governam o escoamento bifásico em ebulição em domínios tridimensionais, b) apresentar rapidamente a estrutura do procedimento de solução mais antigo no programa de computador PORFLO, c) apresentar o modelo desenvolvido para solução pressão-velocidade no escoamento bifásico transiente 3D e d) simular pares de casos testes com o modelo novo.

O trabalho de TORRESI, M. et al., 2008 menciona que é usual modelar trocadores de calor como zonas de meio poroso com propriedades estimadas usando correlações de queda de pressão para bancos de tubo, a fim de reduzir a complexidade da simulação do escoamento do fluido dentro da HRSG. Dessa forma, o principal objetivo deste trabalho é desenvolver um novo procedimento, capaz de definir os principais parâmetros adimensionais do meio poroso, como, por exemplo, coeficientes de perda inercial e viscosa, porosidade, taxa volumétrica de geração de calor, começando a partir de dados obtidos através de simulações tridimensionais do escoamento através do banco de tubos, realizadas no *programa* Ansys Fluent. A ideia empregada neste trabalho é substituir os bancos de tubos por zonas de meio poroso que são equivalentes em termos de queda de pressão e troca de calor em relação aos bancos de tubos originais. A HRSG simulada é com queima suplementar e é do tipo

horizontal. Os resultados das simulações foram comparados com dados de planta industrial. A simulação da HRSG na carga nominal foi satisfatória e os resultados em termos da queda de pressão global através da HRSG estiveram de acordo com os dados de planta industrial.

O trabalho de GÓMEZ, A. et al., 2008 apresenta um modelo matemático da zona de convecção de uma caldeira química. O modelo matemático desenvolvido é tridimensional e abrange a troca de calor no lado do casco, no lado do tubo e através do metal. Para o lado do casco, dos tubos e das paredes, nas equações da continuidade, quantidade de movimento e entalpia empregou-se o parâmetro denominado “fração de vazio”, ou seja, a fração do local no espaço disponível para o fluido do lado do casco, do lado dos tubos e para as paredes, respectivamente. É computacionalmente inviável aplicar a malha para cada tubo individualmente. Dessa forma, o modelo de turbulência usado foi o k- ϵ com algumas modificações para impor um comprimento de escala dentro do banco de tubos. A transferência de calor por condução foi negligenciada porque é menos significativa que a convecção. Os tubos são tratados como caracteres da malha e, dessa forma, não precisa ser realizada a malha para cada tubo. A descrição geométrica usada nos modelos considera dois tipos de elementos: bancos de tubos e *manifolds* (coletores), sendo que o feixe de tubos é o item principal da troca térmica. O programa utilizado para resolver o conjunto de equações é o PHOENICS. O modelo foi validado com dados reais da zona de convecção da caldeira para diferentes cargas e a concordância entre o valor calculado e os dados de planta foi satisfatória. Ou seja, o modelo foi capaz de representar diferentes condições de operação de uma planta real e é adequado para estudar a performance de zonas convectivas.

O trabalho de NAKAYAMA, A. [S.d.: s.n.] propôs a aplicação da aproximação de meio poroso, baseada na média de volume local, a fim de resolver uma variedade de problemas da engenharia relacionados ao complexo sistema de escoamento do fluido e troca de calor, consistindo de elementos de pequena e grande escala. Passagens de fluido quente e frio em um trocador de calor compacto são tratadas como meio poroso distinto, tendo permeabilidades altamente anisotrópicas. As equações governantes são derivadas usando a teoria da média do volume. Modelagem subescala e tratamentos microscópicos são propostos como base da teoria do meio poroso anisotrópico. Tanto para o fluido no interior dos tubos como para o fluido no exterior dos tubos um conjunto de equações governantes deve ser considerado separadamente. Cada conjunto de equações consiste na média de Reynolds da equação da continuidade, equação de Navier-Stokes, equação da energia, equação de transporte da energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação. Os dois conjuntos da média de Reynolds das

equações para os fluidos quente e frio são integradas e a equação de condução para a fase sólida é considerada. Algumas correlações foram usadas para o meio poroso isotrópico. Os resultados encontrados pelo modelo condizem com as correlações experimentais de Zukauskas e Grimson, tanto no regime laminar como no turbulento.

No trabalho de YANG, J. et al., 2014 foram realizadas simulações numéricas tridimensionais de um trocador de calor casco e tubo com chicanas, com quatro diferentes aproximações de modelagem sendo desenvolvidas e validadas com resultados experimentais. Dentre as quatro formas distintas de modelagem, duas simulam uma subseção pequena do trocador (modelo da unidade e modelo periódico), uma considera o trocador de calor como meio poroso e a última na qual o trocador de calor inteiro é modelado com fluidodinâmica computacional. Os resultados mostram que o modelo periódico, o modelo de meio poroso e o modelo do trocador de calor inteiro possuem alta acurácia na predição da transferência de calor, enquanto o modelo da unidade tem relativamente baixa acurácia. O modelo de meio poroso e o modelo do trocador de calor inteiro também possuem boas predições da queda de pressão, mas os modelos da unidade e o periódico falham na predição da queda de pressão com acurácia. As equações consideradas foram: continuidade, quantidade de movimento, energia, equações k- ϵ do modelo de turbulência. O sistema aplicado foi de coordenadas cartesianas, no estado estacionário e considerando-se o escoamento incompressível. O *programa* comercial de fluidodinâmica computacional que foi usado é o Ansys Fluent.

O trabalho de RAD, S.E., 2015 investiga o aumento na transferência de calor em um trocador de calor casco e tubo, usando-se meio poroso dentro do casco e dos tubos separadamente. A geometria tridimensional com modelo de turbulência k- ϵ é usado para prever a transferência de calor e a queda de pressão característicos do escoamento. Os efeitos da porosidade e de suas dimensões na performance térmica do trocador de calor e queda de pressão são analisados. Dentro do casco, o feixe de tubos inteiro é descrito por meio poroso enquanto no interior dos tubos o meio poroso é aplicado de duas maneiras diferentes: no centro dos tubos e no interior da parede dos tubos. Os resultados mostram que este método pode melhorar a transferência de calor à custa de uma maior queda de pressão. Avaliando o método mostrado que usa meio poroso dentro do casco, consegue-se atingir uma maior taxa de transferência de calor em comparação com a queda de pressão. Usando o método do meio poroso no interior dos tubos, obtém-se dois resultados: na primeira configuração, a queda de pressão prevalece ao aumento da transferência de calor e isto causa perda de energia, enquanto na segunda configuração uma melhora da performance é observada. O modelo físico que foi estudado é um trocador de calor casco e tubo contracorrente. O escoamento no

meio poroso é modelado pela adição de um termo fonte de quantidade de movimento às equações de escoamento de fluido padrão. A formulação matemática do presente problema é tridimensional, estado estacionário, escoamento turbulento e incompressível com propriedades constantes. Algumas considerações finais relevantes são que com a introdução do meio poroso ao redor dos tubos do trocador de calor cria-se uma região de alta área superficial, que provém uma melhor distribuição do escoamento ao redor dos tubos.

Na dissertação de mestrado de CAMPOS, R.H., 2007, o escoamento e a perda de carga em um trocador de calor casco e tubo são modelados e resolvidos numericamente. O problema é resolvido em coordenadas cartesianas considerando as três dimensões e em regime permanente. Apesar de ser conhecido que o regime de escoamento no casco é tipicamente turbulento, nenhum modelo de turbulência foi aplicado. Caso fosse aplicado, provavelmente influenciaria mais o campo de velocidades do que a perda de carga. A formulação de meio poroso é utilizada para descrever o comportamento do fluido no feixe tubular do equipamento. Os resultados obtidos conferem razoavelmente com as medições experimentais e com simulações baseadas em métodos de projeto.

A dissertação de Mestrado de VYTLA, V.V.S.K., 2005 teve grande contribuição para esta Tese, uma vez que seu trabalho analisa o escoamento do gás exausto de uma turbina a gás e como ele interfere na performance da HRSG, além de identificar possíveis modificações do projeto para melhorar a performance da caldeira. O programa Ansys Fluent foi a ferramenta escolhida para analisar o escoamento de duas HRSGs, denominadas como Beatrice e Creek. Os componentes da HRSG que contribuem para atingir altas eficiências térmicas e reduzir as emissões no ciclo combinado são: duto de entrada, rede de distribuição, dutos dos queimadores, trocadores de calor, módulos de catalisadores SCR e CO, frestas e chaminé. Todas essas regiões foram contempladas nas simulações realizadas no trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005. O autor também fez algumas mudanças de projeto e comparou com as condições de escoamento originais.

As diferenças básicas entre as duas caldeiras simuladas no trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005 são:

- a) Em relação ao duto de entrada, a caldeira Beatrice possui seção transversal quadrada e a caldeira Creek, seção transversal circular.

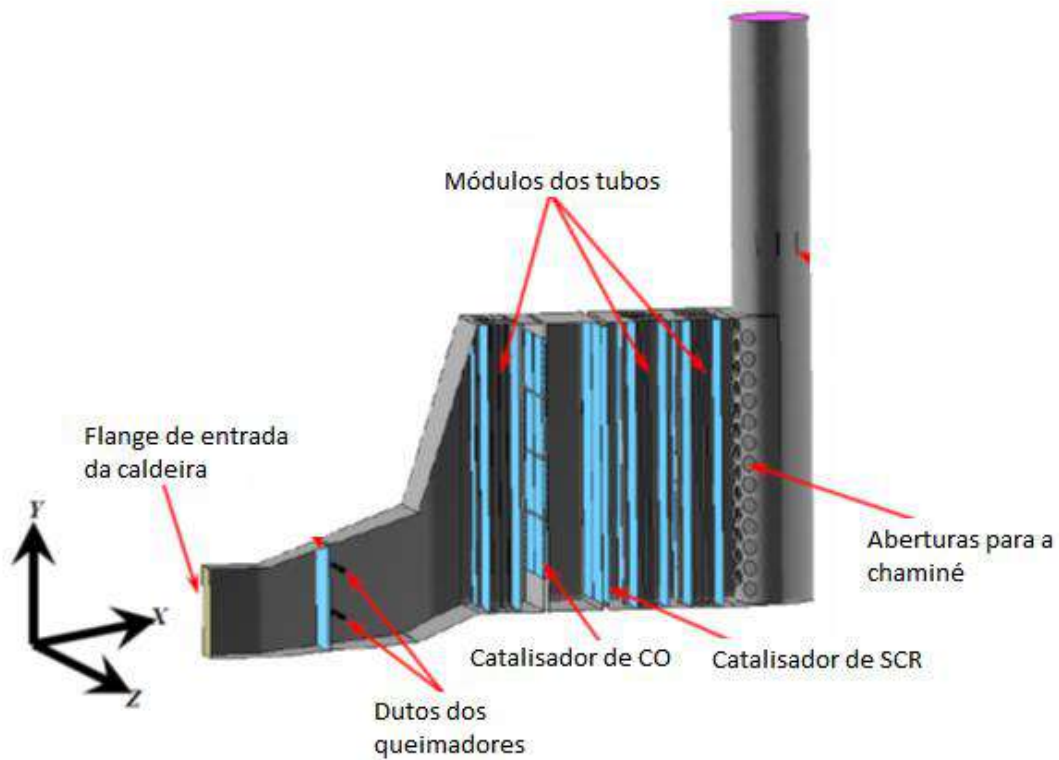


Figura 10: Esquema da caldeira Beatrice. Fonte: Adaptado de VYTLA, V.V.S.K., 2005.

- b) Em relação aos dutos dos queimadores, os mesmos são utilizados para viabilizar a queima suplementar no sistema. A caldeira Beatrice possui dutos logo após o duto de entrada, antes dos trocadores de calor. Já a caldeira Creek possui arranjos dos queimadores que ficam após o primeiro módulo do trocador de calor.

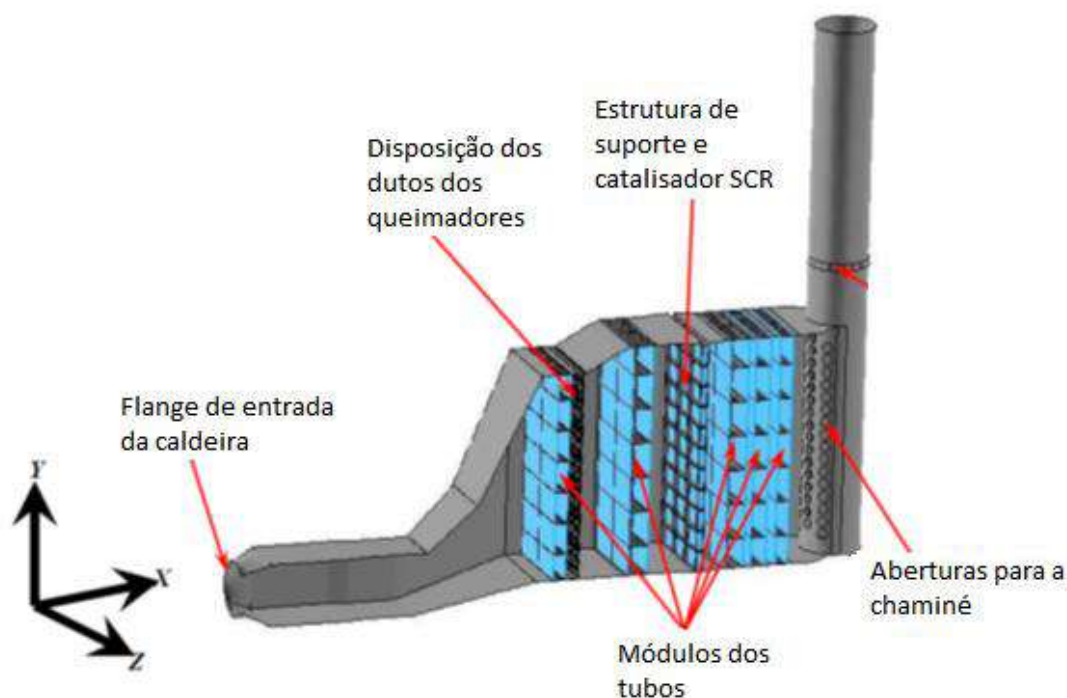


Figura 11: Esquema da caldeira Current Creek. Fonte: Adaptado de VYTLA, V.V.S.K., 2005.

Em ambas as caldeiras, os módulos dos feixes de tubos são modelados como regiões cujo volume é do tamanho de poros na HRSG, com as características da queda de pressão e transferência de calor no lado do gás. Os módulos do feixe de tubos são divididos em zonas separadas, permitindo a especificação dos parâmetros para a troca térmica e para a queda de pressão separadamente para cada módulo.

O programa comercial Fluent foi usado no trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005 para a modelagem completa do escoamento dos modelos discutidos na dissertação. A malha computacional gerada para a HRSG Beatrice consiste em 637627 elementos. Para a HRSG Current Creek foram geradas duas malhas: 2770000 (malha mais grosseira) e 3845000 (malha fina). Os resultados que foram considerados foram os da malha fina. As simulações desenvolvidas neste trabalho foram tridimensionais, considerando-se estado estacionário e escoamento incompressível. As equações que compõem o modelo matemático são conservação de massa, quantidade de movimento, energia e transporte de espécies com ou sem as reações químicas para casos sem e com queima. Um modelo padrão de turbulência a duas equações ($k-\epsilon$) com funções de parede é aplicado ao modelo de escoamento turbulento.

A condição de contorno na entrada da HRSG é especificada usando o perfil de velocidade do exausto da turbina a gás. Para condições sem queima, a taxa de fluxo

mássico do combustível nos bocais é nula. O invólucro da caldeira é tratado como isolante perfeito sem perda de calor pela aplicação da condição de contorno, isolada adiabaticamente, com a condição de não deslizamento, e a velocidade do gás é definida como zero na parede.

O escoamento do gás pelo trocador de calor é direcionado para a chaminé através das brechas. Existem duas condições de contorno aplicadas a esta região: interior e parede. A condição de contorno interior é aplicada para representar os buracos na chapa metálica e a chapa é modelada como parede. As paredes da chaminé são modeladas como paredes isoladas permitindo que não haja perda de calor do sistema. O fluxo na saída da chaminé é obtido quando a condição de contorno de pressão de saída padrão é aplicada. Pressão atmosférica é aplicada na saída da HRSG.

Na presente Tese, a caldeira Beatrice sem queima suplementar foi simulada com o objetivo de se validar uma simulação existente na Literatura.

O artigo de XU, H. J. et al., 2019 é um artigo de revisão que tem a finalidade de expor as equações que descrevem o meio poroso. O estudo de caso é em relação a uma espuma metálica, com elevada área específica, alta condutividade térmica, sendo uma boa superfície para aumentar a transferência de calor. Neste artigo o fluido que escoar por essa superfície porosa é um nanofluido, que possui uma condutividade térmica mais elevada que o fluido base tradicional. O objetivo principal deste trabalho é mostrar as equações básicas de transporte para transferência de calor de nanofluidos em meio poroso.

O trabalho de GE, J. et al., 2018 trata do escoamento do fluido através de tubos verticais e aborda o modelo de resistência ao escoamento. Para diferentes tipos de escoamento, existem diferentes correlações para resistência ao escoamento e cálculo da transferência de calor. O termo fonte da quantidade de movimento é formulado a partir da queda de pressão, que é função da resistência ao escoamento. A resistência ao escoamento é calculada de diferentes maneiras, dependendo do tipo do escoamento (axial ou transversal).

A proposta desta Tese é estudar uma caldeira de recuperação de calor quanto ao escoamento do gás exausto da turbina a gás e em relação à transferência de calor entre o gás exausto e a água de alimentação do sistema, a fim de promover a geração de vapor. A motivação para este estudo é o contexto de geração de energia elétrica, especialmente as termelétricas de ciclo combinado, nas quais as caldeiras de recuperação de calor são equipamentos importantes e de grande impacto para a eficiência global da planta. Neste contexto, encontrou-se na Literatura alguns trabalhos

relacionados a este tema, porém foi possível identificar algumas análises que ainda não foram realizadas em outros trabalhos.

Os casos que foram estudados nesta Tese avaliaram o escoamento do gás exausto da turbina a gás em relação ao perfil de velocidade e à queda de pressão devido à presença dos trocadores de calor ao longo da caldeira. Os feixes de tubos de cada trocador de calor serão tratados como meios porosos, sendo determinadas a porosidade e a resistência inercial para cada um dos trocadores de calor, de acordo com suas características, como o número de tubos e o arranjo dos mesmos. Pela dimensão da caldeira e pelo número de tubos por trocador de calor ser muito grande, torna-se inviável simular cada tubo da caldeira individualmente. Além disso, a diferença de escala entre a altura de cada tubo e seu diâmetro acarretaria uma malha muito grande e de grande refinamento, o que poderia exigir um grande esforço computacional ou, até mesmo, a não convergência do problema. Foram realizados alguns estudos de caso fora do ponto de projeto da caldeira, a fim de identificar a perda e/ou ganho de eficiência em cada um dos casos em comparação com o caso base, ou seja, o caso que representa a operação normal da caldeira.

A partir da revisão da literatura pode-se notar que a HRSG é um componente central em plantas de potência em ciclo combinado. Apesar disso, o impacto das condições operacionais fora de projeto, muitas vezes inevitáveis na prática, na eficiência da caldeira não costuma ser estudado e quantificado. Particularmente, condições fora de projeto devido a variações de carga no escoamento do gás, incrustação nas paredes dos tubos e desvios do escoamento do gás para regiões dos coletores da caldeira, regiões onde não há transferência de calor, podem ocorrer durante a operação real do equipamento e são particularmente importantes para a performance da planta de potência.

O objetivo deste trabalho é estudar o escoamento do gás exausto em uma caldeira de recuperação de calor real sob condições de operação fora de projeto, a fim de avaliar o impacto destas condições na eficiência global da caldeira. O escoamento e transferência de calor no lado da água não foram simulados, mas as propriedades associadas são especificadas a partir de dados de processo.

CAPÍTULO 3 – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

O problema resolvido nesta tese é um conjunto de equações diferenciais parciais (EDPs), com variação no tempo e no espaço, a fim de obter os perfis de velocidade, pressão e temperatura para o escoamento do lado do gás de uma caldeira de recuperação de calor. Não foi realizada a modelagem da água/vapor no interior dos tubos. Contudo, as temperaturas de entrada e saída da água em cada trocador de calor, bem como a vazão de água em cada trocador de calor, foram especificadas em cada simulação. As considerações realizadas para este problema foram: escoamento tridimensional, em estado estacionário e incompressível, considerando-se a variação da massa específica apenas com a temperatura. Na maior parte do escoamento, especialmente nos trocadores de calor, a velocidade do gás exausto é baixa, resultando em um número de Mach inferior a 0,3. Este número indica que pode ser considerado escoamento incompressível, ou seja, independente das variações de pressão. Abaixo são detalhadas as equações calculadas para solução do problema mencionado.

3.1 Equação da continuidade

A equação abaixo é denominada equação da conservação de massa ou equação da continuidade encontrada em MALISKA, C. R., 1995.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

Esta equação descreve o caso tridimensional, transiente e escoamento compressível. O primeiro termo do lado esquerdo é a taxa local de variação de massa específica. Já o segundo termo descreve a taxa líquida do escoamento mássico no elemento de fluido através de suas fronteiras e é chamado de termo convectivo.

Considerando-se escoamento no estado estacionário, o primeiro termo da Equação 3.1 é nulo, pois não há variação de nenhuma propriedade com o tempo. Para escoamentos incompressíveis, a massa específica ρ é constante, e o termo convectivo fica da seguinte forma:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3.2)$$

3.2 Equação de conservação de quantidade de movimento e de energia

A equação da conservação de massa contém a massa específica, ρ , como quantidade conservada. A soma da taxa de variação da massa específica e o termo convectivo na equação da conservação de massa para um elemento fluido é representado pela Equação 3.1 indicada acima (Fonte: VERSTEEG, 1995).

Generalizando para uma propriedade arbitrária, tem-se a equação abaixo. Esta equação expressa a taxa de variação de ϕ por unidade de volume mais o fluxo líquido de ϕ que sai pelo elemento de fluido por unidade de volume.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) \quad (3.3)$$

A equação acima pode ser reescrita para mostrar a relação com a derivada substantiva de ϕ :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left(\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla\phi \right) + \phi \left(\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho\mathbf{u} \right) = \rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (3.4)$$

O termo $\phi \left(\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho\mathbf{u} \right)$ é igual a zero em virtude da conservação da massa. Logo, estendendo a equação acima para a quantidade de movimento linear e para a energia, temos as equações, conforme Tabela 1:

Tabela 1: Resumo das equações de conservação.

Quantidade de movimento em x	u	$\rho \frac{Du}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{u})$
Quantidade de movimento em y	v	$\rho \frac{Dv}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{u})$
Quantidade de movimento em z	w	$\rho \frac{Dw}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{u})$
Energia	E	$\rho \frac{DE}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{u})$

Fonte: (FONTE: VERSTEEG, 1995)

3.3 Equações de NAVIER-STOKES

Em muitos escoamentos de fluidos as tensões viscosas podem ser expressas como funções da taxa de deformação local. Em escoamentos tridimensionais a taxa de deformação local é composta da taxa de deformação linear e da taxa de deformação volumétrica.

Todos os gases e muitos líquidos são isotrópicos. Na prática, a influência da viscosidade, λ , é pequena. Para gases, uma boa aproximação é considerar $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$, sendo μ a viscosidade dinâmica. No caso de escoamentos incompressíveis, a equação de conservação de massa é $\nabla \cdot u = 0$ e as tensões viscosas são duas vezes a taxa de deformação linear local pela viscosidade dinâmica. Assim, as equações de Navier Stokes são (Fonte: VERSTEEG, 1995):

Componente em x:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \nabla \cdot u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + B_x \quad (3.5)$$

Componente em y:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \nabla \cdot u \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + B_y \quad (3.6)$$

Componente em z:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \nabla \cdot u \right] + B_z \quad (3.7)$$

De modo mais simplificado, temos:

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla p + \text{div}(\mu \cdot \text{grad}\mathbf{v}) + \mathbf{S}_M \quad (3.8)$$

3.4 Equações de transporte para turbulência

O modelo adotado para descrever a turbulência foi o modelo k-ε. Este modelo satisfaz as restrições matemáticas sobre as tensões de Reynolds, consistente com a física dos escoamentos turbulentos. As equações de transporte para k e ε, respectivamente, são mostradas a seguir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{v}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \text{grad } k \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{v}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

Nas equações 3.9 e 3.10, G_k representa a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade; $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ são constantes; σ_k e σ_ε são números de Prandtl turbulentos para k e ε , respectivamente. Os valores das constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k e σ_ε que melhor se ajustam ao modelo são: $C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_{2\varepsilon} = 1,9$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,2$.

A viscosidade turbulenta, μ_t , presente nas equações 3.9 e 3.10, é descrita pela seguinte equação 3.11, sendo $C_\mu = 0,09$ uma função das taxas de rotação e de tensão, da velocidade angular da rotação do sistema, e dos campos de turbulência (k e ε).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.11)$$

3.5 Equação de conservação de energia

Partindo-se da equação 3.4, apresentada anteriormente, e sabendo-se que o termo $\phi \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} \right)$ é igual a zero em virtude da conservação de massa e escrevendo-se a equação 3.4 em termos de energia, obtém-se a equação da conservação da energia.

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{u}) \quad (3.12)$$

A conservação da energia de uma partícula fluida é garantida pela equação da taxa de variação da energia de uma partícula fluida que é igual à soma da taxa líquida de trabalho realizado sobre a partícula fluida, a taxa líquida de calor adicionado ao fluido e a taxa de aumento de energia devido aos termos fontes. Logo, outra forma de escrever a equação da energia é mostrada abaixo.

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\nabla \cdot (pu) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \nabla \cdot (k_T \nabla T) + S_E \quad (3.13)$$

Em geral, a energia de um fluido é definida como a soma da energia interna (térmica) i , a energia cinética $\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$ e a energia potencial gravitacional, conforme equação 3.14.

$$E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) \quad (3.14)$$

É comum escrever a equação da energia em termos da energia interna i ou da temperatura T , conforme as equações seguintes.

Em termos de energia interna:

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p\nabla \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot (k_T \nabla T) + \Phi + S_i \quad (3.15)$$

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p\nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot (k_T \nabla T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (3.16)$$

Para fluidos incompressíveis, sabe-se que a energia interna depende apenas da temperatura, $i = c \cdot T$, em que c é o calor específico, e $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$. Assim, a equação da energia em termos da temperatura é a seguinte:

$$\rho C_P \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k_T \nabla T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (3.17)$$

Reescrevendo a derivada substantiva, o termo difusivo e o de dissipação viscosa, a equação 3.17 torna-se:

$$\begin{aligned} \rho C_P \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \mu \\ \cdot \left\{ 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right\} + S_i \end{aligned} \quad (3.18)$$

Na equação 3.18 destacam-se alguns termos.

$\rho C_P \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right)$	Termo convectivo
$u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial T}{\partial z}$	Termo advectivo
$k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right)$	Termo difusivo
$\mu \cdot \left\{ 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right\}$	Dissipação viscosa
S_i	Termo Fonte

3.6 Troca térmica em trocadores de calor

A caldeira de recuperação de calor modelada nesta tese foi tratada como um complexo trocador de calor de correntes cruzadas, ou seja, o gás exausto (fluido quente) escoava na direção horizontal, enquanto a água (fluido frio) escoava perpendicularmente, na direção vertical. A caldeira é formada por várias seções de tubos por onde escoava a água, sendo tratada como um trocador de calor com escoamento cruzado e com múltiplos passes. Para determinar a taxa de transferência de calor em cada seção da caldeira, utilizou-se a média logarítmica das diferenças de temperatura cujas principais equações estão indicadas a seguir.

$$q_q = \dot{m}_q \cdot (h_{q,e} - h_{q,s}) \quad (3.19)$$

$$q_f = \dot{m}_f \cdot (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (3.20)$$

Além das equações 3.19 e 3.20, existe uma outra expressão que pode ser obtida relacionando-se a taxa total de transferência de calor, q , com a diferença de temperatura, ΔT , entre os fluidos quente e frio, dadas pelas equações a seguir.

$$\Delta T \equiv T_q - T_f \quad (3.21)$$

$$q = U \cdot A \cdot (\Delta T)_{lm} \quad (3.22)$$

Na equação 3.22, $(\Delta T)_{lm}$ representa a diferença de temperatura média apropriada, ou seja, a média logarítmica da diferença de temperatura. Para trocadores de calor com escoamento cruzado e com múltiplos passes, conforme indicado na equação 3.23, a média logarítmica da diferença de temperatura é calculada basicamente da mesma forma que para os outros tipos de trocadores, contudo, aplica-se um fator de correção ao valor de $(\Delta T)_{lm}$, que seria calculado na hipótese de escoamento com correntes contrárias.

$$(\Delta T)_{lm} = F \cdot (\Delta T)_{lm,cc} \quad (3.23)$$

A equação 3.24 descreve a taxa de transferência de calor em termos da média logarítmica da diferença de temperatura.

$$q = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (3.24)$$

As equações 3.25 e 3.26 definem as diferenças de temperatura, ΔT_1 e ΔT_2 .

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (3.25)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (3.26)$$

O método LMTD mostrado acima só pode ser aplicado se as temperaturas de entrada do fluido são conhecidas e as temperaturas de saída são especificadas. Contudo, se apenas as temperaturas de entrada do fluido são conhecidas, o uso do método LMTD precisa de um procedimento iterativo. Nestes casos, em geral, é preferível usar uma alternativa de aproximação denominada método de *efetividade* NTU. Para definir a efetividade de um trocador de calor, deve-se determinar a taxa máxima de transferência de calor para o trocador, q_{max} . A transferência de calor máxima possível é dada pela equação 3.27.

$$q_{max} = C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (3.27)$$

A variável C_{min} é definida pela equação 3.28.

$$C_{min} = \min \left[(\dot{m}c_p)_q, (\dot{m}c_p)_f \right] \quad (3.28)$$

A efetividade, ε , é a razão entre a taxa real de transferência de calor para um trocador de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível, conforme indicado na equação 3.29.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (3.29)$$

Por definição, a efetividade, que é adimensional, deve estar na faixa $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Dessa forma, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada pela expressão 3.30.

$$q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (3.30)$$

O valor de ε depende da geometria do trocador de calor e do padrão de escoamento (escoamento paralelo, contra corrente, cruzado). Contudo, para qualquer trocador de calor a relação 3.31 é válida.

$$\varepsilon = f\left(\text{NUT}, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (3.31)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional que é amplamente utilizado para a análise do trocador de calor e é definido pela equação 3.32.

$$\text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.32)$$

Para o modelo NUT, dadas as informações de performance do trocador de calor, o modelo calcula a efetividade de todo o trocador de calor a partir da razão entre a capacidade calorífica e o número de unidades de transferência usando a equação 3.33, ressaltando que C_r é a razão entre C_{min} e C_{max} .

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1}{C_r} N_{ut}^{0,22} \left(1 - e^{-C_r N_{ut}^{0,78}}\right)\right] \quad (3.33)$$

3.6 Equação relativas ao meio poroso

No projeto de trocadores de calor líquido-líquido, o conhecimento acurado das características da fricção da superfície de transferência de calor é relativamente pouco importante. Para gases, entretanto, devido a suas massas específicas baixas, o poder de fricção por taxa de fluxo de massa unitária é bastante relevante. A característica de fricção necessária é o fator de fricção do escoamento, f , que é função da geometria do escoamento e do número de Reynolds.

Então, pela definição dos coeficientes de perda na entrada e na saída de cada seção da caldeira, K_c e K_e , e pela integral da equação da quantidade de movimento

através do núcleo do trocador de calor, a relação para o cálculo da queda de pressão da corrente de escoamento para a maioria dos núcleos dos trocadores de calor é:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c} \frac{v_1}{P_1} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (3.34)$$

$$(K_c + 1 - \sigma^2)$$

Efeito de entrada

$$2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right)$$

Aceleração do escoamento

$$f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1}$$

Fricção do núcleo

$$(1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1}$$

Efeito de saída

Para escoamento normal aos bancos de tubos, os efeitos de perda na entrada e na saída são contabilizados pelo fator de fricção, sendo ambos os efeitos nulos ($K_c = K_e = 0$). A equação 3.34 se torna a equação 3.35. Além disso, a porosidade, p , é substituída por σ .

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c} \frac{v_1}{P_1} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (3.35)$$

As parcelas da equação 3.37 são indicadas abaixo.

$$(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right)$$

Aceleração do escoamento

$$f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1}$$

Fricção do núcleo

$$G = \frac{W}{A_c}$$

Fricção do núcleo

Para a determinação de σ na equação 3.36, deve-se calcular a porosidade superficial para cada trocador de calor, conforme indicado na equação

$$p = \frac{\text{área do escoamento livre em um só lado } (A_c)}{\text{área frontal em um só lado } (A_{fr})} \quad (3.36)$$

3.7 Método numérico

Para a solução do conjunto de equações apresentadas neste capítulo, usou-se técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD). Segundo VERSTEEG, H.K. et al., 1995, CFD consiste na análise de sistemas que abrangem escoamento do fluido, transferência de calor e fenômenos associados a reações químicas através de simulação computacional. A grande vantagem do uso desta técnica é, segundo VERSTEEG, H.K. et al., 1995, o fato de os códigos em CFD poderem gerar um grande número de resultados com alta precisão a baixo custo. Já no caso de estudos experimentais, o custo varia com o número de dados obtidos e o número de testes realizados. Também conforme mencionado em VERSTEEG, H.K. et al., 1995, os códigos CFD são estruturados em relação a algoritmos numéricos e os pacotes comerciais de CFD incluem sofisticadas interfaces com o usuário para que o mesmo informe os parâmetros de entrada do problema e tenha acesso aos resultados. Dessa forma, todos os códigos são formados por: pré-processador, *solver* e pós-processador.

Em relação à resolução do problema (*solver*), VERSTEEG, H.K. et al., 1995 menciona que há quatro correntes distintas principais: diferenças finitas, elementos finitos, volumes finitos e métodos espectrais. A metodologia comum de todos esses métodos é a aproximação de variáveis desconhecidas por simples funções, discretização pela substituição das aproximações nas equações governantes e manipulações matemáticas subsequentes e, por fim, solução das equações algébricas. As principais diferenças entre as quatro técnicas de solução são a maneira pela qual as variáveis são aproximadas e o processo de discretização.

O programa Ansys Fluent utiliza majoritariamente o método dos volumes finitos, mas em certas situações aplica conjuntamente o método dos volumes finitos com o método de elementos finitos. O método dos volumes finitos foi originalmente desenvolvido como uma formulação especial de diferenças finitas. Este método é o que tem melhor estabilidade e validação, sendo usado pelos principais programas

comerciais. Os principais passos desse método são, segundo VERSTEEG, H.K. et al., 1995:

- Integração formal das equações governantes do escoamento do fluido em todos os volumes de controle finitos do domínio da solução;
- Discretização através da substituição das aproximações tipo diferença finita para os termos na equação integrada, representando processos de escoamento como convecção, difusão e termos fonte. Isto converte equações integrais em um sistema de equações algébricas que são resolvidas por um método iterativo.

A técnica de volumes finitos é aplicada para obter a versão discreta das equações diferenciais parciais (EDPs) a partir da integração dessas equações em uma região, ou volume, do espaço. A quantidade resultante de uma grandeza ϕ , que atravessa as fronteiras do volume de controle ν por unidade de tempo, é calculada pela integração, sobre essas fronteiras, da diferença entre os fluxos que entram e que saem de ν . Estes fluxos são, basicamente, de dois tipos: fluxos convectivos e fluxos difusivos. O fluxo convectivo em uma direção qualquer é dado por $\rho\phi\mathbf{V} \cdot \hat{\mathbf{n}}$, em que $\hat{\mathbf{n}}$ é o vetor unitário normal à área nessa direção. Já os fluxos difusivos possuem a forma geral $\Gamma\nabla\phi$, em que Γ é o coeficiente de difusão, não necessariamente uniforme, e ϕ a propriedade sendo difundida. Em coordenadas cartesianas bidimensionais, o operador ∇ (nabla) é dado pela equação 3.37.

$$\nabla = \hat{\mathbf{x}} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{\mathbf{y}} \frac{\partial}{\partial y} \quad (3.37)$$

em que $\hat{\mathbf{x}}$ e $\hat{\mathbf{y}}$ são vetores unitários nas direções x e y, respectivamente.

O resultado dessa integração, mais a produção resultante de ϕ no volume, isto é, a diferença entre a geração e consumo de ϕ dentro de ν , é proporcional à variação temporal de ϕ dentro do volume.

No caso de uma propriedade genérica ϕ e considerando os fluxos convectivos e difusivos, além de uma possível geração e/ou consumo interno, podemos escrever uma expressão para a taxa de aumento de ϕ em um volume de controle ν .

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} \text{Taxa de variação} \\ \text{temporal de } \phi \text{ em } \nu \end{array} \right\} \\ & = \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada resultante} \\ \text{de } \phi \text{ em } \nu \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Produção resultante} \\ \text{de } \phi \text{ em } \nu \end{array} \right\} \end{aligned} \quad (3.38)$$

A quantidade resultante de ϕ que entra em ν é determinada a partir do balanço, ou diferença, entre os fluxos convectivos e difusivos de ϕ que entram e os que saem de ν . A quantidade resultante de ϕ que entra no volume de controle, por unidade de tempo, é dada pela integração desse balanço sobre as fronteiras de ν . Já a produção resultante é a diferença entre a geração e o consumo de ϕ dentro de ν . A aplicação da técnica dos volumes finitos permite escrever equações de diferenças finitas que exprimem, diretamente, a equação acima.

A aproximação de volumes finitos é especialmente útil quando a malha não é uniforme, particularmente em duas e três dimensões. As equações diferenciais parciais são integradas diretamente sobre a malha, o que facilita a obtenção das equações de diferenças finitas e sua posterior solução numérica. Cabe ressaltar que este método nada mais é do que uma nova técnica para a obtenção das equações de diferenças finitas.

O primeiro passo do método dos volumes finitos, que é a integração do volume de controle, distingue o método dos volumes finitos de qualquer outro método. Os resultados expressam a exata conservação das propriedades relevantes para cada célula de tamanho finito. Neste método, a conservação de uma variável de escoamento geral, dentro do volume de controle finito, pode ser expressa como um balanço para cada célula.

Os códigos em CFD contêm técnicas de discretização adequadas para o tratamento dos fenômenos de transporte como convecção e difusão, assim como para os termos fonte e a taxa de mudança em relação ao tempo. Sabe-se que o fenômeno físico é complexo e não linear. Dessa forma, os principais procedimentos para solução são o TDMA linha por linha para resolver equações algébricas e o algoritmo SIMPLE para correlacionar corretamente pressão e velocidade. Outro método que o programa computacional disponibiliza e que foi utilizado nas simulações realizadas nesta tese é o Coupled. Um método de solução baseado na pressão permite que um problema de escoamento seja resolvido no modo segregado ou no modo acoplado. A aproximação acoplada oferece algumas vantagens em relação à aproximação segregada ou não acoplada. O esquema acoplado obtém uma implementação em única fase robusta e eficiente para escoamentos em estado estacionário, com performance superior se comparado com o esquema de solução segregado.

CAPÍTULO 4 – VALIDAÇÃO DO MODELO

Nesta Tese foi realizada uma etapa preliminar que consiste na validação de uma simulação de uma caldeira de recuperação de calor já realizada. Conforme mencionado no Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica, o trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005 simulou duas caldeiras de recuperação de calor com configurações distintas com e sem queima suplementar. Além disso, o trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005 usou a técnica do meio poroso, evitando, assim, a necessidade de representar cada um dos tubos da caldeira. Sendo assim, com a finalidade de entender melhor como realizar a simulação de uma caldeira no Ansys Fluent, optou-se por simular a caldeira denominada Beatrice do trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005 sem queima suplementar, conforme mostrado na Figura 12, antes de realizar as simulações da caldeira que foi objeto de estudo nesta tese.

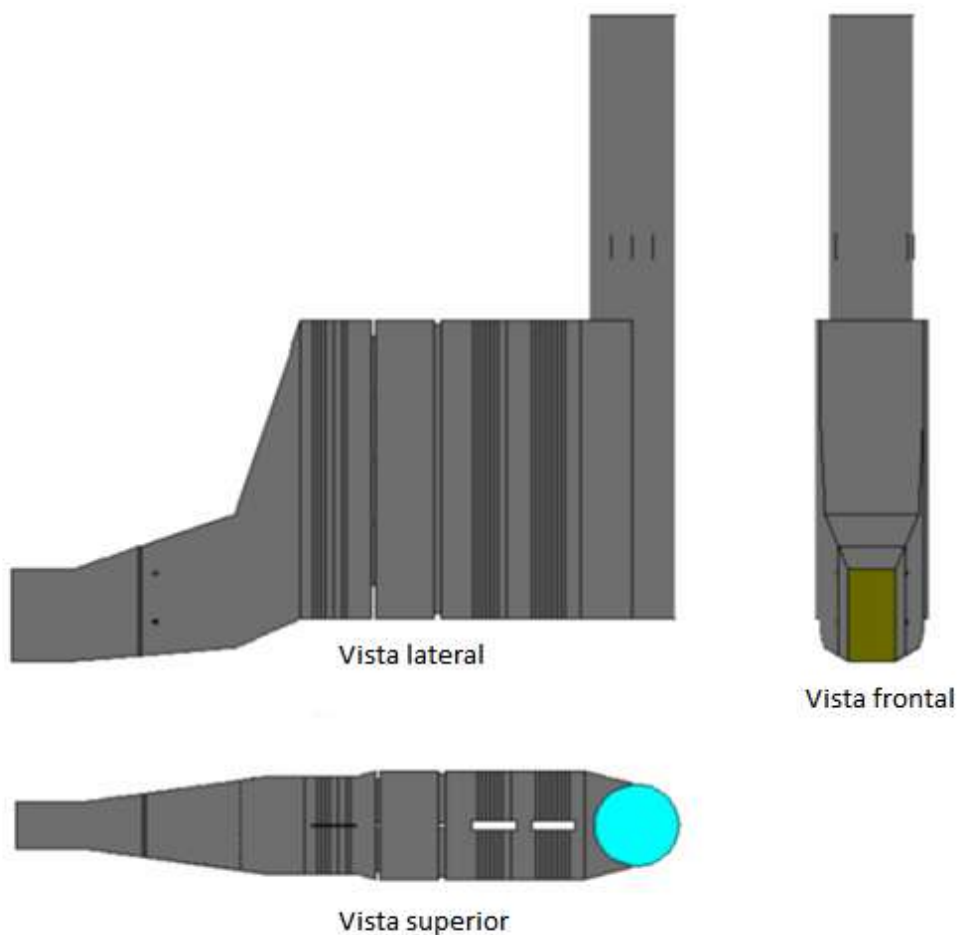


Figura 12: Esquema da caldeira de recuperação Beatrice, estudada no trabalho em referência.
Fonte: Adaptado de VYTLA, V.V.S.K., 2005.

A fim de validar os resultados obtidos no trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005 para a caldeira Beatrice sem queima suplementar, as condições dos gases exaustos da turbina a gás são informadas na Tabela 2 abaixo.

Tabela 2: Condições do gás exausto da turbina a gás, que alimenta a caldeira de recuperação Beatrice, estudada no trabalho em referência. Fonte: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

Condições do gás exausto da Caldeira Beatrice		
Vazão mássica (lb/h)		2064000
Pressão (bar, g)		0
Temperatura (°F)		1028
Composição (% mássica)	N_2	72,99
	CO_2	5,77
	H_2O	5,82
	O_2	14,13

No trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005, não foram informadas as dimensões da caldeira. A partir dos desenhos mostrados acima, foi realizado um scale up de fator 6, a fim de se obter as dimensões típicas de uma caldeira de recuperação de calor industrial. A seção transversal de entrada do gás exausto teve sua área estimada a partir da velocidade média na entrada e a vazão dos gases exaustos da turbina a gás foi considerada constante.

A caldeira foi desenhada usando o *geometry* do *workbench* do Ansys Fluent, versão 18.0. Foram utilizados recursos como *sketches*, *extrudes*, *slices*, entre outros. Abaixo segue a figura da caldeira construída, como primeira etapa de validação.

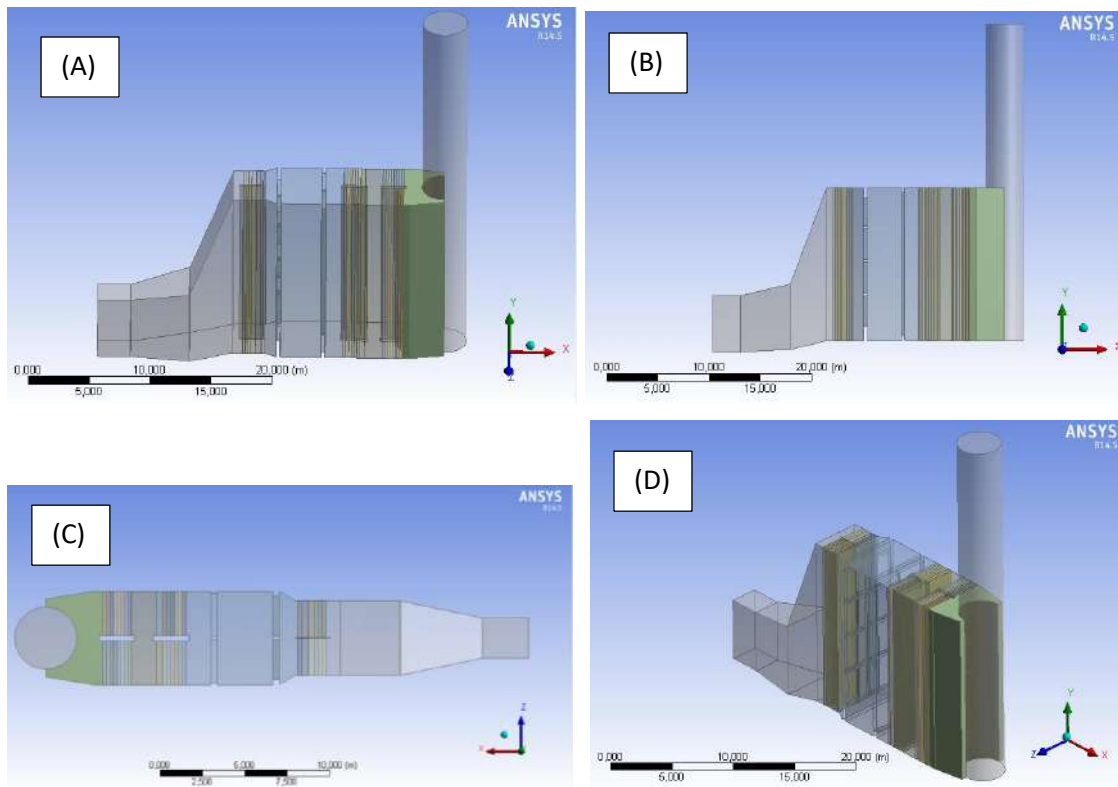


Figura 13: Vistas lateral (A e B), superior (C) e traseira (D) da caldeira de recuperação construída nesta tese com base no trabalho de VYTILA, V.V.S.K., 2005.

A caldeira desenhada não tem exatamente a mesma dimensão da caldeira estudada por VYTILA, V.V.S.K., 2005. Contudo, as vistas superior, frontal e lateral foram bastantes próximas da caldeira do trabalho da literatura.

As simulações para validação do trabalho de VYTILA, V.V.S.K., 2005 consideram tanto o escoamento como a troca térmica envolvidos, utilizando-se o módulo do trocador de calor onde são especificadas as vazões mássicas do fluido principal (gás exausto) e do fluido auxiliar (água), temperatura de entrada dos fluidos principal e auxiliar e a taxa de calor para cada trocador de calor. A malha gerada foi uma malha estruturada nos trocadores de calor e tetraédrica nas demais regiões. Esta malha foi formada por 3.570.076 elementos, com *skewness* máximo de 0,8006 e qualidade ortogonal mínima de 0,2325. Abaixo seguem as fotos da malha gerada.

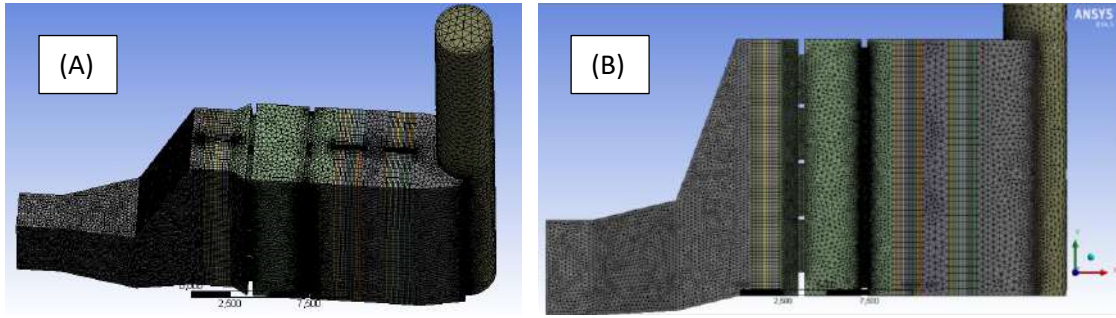


Figura 14: Representação da malha mista, ou seja, constituída por elementos tetraédricos, porém formada também por uma malha estruturada apenas nos trocadores de calor.

Em relação à qualidade da malha gerada, mostrada na Figura 14, existem algumas medidas principais sendo o *skewness* a principal delas. Ele determina o quão perto as faces ou células de uma malha estão do formato ideal (triângulos equiláteros ou quadrados). O valor obtido para o *skewness* é dado pela equação 4.1. Valores de *skewness* na faixa de 0,75 a 0,85 indicam excelente qualidade das células; já a faixa entre 0,85 e 0,95 indica boa qualidade das células e valores superiores a 0,95 indicam que a malha deve ser melhorada.

$$Skewness = \frac{\text{Tamanho da célula}}{\text{Tamanho ótimo da célula}} \quad (4.1)$$

Outro parâmetro que também deve ser analisado para verificar a qualidade da malha é denominado qualidade ortogonal. A fim de determinar a qualidade ortogonal de uma determinada célula, as seguintes quantidades são calculadas para cada face i :

- Produto escalar normalizado entre o vetor área de uma face (\vec{A}_i) e um vetor do centroide da célula para o centroide da face (\vec{f}_i), conforme a equação 4.2.

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \quad (4.2)$$

- Produto escalar normalizado entre o vetor área de uma face (\vec{A}_i) e um vetor do centroide da célula para o centroide de uma célula adjacente que divide a face (\vec{c}_i), conforme a equação 4.3.

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \quad (4.3)$$

Os vetores indicados nas equações 4.2 e 4.3 são mostrados na Figura 15.

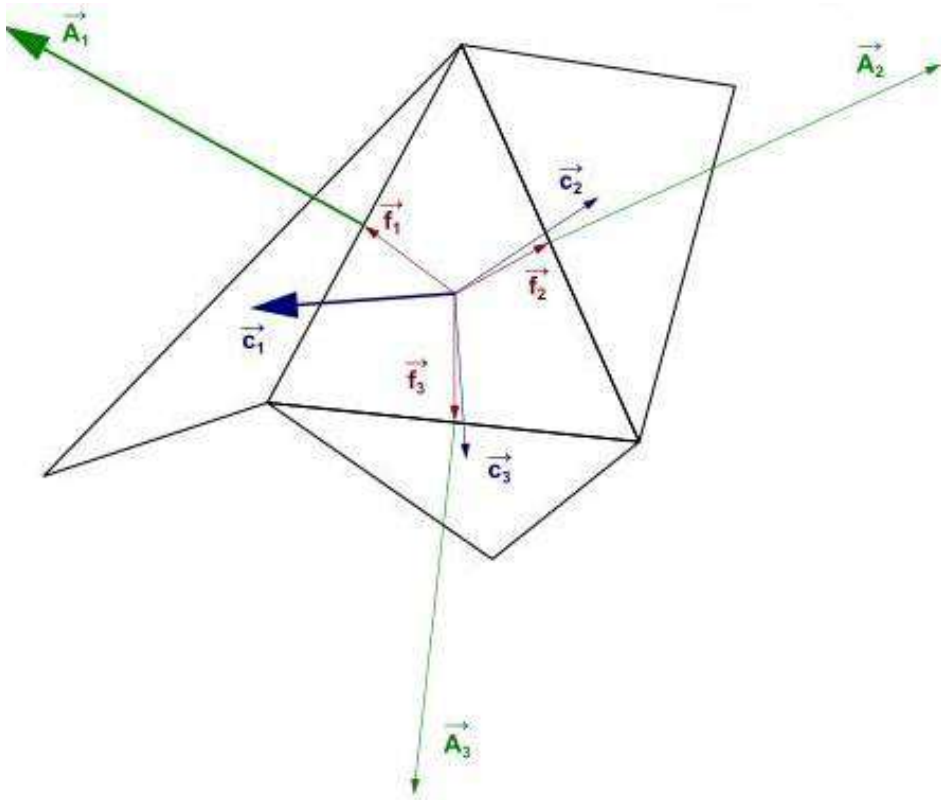


Figura 15: Vetores usados para determinar a qualidade ortogonal da malha.

O mínimo valor resultante do cálculo das equações 4.2 e 4.3 para todas as faces é então definido como a qualidade ortogonal para a célula. As células com a melhor qualidade possuem qualidade ortogonal na faixa de 0,15 a 0,20. Dessa forma, observa-se que a malha gerada para simular a caldeira de VYTILA, V.V.S.K., 2005 apresentou uma qualidade satisfatória.

Apesar de não ter sido informado o dimensional da caldeira Beatrice no trabalho de VYTILA, V.V.S.K., 2005, foi possível determinar a área da seção transversal e impor um fator de escala para a caldeira toda a partir dos dados informados por Vytla, conforme tabela abaixo.

Tabela 3: Dados médios em relação ao gás exausto que entra na caldeira de recuperação.

Massa específica do gás exausto (kg/m ³)	Vazão mássica do gás exausto (kg/s)	Velocidade média do gás exausto (m/s)
0,4161	260	47,78

FONTE: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

A partir dos dados acima, a área da seção transversal na entrada da caldeira é 13,078 m². Com isso, foi utilizado um fator de escala igual a 0,91695 para tornar todas as dimensões da caldeira compatíveis com esta área da seção transversal.

A respeito das condições de contorno, foram considerados perfil de velocidade do gás exausto na entrada da caldeira, pressão manométrica na saída da caldeira e paredes adiabáticas. As aberturas na parede da chaminé foram consideradas interior, indicando que por ali é realizada a passagem do gás exausto.

No trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005, um perfil de velocidades do gás exausto é especificado na condição de contorno da entrada da caldeira. VYTLA, V.V.S.K., 2005 não informa uma equação que descreva o perfil, porém mostra a figura que o representa. Dessa forma, foi realizada a discretização do perfil, considerando-se 429 pontos e os seguintes intervalos: $-1,192 < z < 1,192$ e $-1,1003 < y < 4,3867$, ou seja, $z = 2,384 \text{ m}$ e $y = 5,487 \text{ m}$. O eixo z foi constituído por 13 pontos com intervalos de 0,1834, enquanto o eixo y foi constituído por 33 pontos com intervalos de 0,19. A determinação da velocidade em cada um desses pontos foi realizada de maneira aproximada, correlacionando-se as cores com a escala de velocidades informada. Um arquivo texto foi criado, especificando os valores de z , y e u . No *Fluent*, em *Solution Setup*, item *Boundary Conditions*, especificou-se o perfil de velocidades na direção x na entrada do gás exausto na caldeira, ou seja, especificou-se a componente u .

Dessa forma, a partir da metodologia descrita acima, obteve-se o seguinte perfil, que ficou semelhante ao perfil obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.

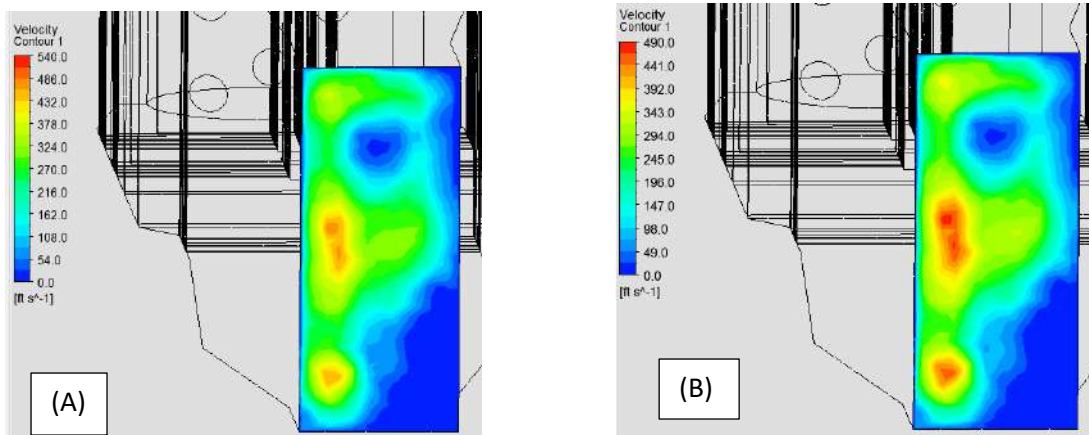


Figura 16: Perfil de velocidade obtido nesta tese, estando bem semelhante ao obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.

Em relação aos modelos para descrição do escoamento, foi utilizado o modelo $k - \epsilon$ Realizable para turbulência e *Enhanced Wall Treatment*. Além disso, foram especificados 5% para intensidade turbulenta e 10 para razão da viscosidade turbulenta.

Segundo VYTLA, V.V.S.K., 2005, o gás exausto é constituído pelos componentes informados na Tabela 4.

Tabela 4: Composição dos gases exaustos da turbina a gás que alimentam a caldeira de recuperação.

Composição dos gases exaustos da turbina a gás		
Constituintes do gás (%lbm/lbm)	Dióxido de Carbono	5,77%
	Vapor de água	5,82%
	Gás nitrogênio	72,99%
	Gás oxigênio	14,13%

FONTE: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

Foram consideradas as propriedades de cada um dos componentes do gás exausto ponderadas pela composição de cada componente. Dessa forma, foi criado no Fluent um componente chamado Gás Exausto com as propriedades médias dos componentes acima. Para as simulações considerando a troca térmica, foi considerado o modelo de gás ideal incompressível do Fluent para cálculo da massa específica.

Tabela 5: Propriedades de cada componente constituinte do gás exausto que alimenta a caldeira de recuperação. FONTE: SMITH, J. M., et al., 2013.

Propriedades dos componentes dos gases exaustos		
Componentes	Massa Molecular (kg/kmol)	Viscosidade Dinâmica (kg/m.s)
Dióxido de Carbono	44	$3,37 \cdot 10^{-5}$
Vapor de água	18	$2,97 \cdot 10^{-5}$
Gás nitrogênio	28	$3,49 \cdot 10^{-5}$
Gás oxigênio	32	$4,15 \cdot 10^{-5}$

- Massa específica média (\overline{MM} , kg/kmol), FONTE: BRASIL, N. I., 2004.

$$\overline{MM} = \sum_i x_i \cdot MM_i \quad \therefore \quad \overline{MM} = 28,54 \quad (4.4)$$

- Viscosidade dinâmica média ($\bar{\mu}$, kg/m · s), FONTE: BRASIL, N. I., 2004.

$$\bar{\mu} = \sum_i x_i \cdot \mu_i \quad \therefore \quad \bar{\mu} = 3,502 \cdot 10^{-5} \quad (4.5)$$

Em todas as simulações apresentadas por VYTLA, V.V.S.K., 2005 e simuladas nesta tese, os trocadores de calor da caldeira, que são formados por milhares de tubos, são representados por retângulos tratados como meio porosos. Como cada trocador de calor é formado por milhares de tubos, não é factível representar cada tubo na geometria desenhada no Fluent. Conforme já mencionado nos capítulos anteriores, uma técnica muito utilizada é tratar o conjunto de tubos como meio poroso sem a necessidade de representá-los individualmente.

No Fluent, cada trocador de calor foi especificado. A caldeira Beatrice possui os seguintes trocadores de calor organizados em 03 módulos: 1º módulo) 03 Superaquecedores de alta pressão (HPSH1, HPSH2 e HPSH3) e 03 Evaporadores de alta pressão (HPEV1, HPEV2 e HPEV3); 2º módulo) 05 Economizadores de alta pressão (HPEC1 a HPEC5), intercalados com 01 Superaquecedor de baixa pressão (LPSH1) e 01 Evaporador de baixa pressão (LPEV1) e 3º módulo) 02 Evaporadores de baixa pressão (LPEV2 e LPEV3) e 06 Economizadores de baixa pressão (LPEC1 a LPEC6).

A caldeira desenhada nesta validação considerou os trocadores de calor acima e a sua disposição na caldeira. Cada trocador de calor foi considerado como meio poroso, através do qual o gás exausto passa. As propriedades do meio poroso foram fornecidas por VYTLA, V.V.S.K., 2005, conforme Tabela 6 abaixo.

Tabela 6: Resistência inercial para cada trocador de calor. Este parâmetro é utilizado pelo Fluent para calcular a queda de pressão em cada trocador de calor, visto que são considerados meios porosos.

Trocadores de Calor	Resistência Inercial* (R, m⁻¹)
Módulo 1	
HPSH1	40
HPSH2	35
HPSH3	40
HPEV1	55
HPEV2	80
HPEV3	80
Módulo 2	
HPEC1	55
HPEC2	85
LPSH	35
HPEC3	50
HPEC4	90
HPEC5	80
LPEV1	80
Módulo 3	
LPEV2	52
LPEV3	74
LPEC1	48
LPEC2	80
LPEC3	80
LPEC4	75
LPEC5	75
LPEC6	75

* Resistência inercial é a resistência que o escoamento encontra para atravessar um volume com determinada espessura. O meio poroso impõe uma resistência ao escoamento.

FONTE: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

A resistência viscosa é nula nas três direções porque a viscosidade não é considerada tão importante para o escoamento, enquanto as forças inerciais são mais importantes. Nas direções em que não há escoamento do gás, a resistência inercial é maior (considerou-se o valor igual a 1000), de modo que não seja possível haver escoamento do gás nessas direções. Na direção x, a resistência inercial é menor e é por onde ocorre escoamento do gás. Os valores da resistência inercial na direção x são mostrados na Tabela acima.

4.1 Módulo do trocador de calor no Fluent

A caldeira de recuperação de calor pode ser vista como um grande trocador de calor de corrente cruzada, ou seja, o gás exausto proveniente da turbina a gás passa horizontalmente pela caldeira, enquanto a água a ser aquecida é alimentada pela outra extremidade do equipamento, passando pelo interior dos tubos que são dispostos verticalmente.

Na Tabela 7 a seguir são contidas as informações que foram especificadas no módulo do trocador de calor do Fluent.

Tabela 7: Informações importantes para a determinação da variação da temperatura do gás ao longo da caldeira de recuperação. Os dados contidos nesta Tabela são necessários como dados de entrada do módulo do trocador de calor do Fluent.

TROCADORES DE CALOR	FLUIDO PRINCIPAL (GÁS EXAUSTO)		FLUIDO AUXILIAR (ÁGUA)		Q(w)
	\dot{m} (kg/s)	T_0 (K)	\dot{m} (kg/s)	T_0 (K)	
HPSH1	260	826	32,51	761	3223782
HPSH2	260	815	34,78	689	6635129
HPSH3	260	794	50,57	582	14131887
HPEV1	260	746	2730,78	579	29374513
HPEV2	260	645	1274,26	579	13706934
HPEV3	260	598	186,08	579	2001675
HPEC1	260	591	74,36	570	1570861
HPEC2	260	585	71,28	553	3209128
LPSH1	260	574	6,32	451	1811179
HPEC3	260	568	61,90	539	2180449
HPEC4	260	560	63,48	509	4979277
HPEC5	260	543	57,94	453	8367179
LPEV1	260	513	1213,80	448	12710492
LPEV2	260	468	118,10	448	1236760
LPEV3	260	463	120,90	448	1266067
LPEC1	260	459	72,59	440	1324681
LPEC2	260	454	79,16	428	2537995
LPEC3	260	445	76,38	412	3197405
LPEC4	260	433	73,99	391	4035589
LPEC5	260	419	74,30	365	5099437
LPEC6	260	400	75,13	333	6303959

FONTE: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

No trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005, o autor utiliza uma barreira porosa no duto de entrada da caldeira, a fim de promover a redução da velocidade do gás exausto que vem da turbina a gás na entrada da caldeira de recuperação. Este volume poroso pode ser mostrado na Figura abaixo, geometria que foi realizada neste trabalho.

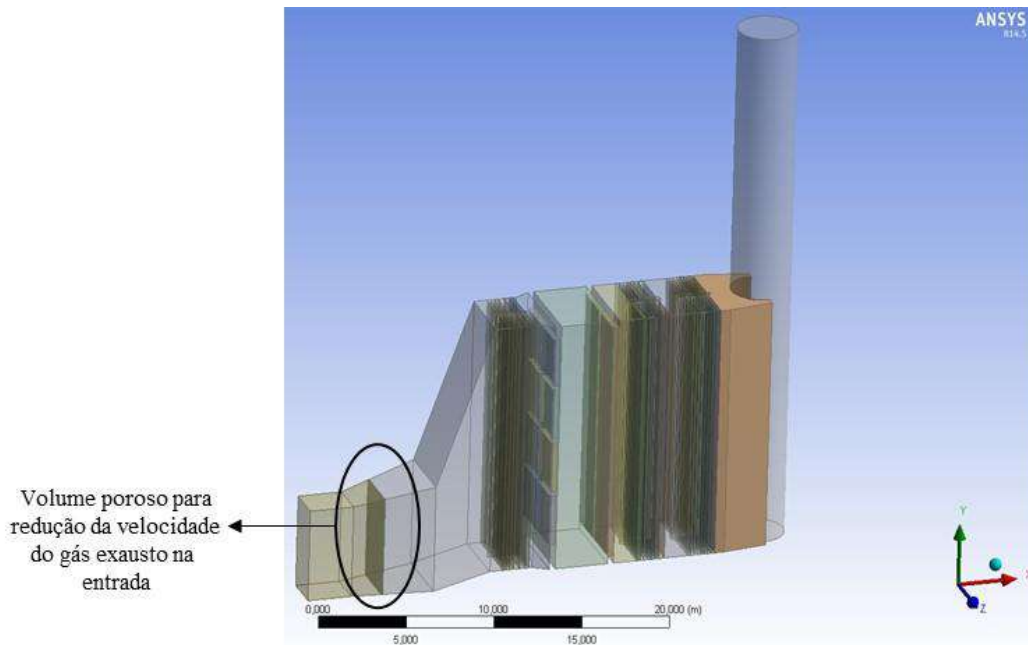


Figura 17: Representação da geometria da caldeira Beatrice, construída nesta tese, com a inclusão de uma região porosa no duto de entrada da caldeira.

Além disso, verificou-se que, além do volume poroso para redução de velocidade, mostrado acima, e dos trocadores de calor, outras duas regiões foram tratadas como meios porosos. Tais regiões foram denominadas por VYTLA, V.V.S.K., 2005 como CO e SCR, respectivamente, conforme mostrada na Figura 18 abaixo.

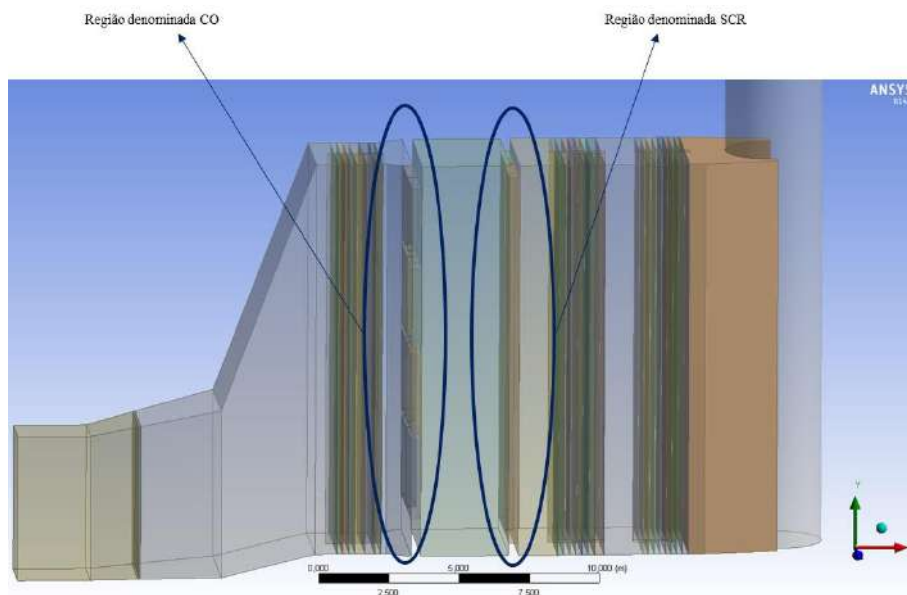


Figura 18: Representação da geometria da caldeira Beatrice, construída nesta tese, com a inclusão de duas regiões porosas, denominadas CO e SCR, respectivamente.

Como tais regiões são consideradas meios porosos, seguem os valores das resistências inerciais de cada um desses volumes.

Tabela 8: Valores das resistências inerciais correspondentes às três novas regiões, consideradas como meios porosos, incluídas na geometria.

Meios Porosos	Resistência Inercial (R, m⁻¹)
Redução da velocidade	4
Região CO	45
Região SCR	135

FONTE: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

No trabalho de VYTLA, V.V.S.K., 2005, para cada trocador de calor foi definido um conjunto de parâmetros em relação a cada meio poroso, conforme Tabela 9 a seguir.

Tabela 9: Parâmetros do modelo de queda de pressão para meio poroso, especificados para cada trocador de calor da caldeira de recuperação.

Trocadores de Calor	Queda de Pressão no lado do gás exausto						
	Razão entre o Fluxo mínimo e a área da face	Coefficiente de perda na entrada	Coefficiente de perda na saída	Área da superfície no lado do gás, m^2	Área mínima da seção transversal, m^2	Coefficiente de fricção do núcleo	Expoente de fricção do núcleo
HPSH1	0,52	0	0	2286	48	0,1289	-0,2
HPSH2	0,4879	0	0	2544	45	0,0881	-0,2
HPSH3	0,49	0	0	2544	45	0,0939	-0,2
HPEV1	0,49	0	0	4924	45	0,1330	-0,2
HPEV2	0,49	0	0	7386	45	0,1422	-0,2
HPEV3	0,49	0	0	3693	45	0,1451	-0,2
HPEC1	0,491	0	0	2462	45	0,1684	-0,2
HPEC2	0,491	0	0	3693	45	0,1581	-0,2
LPSH1	0,491	0	0	1562	48	0,1759	-0,2
HPEC3	0,491	0	0	2462	45	0,1525	-0,2
HPEC4	0,491	0	0	3693	45	0,1613	-0,2
HPEC5	0,491	0	0	3693	45	0,1689	-0,2
LPEV1	0,491	0	0	7386	45	0,1750	-0,2
LPEV2	0,491	0	0	2462	45	0,2000	-0,2
LPEV3	0,4914	0	0	3693	45	0,1604	-0,2
LPEC1	0,4914	0	0	2462	45	0,1770	-0,2
LPEC2	0,4914	0	0	3693	45	0,1850	-0,2
LPEC3	0,4914	0	0	3693	45	0,1885	-0,2
LPEC4	0,4914	0	0	3693	45	0,1932	-0,2
LPEC5	0,4914	0	0	3693	45	0,1992	-0,2
LPEC6	0,4914	0	0	3693	45	0,2074	-0,2

FONTE: VYTLA, V.V.S.K., 2005.

Após a implementação de todos os dados fornecidos e das considerações que precisaram ser realizadas por ausência de informação, foram obtidos os resultados nesta tese, a fim de confrontá-los com os resultados obtidos por VYTLA, V.V.S.K., 2005.

A Figura 19 mostra o perfil de velocidades obtidos nesta tese para a caldeira simulada por VYTLA, V.V.S.K., 2005 em dois planos axiais. Os perfis obtidos são condizentes com o esperado, havendo zonas de maior velocidade na entrada da caldeira, nas zonas de passagem para a chaminé e na chaminé. Como o escoamento encontra resistência nos trocadores de calor, por serem considerados meios porosos, a

velocidade dos gases exaustos reduz consideravelmente nessas regiões. Este mesmo comportamento foi obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.

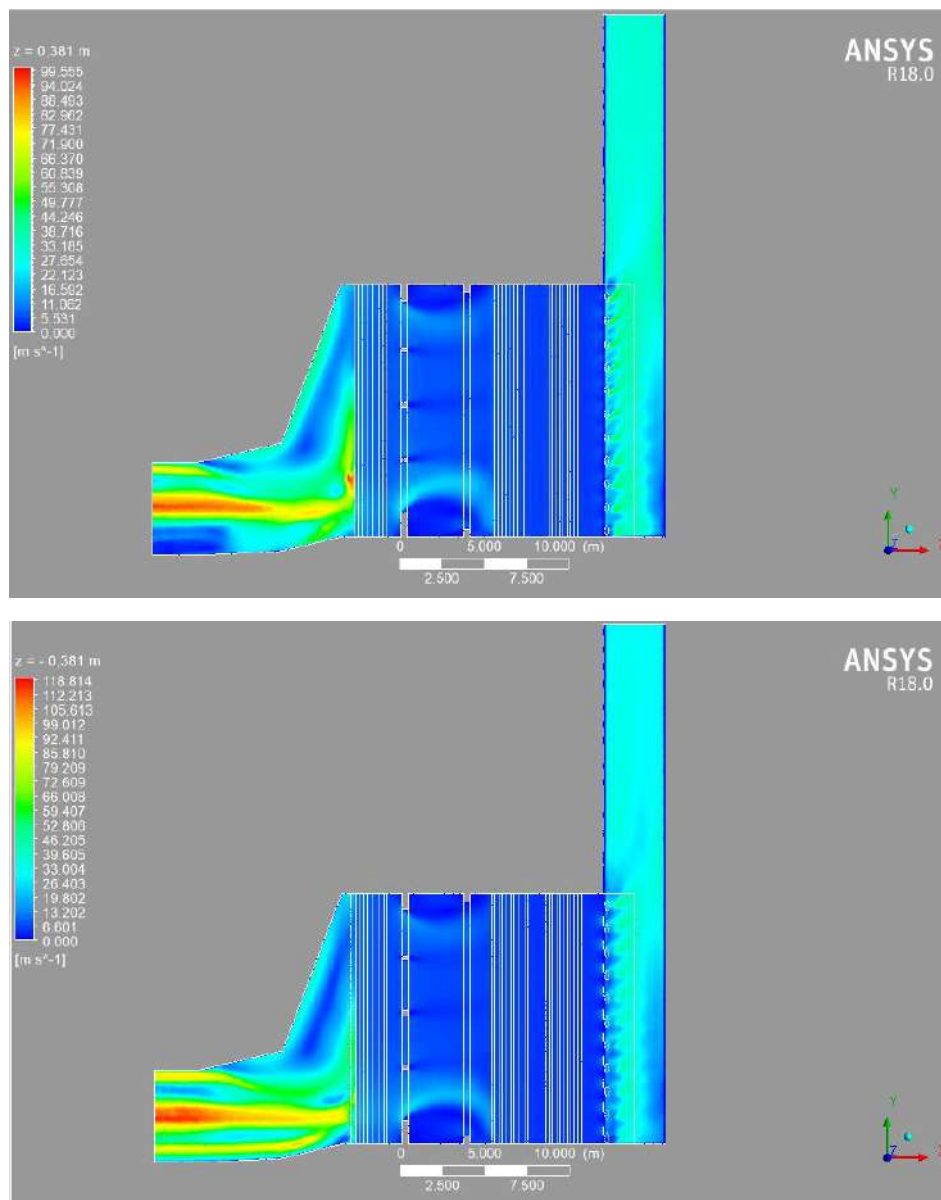


Figura 19: Perfil de velocidade ao longo do comprimento da caldeira para $z = 0,381$ m e $z = -0,381$ m, obtido para validação do perfil obtido por VYTLA, V.V.S.K., 2005.

Na Figura 20 é possível observar o perfil axial de pressão obtido nesta tese para a caldeira simulada por VYTLA, V.V.S.K., 2005. Nota-se que o perfil de pressão decresce ao longo do comprimento da caldeira, uma vez que cada trocador de calor é tratado como meio poroso e impõe uma resistência à passagem do gás, semelhante à presença dos tubos. Tal resistência à passagem do gás ocasiona a diminuição da pressão ao longo da passagem do gás pela caldeira.

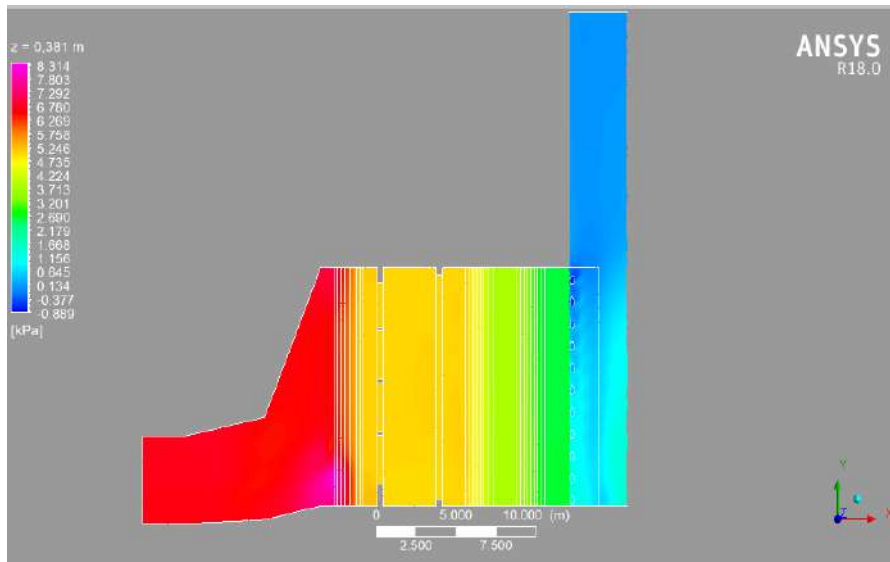


Figura 20: Perfil de pressão ao longo do comprimento da caldeira para $z = 0,381$ m obtido para validação do perfil obtido por VYTILA, V.V.S.K., 2005.

As Figuras 21 e 22 mostram os resultados em relação à temperatura para dois planos axiais. Quando o gás exausto alimenta a caldeira, ele está a uma temperatura bastante elevada. Contudo, conforme ele atravessa os trocadores de calor, trocando calor com a água cujas condições são especificadas no programa computacional, a temperatura do gás exausto diminui ao longo do comprimento da caldeira. Por isso, observa-se um perfil de temperatura estratificado ao longo da caldeira. Este foi o comportamento também observado por VYTILA, V.V.S.K., 2005.

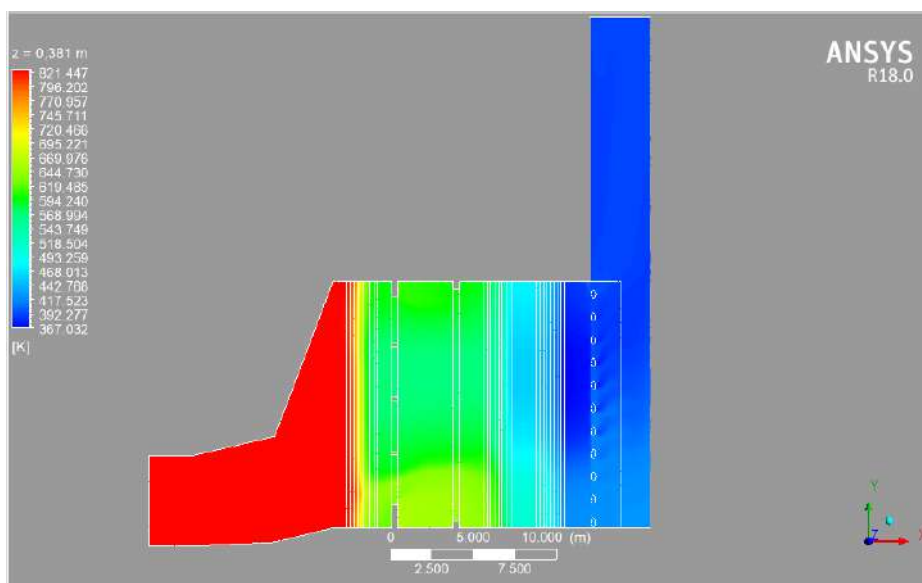


Figura 21: Perfil de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para $z = 0,381$ m obtido para validação do perfil obtido por VYTILA, V.V.S.K., 2005.

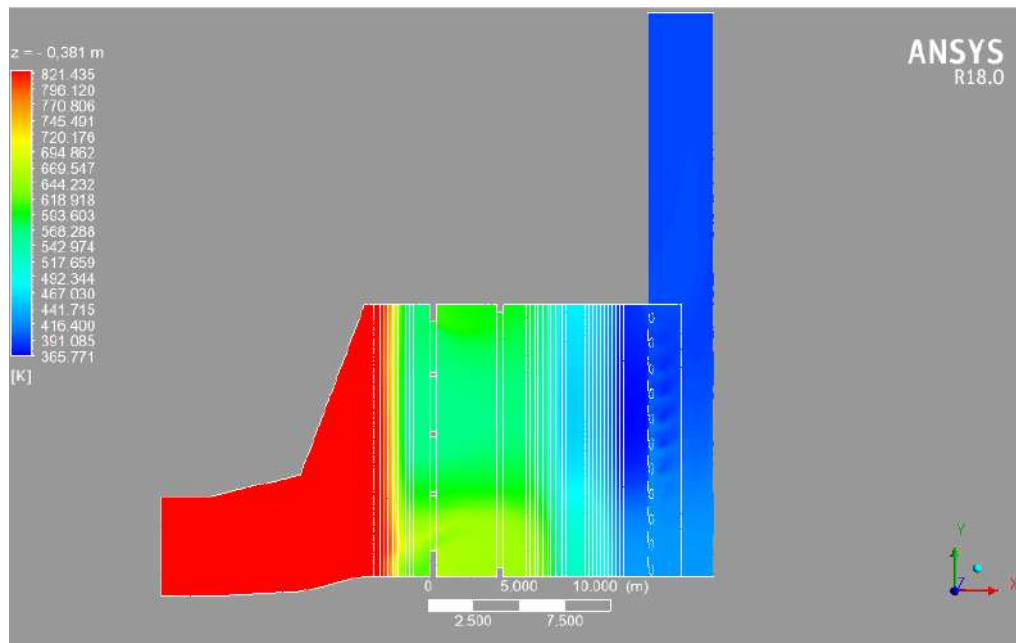


Figura 22: Perfil de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para $z = -0,381$ m obtido para validação do perfil obtido por VYTILA, V.V.S.K., 2005.

Ao resolver a equação da energia e considerar a troca térmica envolvida em cada trocador de calor da caldeira de recuperação, foi possível obter a temperatura média do gás exausto no plano de entrada e de saída de cada trocador de calor, conforme é mostrado na Figura 23. Foram obtidos resultados muito semelhantes aos obtidos por VYTILA, V.V.S.K., 2005, atingindo-se o objetivo da validação. A faixa de erro entre os resultados obtidos por VYTILA, V.V.S.K., 2005 e os obtidos nesta tese foram de 0,01% a 3,5%, estando o erro médio para a maioria dos resultados em 0,6%. Dessa forma, as simulações realizadas para atingir os resultados obtidos na literatura demonstraram-se satisfatórias.

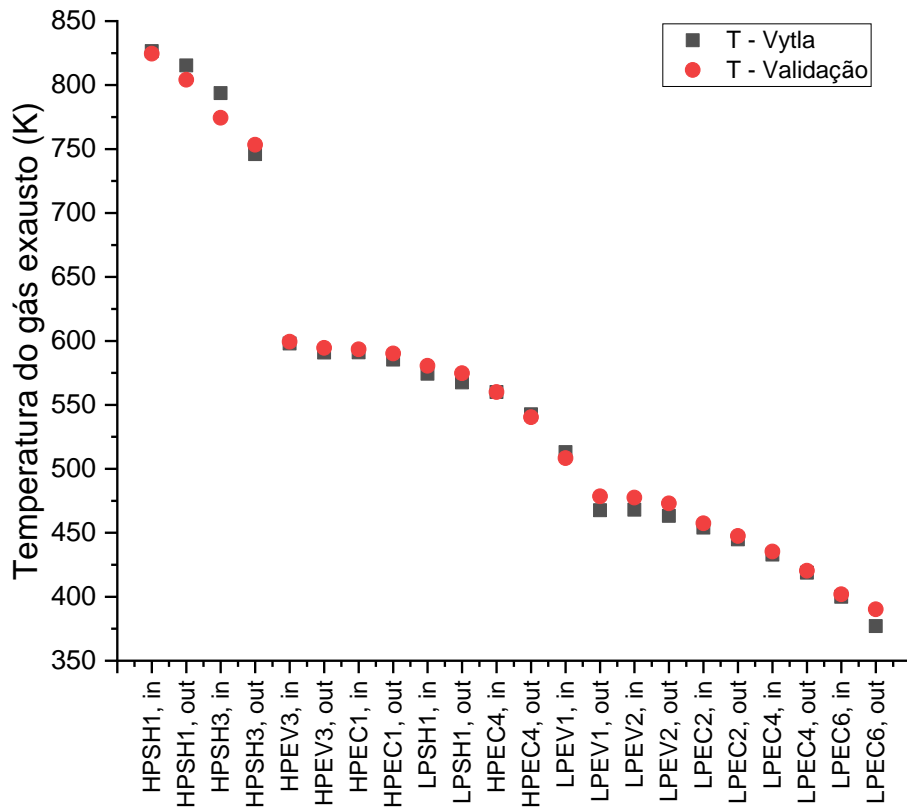


Figura 23: Comparação dos perfis de temperatura obtidos neste trabalho e por VYTla, V.V.S.K., 2005, respectivamente. FONTE: Elaborado pela Autora, simulador Ansys Fluent (Versão 18.0) e por VYTla, V.V.S.K., 2005.

5 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO

5.1. Descrição do sistema a ser estudado

A caldeira de recuperação de calor e geração de vapor que foi estudada neste trabalho é uma caldeira típica de uma usina termelétrica que opera em ciclo combinado na configuração 2x2x1, ou seja, possui 2 turbinas a gás, 2 caldeiras de recuperação de calor e geração de vapor e 1 turbina a vapor.

Em um ciclo aberto (ciclo Bryton), a maior perda de eficiência está no não aproveitamento da energia calorífica liberada pelos gases exaustos da turbina a gás pela chaminé. Assim, para evitar esta perda de energia, é instalada a caldeira de recuperação de calor, de modo a aproveitar a energia proveniente dos gases exaustos da turbina a gás, transformando-a em vapor utilizado para acionar uma turbina a vapor. Dessa forma, termelétricas a ciclo combinado são mais eficientes que as termelétricas a ciclo simples e a vapor. Cada turbina a gás do ciclo combinado considerado produz 175 MW, enquanto a turbina a vapor gera 195,5 MW, totalizando 545,5 MW. As caldeiras de recuperação de calor possuem 03 níveis de pressão, alta (HP), intermediária (IP) e baixa (LP), com reaquecimento, sem queima suplementar e de circulação natural com um reaquecedor de média pressão, superaquecedores de alta, média e baixa pressões e economizadores de água de alimentação. (Fonte: Apostila sobre Ciclo Combinado).

Numa usina a ciclo combinado água desmineralizada é produzida e alimenta a caldeira de recuperação de calor. Os gases exaustos das turbinas a gás trocam calor com a água que escoar pelo interior dos tubos verticais da caldeira. A caldeira que será estudada é uma caldeira horizontal e se assemelha com um grande trocador de calor de corrente cruzada, pois o gás exausto escoar na horizontal, enquanto a água escoar na vertical. Nos evaporadores da caldeira, duas fases, líquida e vapor, são formadas e, por diferença de massa específica, dentro dos tubos do evaporador, a fase vapor tende a subir. Os tubulões recebem tanto a fase vapor como a líquida, porém a fase vapor que fica na parte superior passa por hidrociclones existentes dentro do tubulão, de modo que apenas vapor saturado saia dos tubulões e não vapor úmido. Todo o vapor saturado que sai dos tubulões de baixa, média e alta pressões passa por superaquecedores de baixa, média e alta pressões, respectivamente, antes de serem encaminhados para a turbina a vapor. A turbina a vapor possui regiões de alta, média e baixa pressões. Quando o vapor de alta pressão passa pela região de alta pressão da turbina a vapor, ele se expande e perde pressão e temperatura. Assim, ele é encaminhado para o

reaquecedor, passando posteriormente pelo dessuperaquecedor e por um último reaquecedor, sendo encaminhado, assim, para a turbina de média pressão. O vapor de média pressão que sai do superaquecedor de média realiza este mesmo circuito, reaquecedor, dessuperaquecedor e por último o reaquecedor, sendo encaminhado para a turbina de média pressão. O vapor de média após passar pela região de média pressão da turbina a vapor se expande e perde pressão e temperatura, sendo encaminhado para a turbina de baixa pressão, bem como o vapor superaquecido de baixa pressão. O vapor de baixa pressão, após passar pela região de baixa pressão da turbina a vapor se expande e perde pressão e temperatura, sendo condensado no condensador da planta. O que condensa é alimentado novamente para a caldeira. A seguir há uma tabela com as informações sobre os três níveis de pressão da caldeira que foi simulada nesta tese.

Tabela 10: Condições nominais dos vapores saturados e reaquecidos da caldeira de recuperação a ser estudada.

Sistemas	Vazão mássica (ton/h)	Pressão (bar,g)	Temperatura (°C)
Tubulão de alta pressão	188,70	131	316
Tubulão de média pressão	29,60	25,2	212
Tubulão de baixa pressão	30,70	3,8	142
Vapor reaquecido	21,05	23,12	565

Cabe ressaltar que toda água que é alimentada na caldeira e o vapor que é condensado são aquecidos no economizador antes de serem encaminhados para o tubulão de baixa pressão.

A caldeira estudada neste trabalho é constituída por vários trocadores de calor, os quais são: superaquecedores de alta, média e baixa pressão (HPSH1, HPSH2, IPSH e LPSH), reaquecedores (RH1 e RH2), evaporadores de alta, média e baixa pressão (HPEV, IPEV e LPEV), economizadores de alta, média e baixa pressão (HPEC1, HPEC2, HPEC3, IPEC e LPEC). Cada um dos evaporadores está associado a um tubulão, de baixa, média e alta pressão. A caldeira foi construída usando-se o workbench do Ansys Fluent, versão 18.0. Devido à diferença de escala entre o diâmetro e a altura dos tubos, optou-se por não representar cada um dos tubos da caldeira, pois se cada tubo fosse representado, a malha gerada teria um número muito grande de elementos, o que poderia inviabilizar as simulações usando-se o recurso computacional disponível, ou, até mesmo, poderia se tornar um problema de difícil convergência. Dessa forma, cada trocador de calor foi representado por meios porosos. A partir da disposição

real dos tubos e das dimensões dos mesmos, foi possível determinar a porosidade superficial, assim como a resistência inercial associada à cada trocador de calor da caldeira, o que será explicado mais adiante. Considerou-se o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ e foi resolvido o conjunto de equações da continuidade, quantidade de movimento nas três dimensões e a equação da energia. Na Figura 24 são mostradas as telas do Fluent onde se habilita a equação da energia e as equações do modelo de turbulência $k - \varepsilon$.

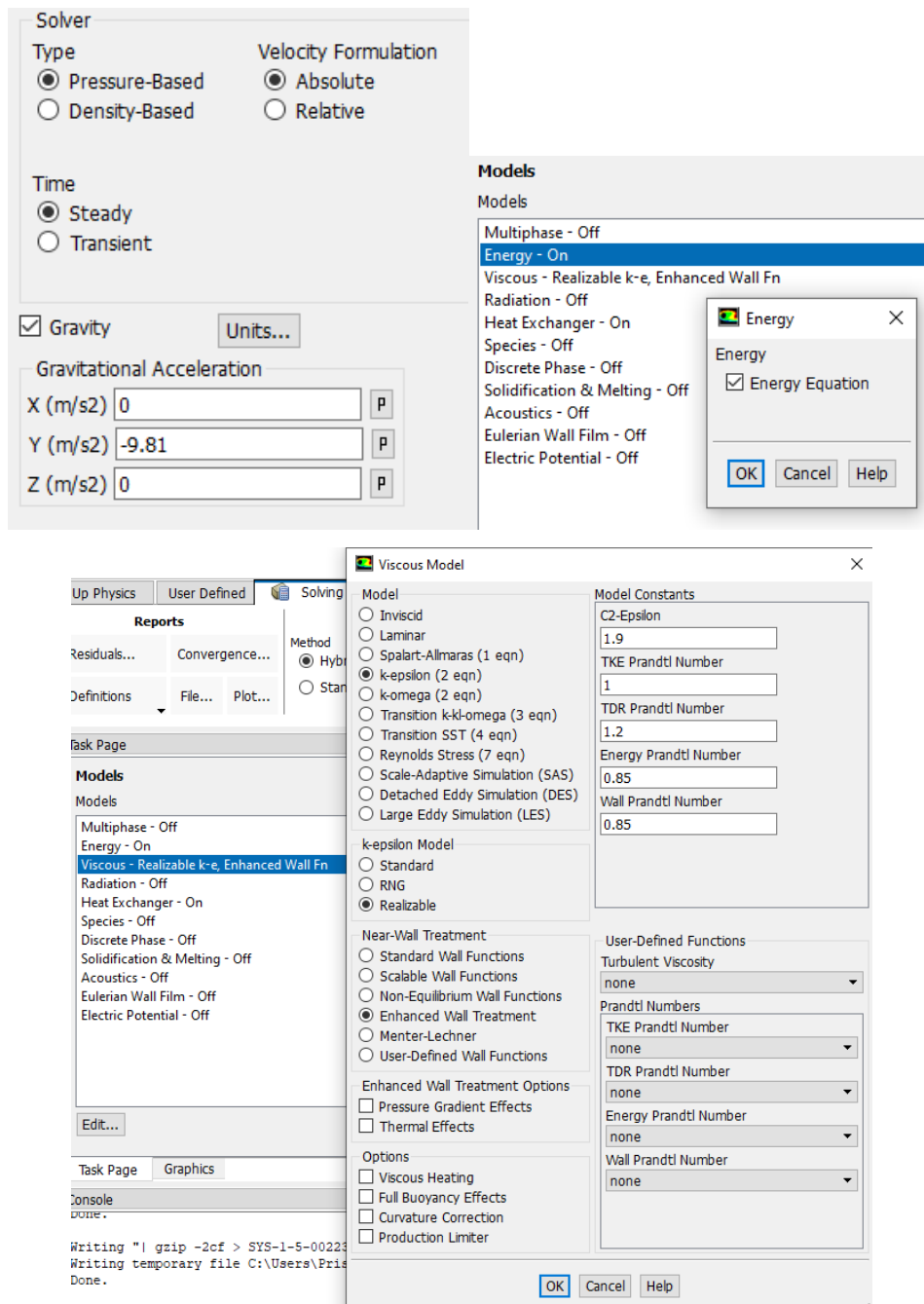


Figura 24: Telas do Fluent para seleção dos modelos de turbulência e energia.

O método de solução baseado na pressão emprega um algoritmo que pertence a uma classe geral de métodos denominada método da projeção. No método da projeção, a restrição da equação de conservação de massa (continuidade) é atingida resolvendo-se a equação da pressão ou equação da correção da pressão. A equação da pressão é derivada da equação da continuidade e das equações da quantidade de movimento de certo modo que o campo de velocidade, corrigido pela pressão, satisfaz a equação da continuidade. Uma vez que as equações governantes são não lineares e acopladas entre si, o processo de solução envolve iterações em que todo o conjunto das equações governantes é resolvido repetidamente até que a solução convirja. No programa computacional utilizado, dois algoritmos de solução, baseados na pressão, são disponíveis: o algoritmo segregado e o algoritmo acoplado.

O algoritmo segregado resolve as equações governantes sequencialmente, ou seja, segregadas umas das outras. Para este algoritmo, as equações discretizadas precisam somente ser guardadas na memória uma única vez. Entretanto, a convergência da solução é relativamente lenta, na medida em que as equações são resolvidas de modo desacoplado. Já o algoritmo acoplado resolve de maneira acoplada o sistema de equações composto pelas equações de quantidade de movimento e da continuidade baseada na pressão. Uma vez que as equações da quantidade de movimento e da continuidade são resolvidas de maneira acoplada, a taxa de convergência da solução aumenta significativamente quando comparada a do algoritmo segregado. Entretanto, necessita-se do dobro da memória computacional em relação ao método segregado. Neste trabalho, utilizou-se o método acoplado para resolver o conjunto de equações, sendo necessária a utilização de um computador com processador Xeon com 12 núcleos e 128 GB de memória RAM. Os gradientes foram calculados usando o método baseado nos mínimos quadrados e uma discretização de segunda ordem no espaço dos termos advectivos. A técnica do pseudo-transiente foi usada como uma forma de relaxação implícita.

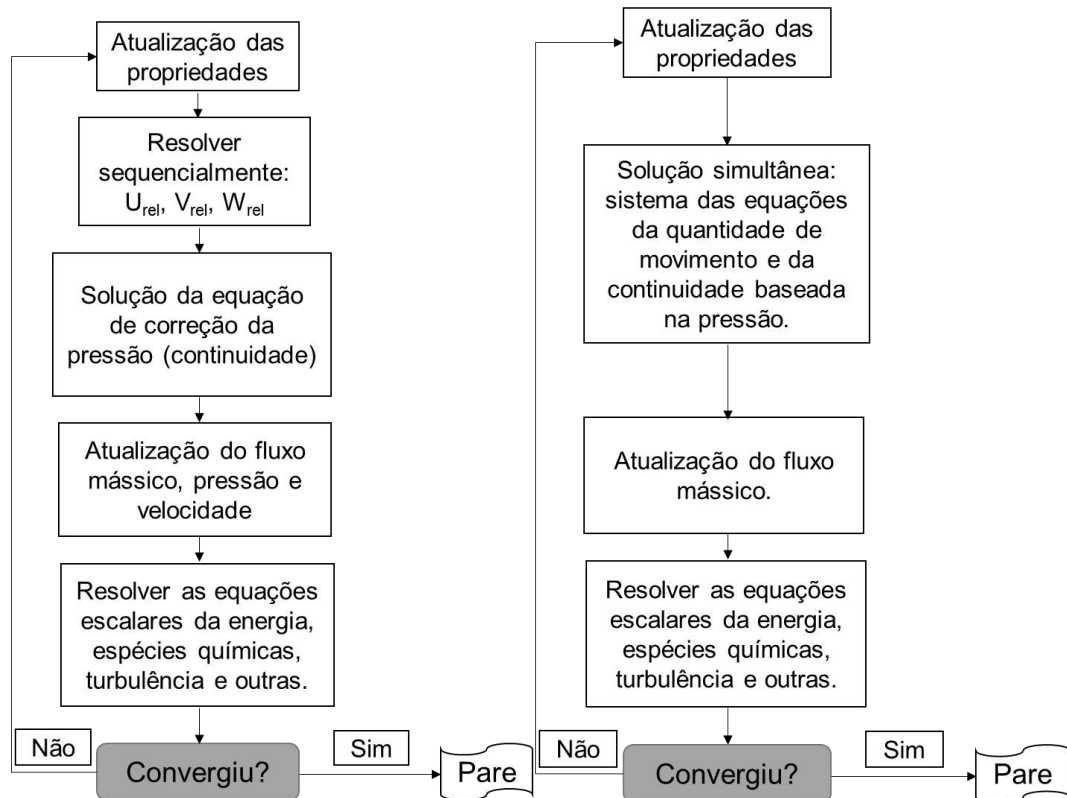


Figura 25: Métodos de solução baseados na pressão. À esquerda é o método segregado e à direita é o método acoplado.

Para o modelo de turbulência, foi escolhido o modelo $k - \varepsilon$ realizável que possui uma formulação alternativa para a viscosidade turbulenta e possui uma equação de transporte modificada para a taxa de dissipação, ε . O termo realizável significa que o modelo satisfaz certas restrições matemáticas nas tensões de Reynolds, consistentes com a física dos escoamentos turbulentos. Em relação ao modelo usado para a região próxima às paredes, optou-se pelo modelo *Enhanced Wall Treatment*, que significa tratamento aprimorado da parede, é um método de modelagem próximo da parede, que emprega funções de parede para as duas camadas de malha mais próximas à parede.

A caldeira como um todo é um grande trocador de calor de corrente cruzada. Para modelar trocadores de calor, o Fluent possui modelos a parâmetros concentrados que são usados para determinar a queda de pressão e a perda de calor pelo fluido auxiliar. Conforme Figura 26, o modelo de trocador de calor que foi selecionado no simulador de CFD é o *Ungrouped Macro Model* que permite a escolha entre os dois principais modelos de transferência de calor, o modelo da efetividade, e o número de unidades de transferência (NTU). O fenômeno de radiação não foi considerado, pois como pode ser visto na revisão bibliográfica, em geral, o fenômeno da radiação se torna relevante

quando a caldeira possui queima suplementar, o que não foi o caso da caldeira estudada neste trabalho.

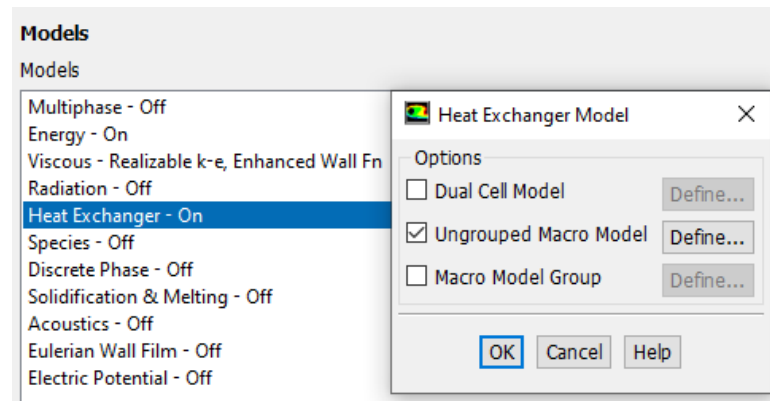


Figura 26: Tela do Fluent para seleção do modelo de trocador de calor.

Nas simulações realizadas neste trabalho, foram especificadas algumas condições conhecidas do fluido auxiliar, a água, para cada trocador de calor. Estas condições são: vazão mássica da água, temperatura de entrada e saída da água e taxa de calor. Estas informações são importantes para ser calculada a troca de calor entre a água e o fluido principal, o gás exausto. Contudo, apenas os perfis de temperatura, pressão e velocidade do gás exausto, fluido principal, são obtidos nas simulações. As Figuras 27 e 28 representam a caldeira que foi o caso de estudo deste trabalho.

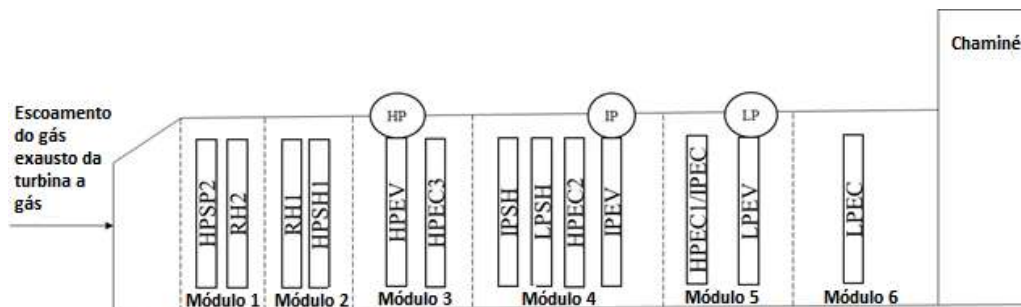


Figura 27: Esquemático da caldeira que foi desenhada e simulada neste trabalho usando o programa Ansys Fluent.

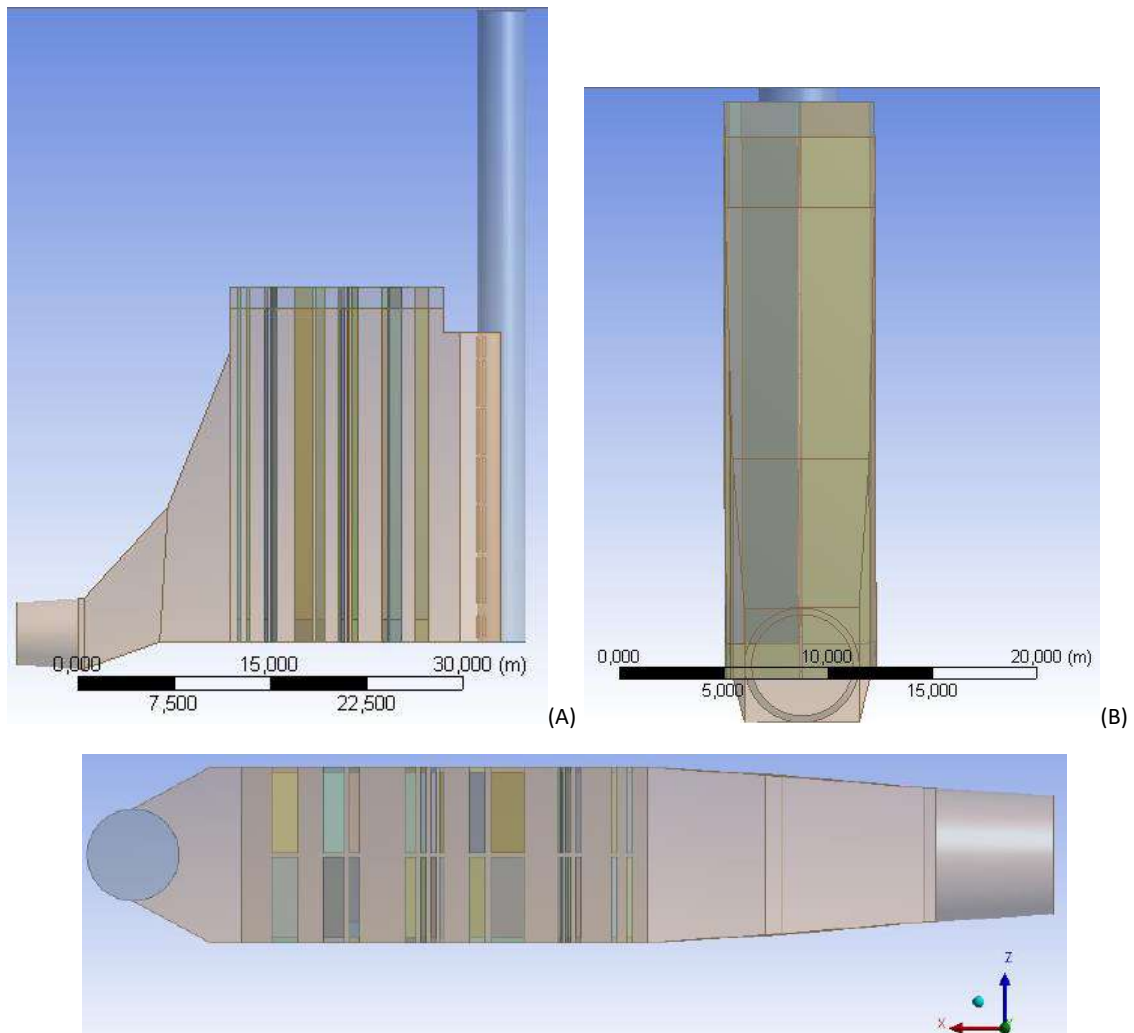


Figura 28: Vistas lateral (A), frontal (B) e superior (C) da caldeira que foi construída e simulada nesta tese usando o programa Ansys Fluent.

5.2 Condições de contorno

As simulações da caldeira foram feitas no estado estacionário. Na seção circular na entrada da caldeira foram especificadas a velocidade de entrada do gás exausto, assim como a temperatura. Na saída da chaminé foram especificadas a temperatura e a pressão. Em relação à parede da caldeira, aplicou-se a condição adiabática, ou seja, sem troca de calor entre a parede da caldeira e o meio externo. A Figura 29 mostra onde as condições de contorno foram aplicadas.

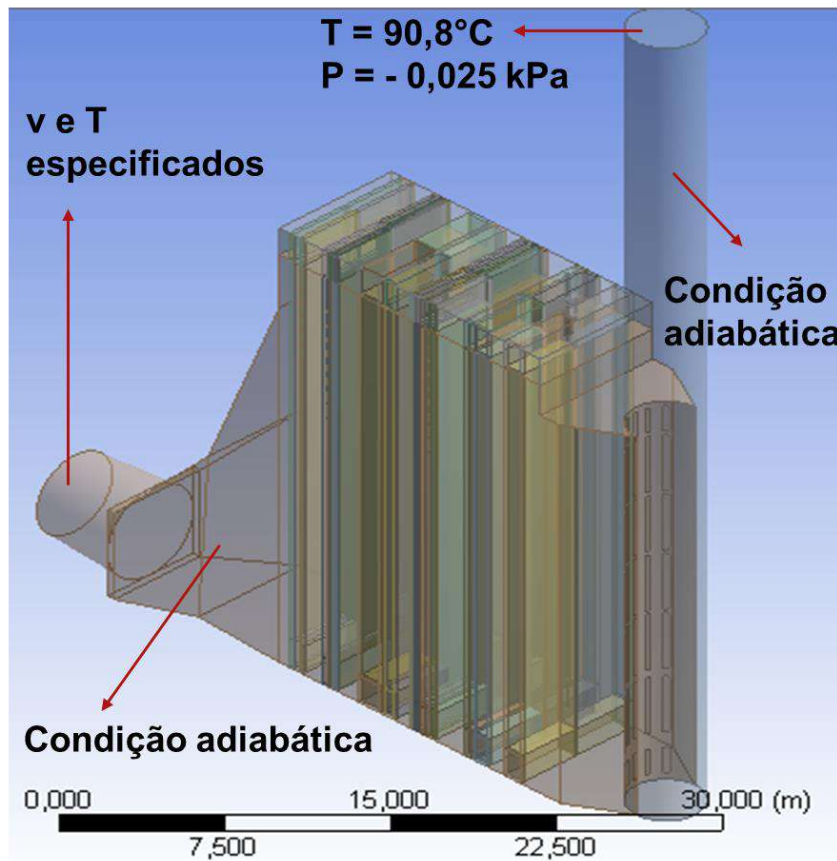


Figura 29: Condições de contorno da caldeira de recuperação que foi simulada nesta tese (Caso Base).

As Figuras 30 a 33 mostram como é realizada a especificação das condições de contorno de entrada, de saída e de parede no Fluent. Na Figura 30 observa-se que a pressão manométrica não é especificada, pois uma vez que a velocidade é informada, o simulador calcula a pressão na entrada do equipamento. Na Figura 31 são especificadas a pressão manométrica na saída da chaminé da caldeira e também é especificado o diâmetro hidráulico, estando baseado na área e no perímetro da saída da chaminé, conforme equação a seguir.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{ST}}{P} \quad (5.1)$$

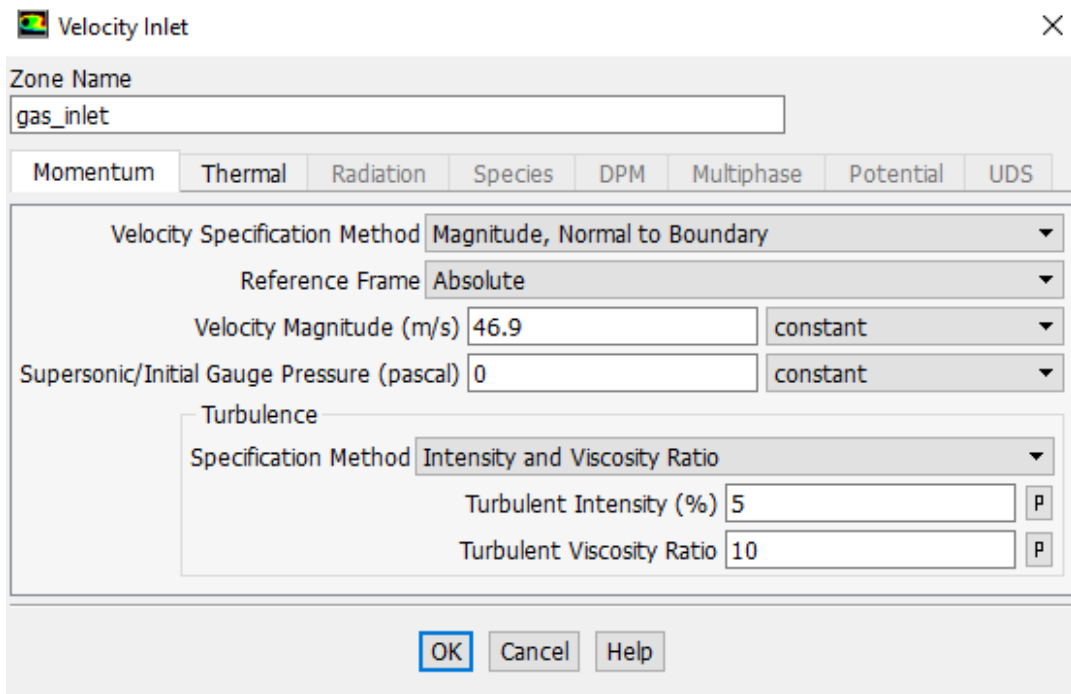


Figura 30: Especificação da condição de contorno de velocidade na entrada.

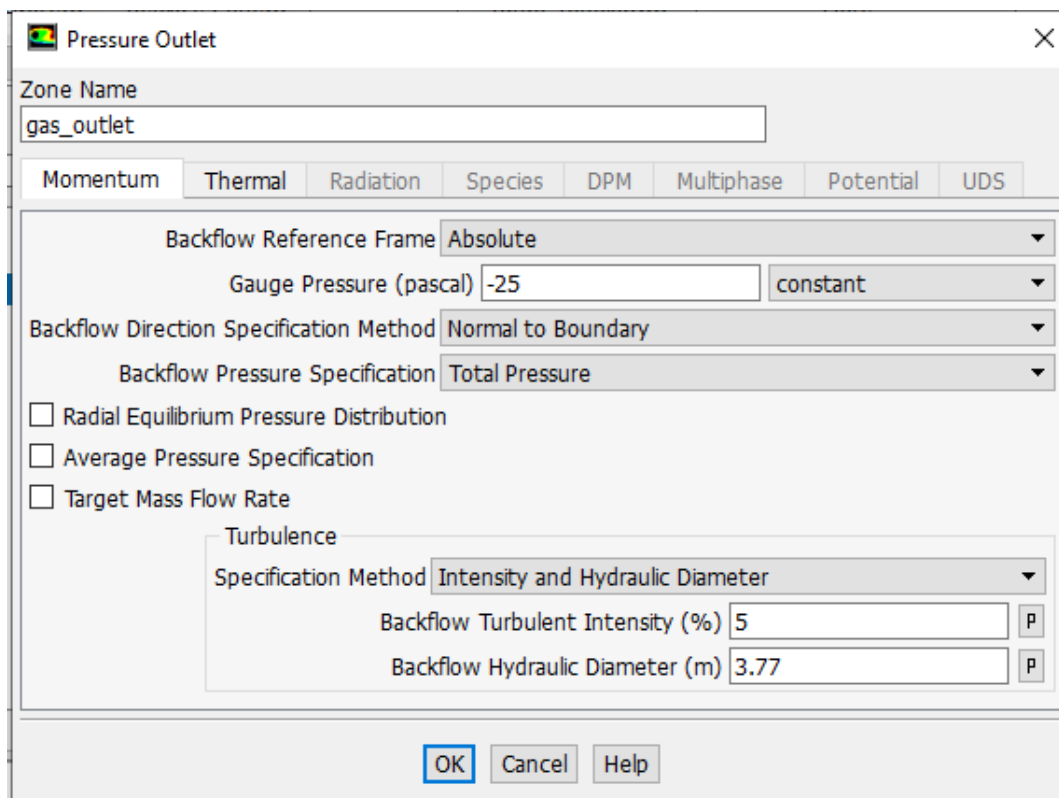


Figura 31: Especificação da condição de contorno de velocidade na saída.

Nas Figuras 32 e 33 são mostradas as condições de contorno empregadas na parede que foram a condição de não deslizamento e a condição adiabática, ou seja, não há transferência de calor entre a parede e o meio externo.

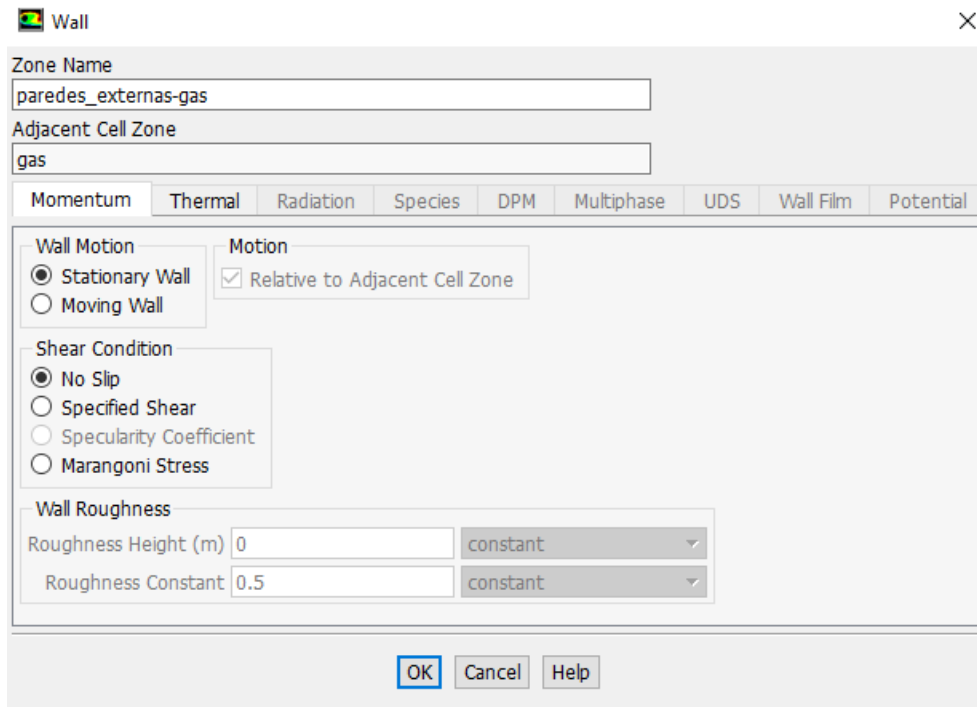


Figura 32: Especificação das condições de contorno nas paredes.

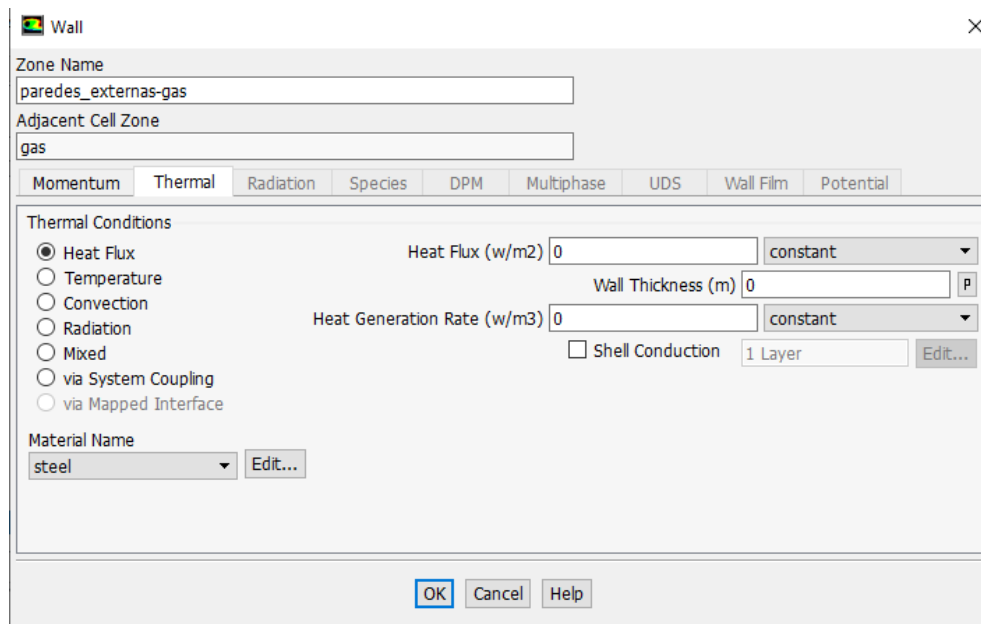


Figura 33: Condições de contorno térmicas na parede.

Como o objetivo principal do trabalho é estudar de que modo a eficiência da caldeira de recuperação de calor é afetada em relação a diferentes cenários operacionais, foram estudados alguns casos.

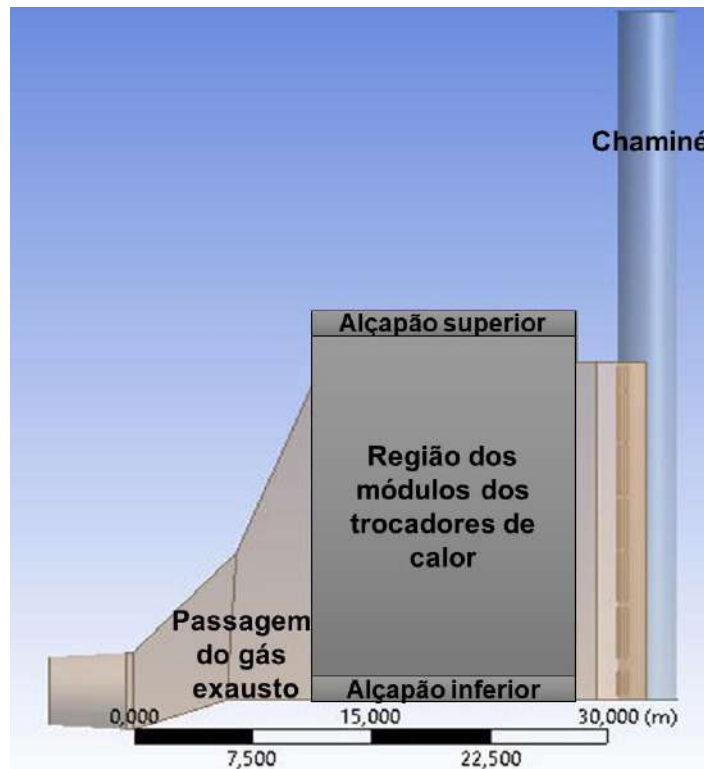


Figura 34: Principais regiões da caldeira de recuperação que foi simulada neste trabalho.

Na Figura 34, são mostradas as principais regiões da caldeira, sendo elas a região de entrada, onde há passagem do gás exausto da turbina a gás, além da região dos módulos de trocadores de calor, bem como as regiões dos coletores, localizadas nos alçapões superior e inferior. A região onde há realmente troca térmica é a região onde há os módulos dos tubos dos trocadores de calor. As regiões dos coletores são formadas por tubos de grande diâmetro que coletam a água aquecida que troca calor com o gás e sai pelos tubos. Esses coletores recolhem a água e a encaminham para os tubulões de alta, média e baixa pressões. Dessa forma, existem portas de acesso aos alçapões e, a princípio, o gás exausto não deve escoar por essas regiões. Neste trabalho serão estudados casos em que o gás exausto passa por estes alçapões, a fim de verificar o impacto na eficiência da caldeira.

Alguns detalhes na montagem da caldeira podem ser observados na Figura 35.

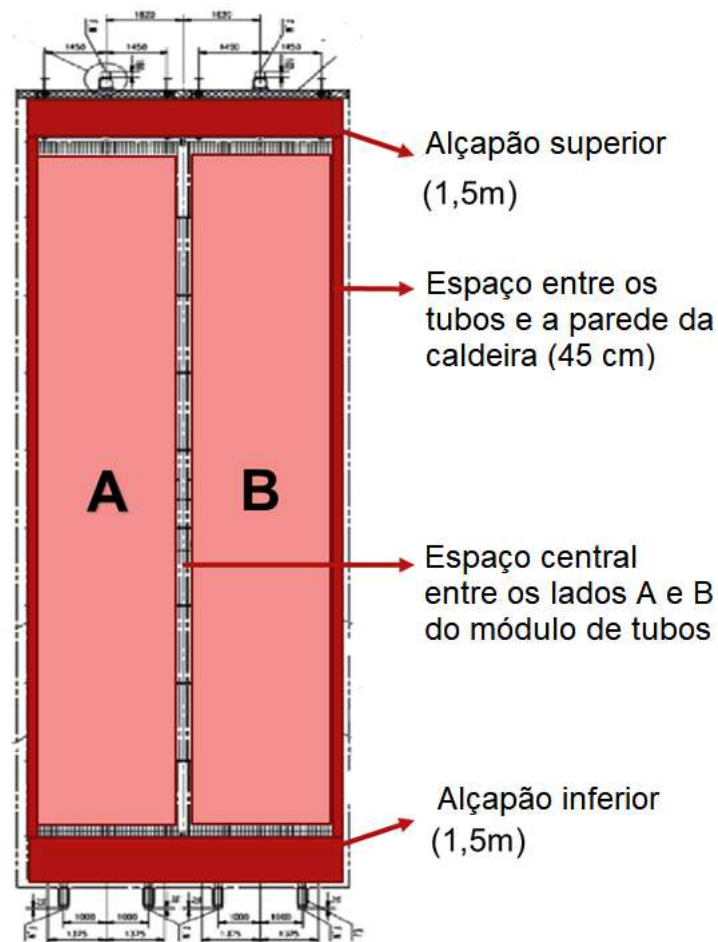


Figura 35: Representação de um conjunto de tubos de um trocador de calor. FONTE: Adaptado pela Autora.

As Figuras 36, 37 e 38 mostram as vistas em 3D da caldeira estudada nesta Tese. Pelas Figuras é possível observar os alçapões superior e inferior, bem como as folgas laterais.

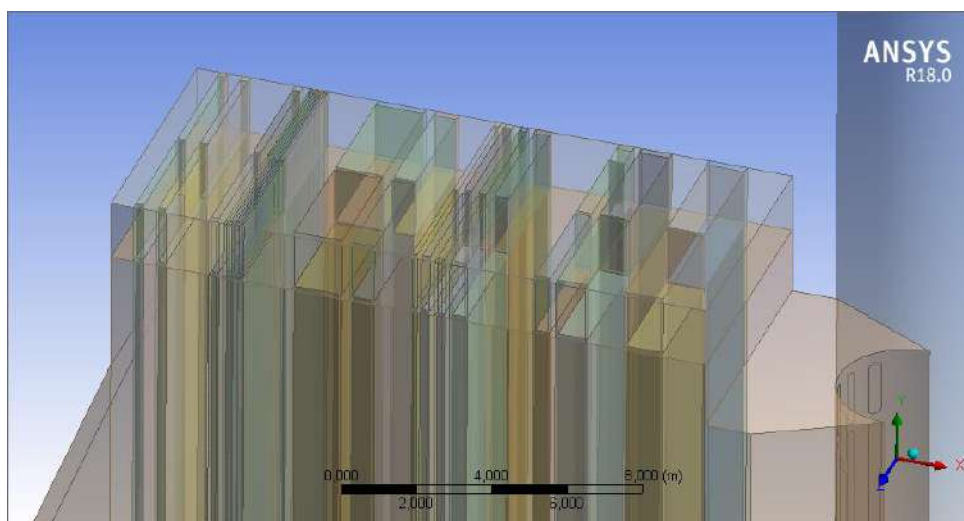


Figura 36: Vista 3D dos alçapões superiores.

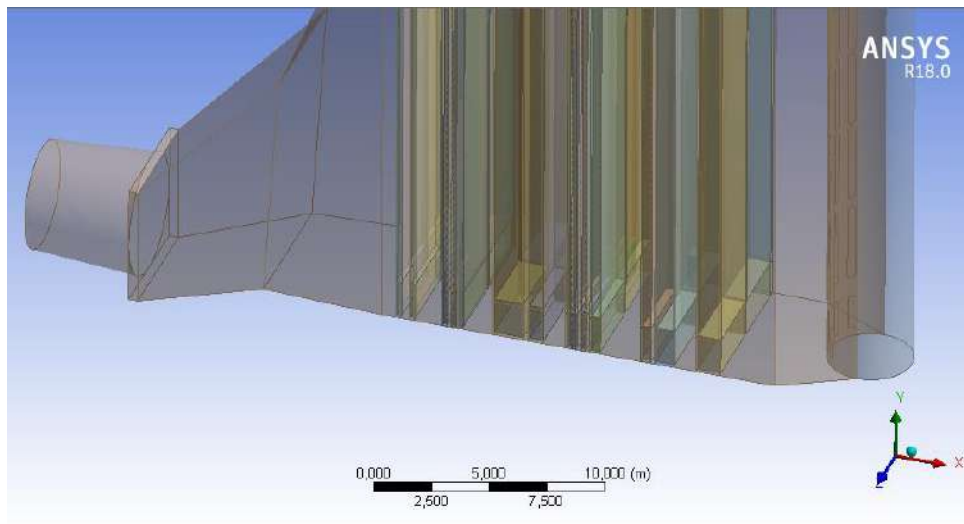


Figura 37: Vista 3D dos alçapões inferiores.

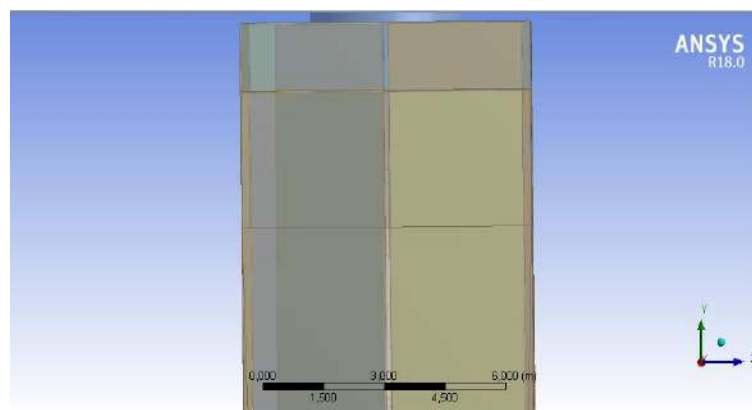


Figura 38: Vista 3D das folgas laterais.

A partir dos detalhes mostrados nas Figuras 34 e 35, foram definidos os seguintes casos de estudo. O Caso Base representa a operação da caldeira em condições normais, enquanto os Casos 1 a 13 representam as condições de operação fora do ponto de projeto:

Caso Base – carga base em relação à vazão de gás exausto ($\dot{m} = 432,42 \text{ kg/s}$; $v = 58,64 \text{ m/s}$) que é admitido pela caldeira de recuperação. Na região dos alçapões, onde ficam os coletores, não há nenhuma passagem de gás (porosidade nula). Nas frestas laterais há passagem direta de gás, ou seja, porosidade igual a 1. Este caso é o que representa a operação normal da caldeira simulada.

Caso 1 – idêntico ao caso base, sendo que a vazão é 20% menor que a vazão do caso base ($\dot{m} = 345,94 \text{ kg/s}$; $v = 46,90 \text{ m/s}$).

Caso 2 - idêntico ao caso base, sendo que a vazão é 1,5 vezes a vazão do caso base ($\dot{m} = 648,63 \text{ kg/s}$; $v = 87,96 \text{ m/s}$).

Caso 3 – idêntico ao caso base, com incrustação nos evaporadores de baixa, média e alta pressões, reduzindo 20% da taxa de calor envolvida na troca térmica.

Caso 4 – idêntico ao caso base, com incrustação nos evaporadores de baixa, média e alta pressões, reduzindo 50% da taxa de calor envolvida na troca térmica.

Caso 5 – idêntico ao caso base, mas com o evaporador de baixa pressão (LPEV) totalmente tamponado.

Caso 6 – idêntico ao caso base, mas com o evaporador de baixa pressão (LPEV) parcialmente tamponado.

Caso 7 – idêntico ao caso base, mas com o economizador de baixa pressão (LPEC) totalmente tamponado.

Caso 8 – idêntico ao caso base, mas com o economizador de baixa pressão (LPEC) parcialmente tamponado.

Caso 9 – idêntico ao caso base. Na região das zonas inativas, onde estão os coletores, não há passagem de gás (porosidade nula), como o caso base. Nas aberturas laterais, também não há passagem de gás, isto é, a porosidade foi considerada nula, representando restrição à passagem de gás de exaustão através dessas aberturas. O gás passa apenas através do núcleo dos trocadores de calor.

Caso 10 – idêntico ao caso base. Entretanto, na região das zonas inativas, onde estão os coletores, não há passagem livre de gás, ou seja, nas zonas inativas superior e inferior, a porosidade é igual a 0,5, representando a passagem parcial dos gases de escape para as zonas inativas. Nas aberturas laterais, há também passagem total de gás, ou seja, porosidade igual a 1.

Caso 11 – idêntico ao caso base. No entanto, na região das zonas inativas, onde estão os coletores, há passagem de gás livre, ou seja, nas zonas inativas superior e inferior, a porosidade é igual a 1, representando a passagem dos gases de escape para as zonas inativas. Nas aberturas laterais, há também passagem total de gás, ou seja, porosidade igual a 1.

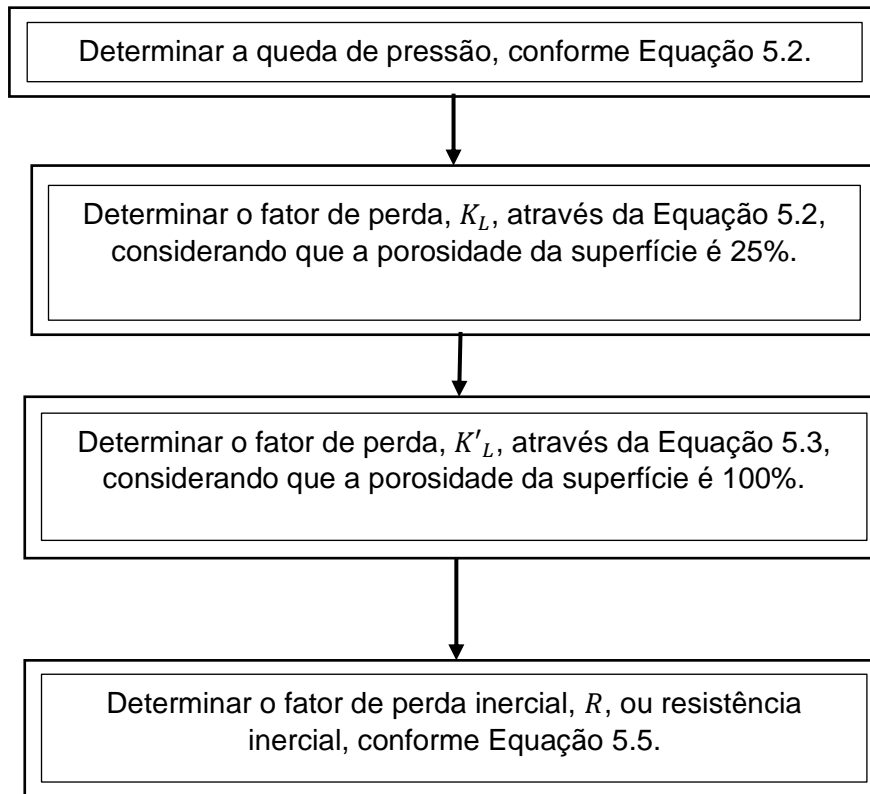
Caso 12 – idêntico ao caso base. No entanto, na região das zonas inativas, onde estão os coletores, há passagem parcial de gás, ou seja, nas zonas inativas superior e inferior, a porosidade é igual a 0,5, representando a passagem parcial dos gases de escape para as zonas inativas. Nas aberturas laterais, não haverá passagem de gás, isto é, a porosidade será nula.

Caso 13 – idêntico ao caso base. No entanto, na região das zonas inativas, onde estão os coletores, há passagem total de gás, ou seja, tanto nas zonas inativas superiores quanto nas inferiores, a porosidade é igual a 1, representando a passagem dos gases de escape para as zonas inativas. Nas aberturas laterais, não haverá passagem de gás, isto é, a porosidade será nula.

5.3 Metodologia de cálculo – meio poroso

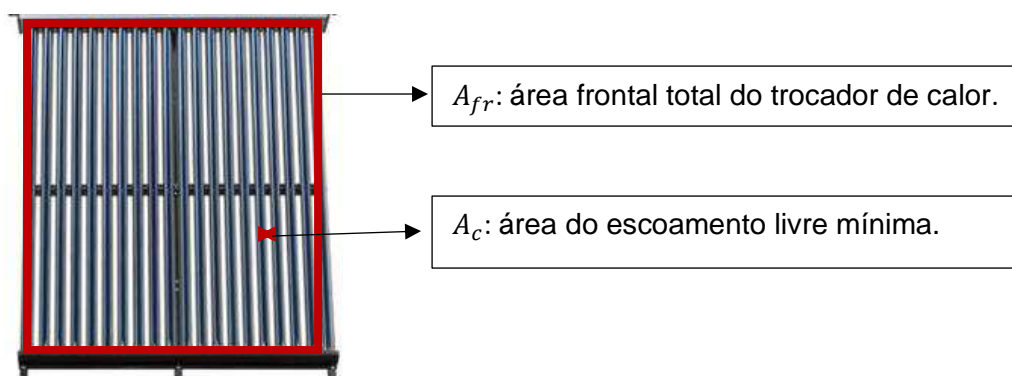
Nesta seção serão apresentadas as equações para determinação dos parâmetros necessários para definir o meio poroso, que são a resistência inercial e a porosidade. A resistência indica a dificuldade que o fluido encontra em passar por uma região porosa, pois os espaços vazios de um meio podem não estar conectados de maneira a facilitar o escoamento ou ainda a quantidade de poros pode ser muito baixa, tornando mais lenta a passagem do fluido. Existem dois tipos de resistência que são as inerciais e as viscosas; a primeira refere-se à dificuldade do escoamento do fluido devido às diferenças de velocidade, já a segunda refere-se à dificuldade de um fluido escoar por um meio poroso devido às suas características de viscosidade. Neste trabalho, considerou-se apenas a resistência inercial, visto que a viscosidade do gás exausto é muito baixa, podendo-se negligenciar a resistência viscosa. Outro parâmetro muito importante para a definição do meio poroso é a porosidade superficial que é a razão entre a área ocupada por espaços vazios, por onde o fluido passa, e a área total.

A metodologia para determinação desses parâmetros segue no diagrama abaixo.



Neste trabalho, a resistência inercial foi calculada, conforme metodologia acima, para a direção x, pois é a direção por onde o fluido escoava preferencialmente. Nas direções y e z, não há escoamento preferencial de gás, então, a resistência inercial considerada é um valor muito alto, a fim de indicar que, devido à resistência ser muito elevada, não há passagem de fluido.

Para cada trocador de calor, foram determinados a partir das especificidades da disposição dos tubos os parâmetros que são utilizados para determinar a queda de pressão, conforme a Equação 42. A Figura abaixo indica cada um desses parâmetros.



A Tabela abaixo reúne todos os parâmetros calculados para a caldeira nesta tese.

Tabela 11: Parâmetros para definição do meio poroso.

Trocadores de calor	Nº total de tubos	D_{in} (m)	h_T (m)	A_{ST} (m ²)	A_c (m ²)	A (m ²)	R (m ⁻¹)	p
HPSH2	148	0,0284	22,56	160,82	97,23	399,55	29,3	0,6
RH2	148	0,0454	22,56	161,31	76,52	532,73	45,53	0,47
RH1	148	0,0454	22,56	161,31	76,52	532,73	45,02	0,47
HPSH1	592	0,0373	22,56	161,31	87,12	1864,56	21,81	0,54
HPEV	1258	0,0327	22,56	160,77	97,18	3396,17	26	0,6
HPEC3	666	0,0327	22,56	160,77	97,18	1797,97	28,45	0,6
IPSH	80	0,0327	22,56	160,68	91,94	215,97	61,12	0,57
LPSH	160	0,0327	22,56	160,68	91,94	431,94	33,44	0,57
HPEC2	480	0,0327	22,56	160,68	91,94	1295,84	33,39	0,57
IPEV	720	0,0327	22,56	160,68	91,94	1943,75	32,51	0,57
IPEC	66	0,0327	22,56	21,86	12,41	178,18	34,2	0,57
HPEC1	414	0,0327	22,56	139,18	79,89	1117,66	32,93	0,58
LPEV	666	0,0454	22,56	161,04	76,25	2397,30	40,6	0,47
LPEC	1120	0,0327	22,56	160,77	92,02	3023,62	33,38	0,57

No Ansys Fluent, deve-se especificar a porosidade, como indicada pela Equação 3.36, e a resistência inercial ao escoamento, que é determinada da seguinte forma:

- 1) A queda de pressão através de um banco de tubos, considerando uma porosidade de 25% da área ao escoamento e K_L sendo o fator de perda, é dada pela equação abaixo:

$$\Delta p = K_L \left(\frac{1}{2} \rho v_{25\%,aberta}^2 \right) \quad (5.2)$$

- 2) A queda de pressão através de um banco de tubos, considerando uma porosidade de 100% da área ao escoamento e K_L sendo o fator de perda, é dada pela equação abaixo:

$$\Delta p = K_L' \left(\frac{1}{2} \rho v_{100\%,aberta}^2 \right) \quad (5.3)$$

$$K_L' = K_L \left(\frac{v_{25\%,aberta}^2}{v_{100\%,aberta}^2} \right) \quad (5.4)$$

Dessa forma, o fator de perda inercial é dado por:

$$R = \frac{K_L'}{\text{Espessura do meio}} \quad (5.5)$$

As Figuras 39, 40 e 41 mostram como é feita a especificação dos parâmetros que definem o meio poroso de cada trocador de calor no Ansys Fluent, consistindo basicamente na definição das resistências inerciais e viscosas nas três direções, e da porosidade.

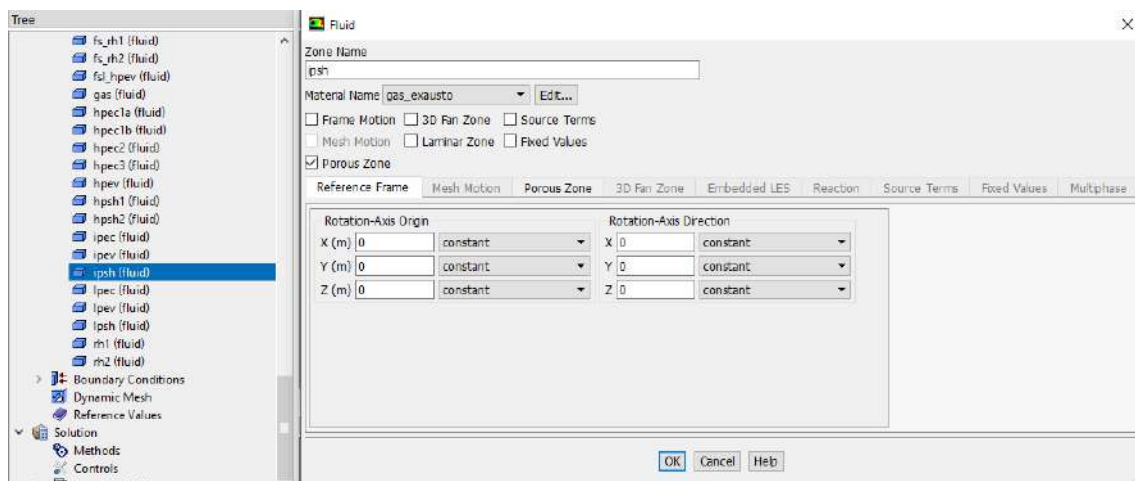


Figura 39: Tela do Fluent para especificação da condição de meio poroso.

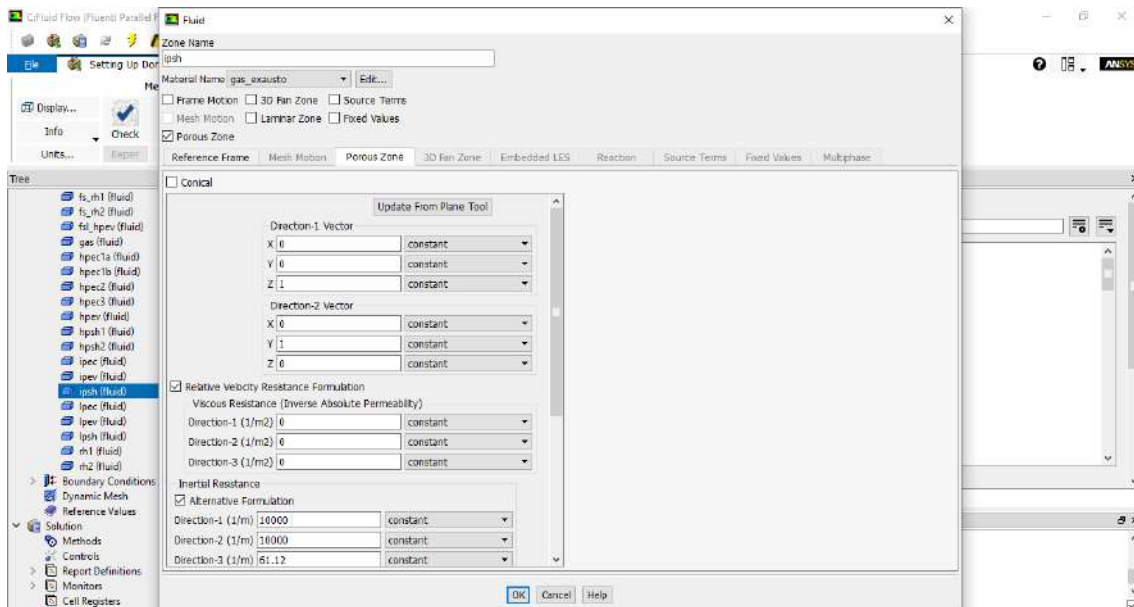


Figura 40: Especificação da direção do escoamento e das resistências inerciais e viscosas.

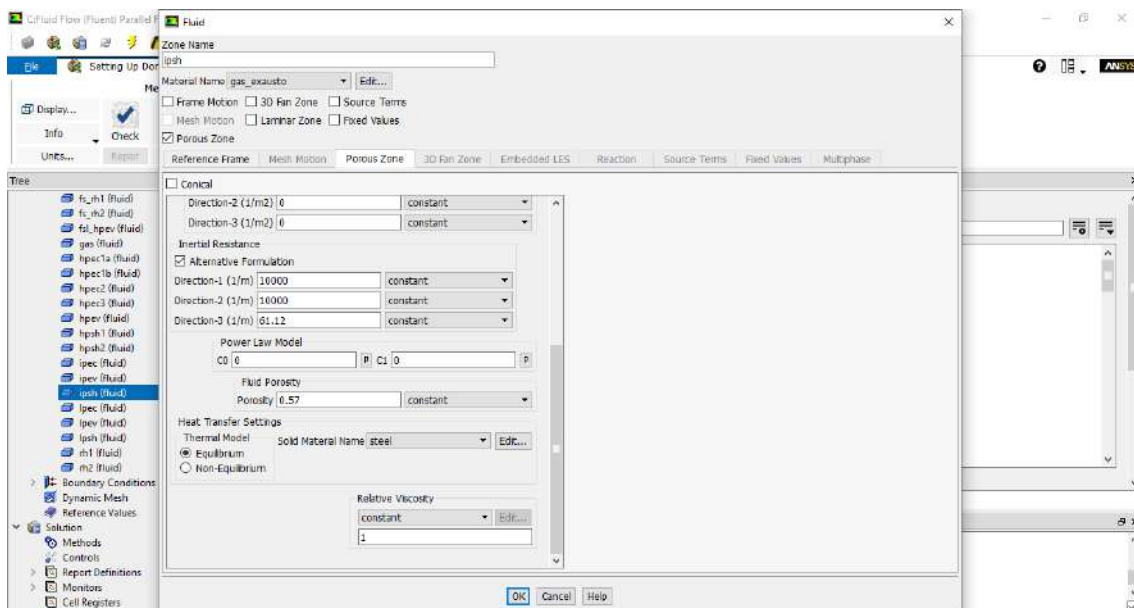


Figura 41: Especificação da porosidade em cada trocador de calor.

5.4 Metodologia de cálculo – troca térmica

Nesta Tese, está sendo estudado o escoamento do gás exausto das turbinas a gás em uma caldeira de recuperação de calor. A composição típica desse gás é mostrada na Tabela 12.

Tabela 12: Composição do gás exausto.

Componentes	Composição molar do gás exausto	Massa Molar (g/mol)
Ar	0,88 %	28,29
CO ₂	3,98 %	44
H ₂ O	9,44 %	18
N ₂	73,54 %	28
O ₂	12,16 %	32

No Fluent, criou-se um componente denominado gás exausto. Para este componente, foram calculados os valores médios da viscosidade e da condutividade térmica, ponderados pela massa molar de cada componente. Na Figura 42 é mostrada a tela no Fluent em que foi criado o componente gás exausto.

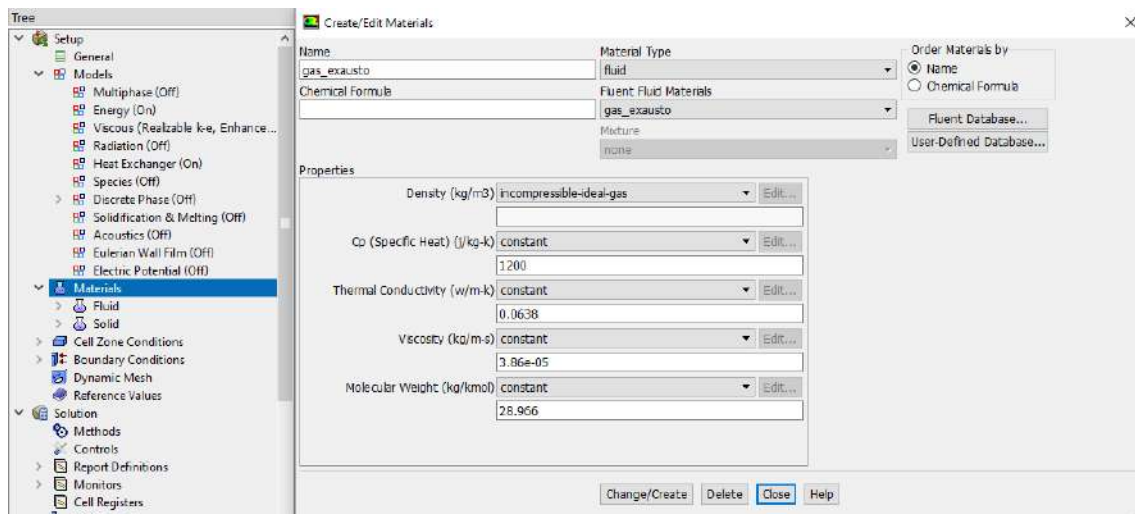


Figura 42: Criação do componente gás exausto no Fluent.

Contudo, para determinar a massa específica do gás exausto, usa-se um modelo existente no Fluent que consiste na Equação 5.6.

$$\rho = \frac{P_{op}}{\frac{R}{M_w} \cdot T} \quad (5.6)$$

Este modelo é considerado para escoamentos com baixo número de Mach, ou seja, escoamentos em que a massa específica não varia significativamente com a pressão. Contudo, este modelo impõe que a massa específica varie com a temperatura. Optou-se por este modelo visto que na maior parte do escoamento do gás no interior da

caldeira, especialmente na região dos trocadores de calor, as velocidades são baixas, mantendo o número de Mach menor que 0,3.

Para a determinação da troca térmica, além de habilitar a equação da energia no Fluent, usou-se o módulo que resolve problemas de trocador de calor no simulador. Como a caldeira de recuperação de calor pode ser relacionada a um trocador de calor de corrente cruzada, serão especificadas as variáveis relacionadas ao fluido auxiliar (água), como vazão mássica, temperatura de entrada e saída, de modo que o programa calcule as temperaturas do fluido principal, o gás exausto.

No simulador, há uma maneira de retratar os trocadores de calor, uma vez que existe o denominado módulo do trocador de calor. Habilitando-se a equação da energia e o modelo de trocador de calor, são especificadas determinadas informações no *Macro Model Group*, em relação ao fluido auxiliar e ao fluido principal. No caso deste trabalho, o fluido auxiliar é a água e o fluido principal é o gás exausto da turbina a gás. Na verdade, o estudo é realizado em relação ao escoamento do gás exausto e não da água. Contudo, as informações sobre as condições de alimentação da água nos tubos são requeridas para a realização dos cálculos de troca térmica.

As informações necessárias são:

- Direção do escoamento do fluido principal;

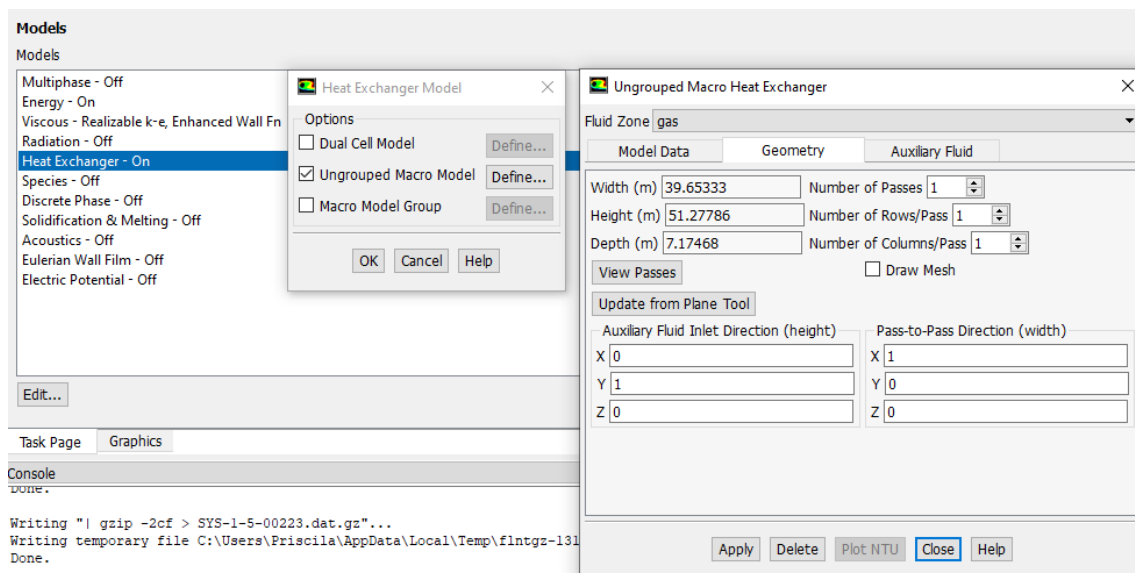


Figura 43: Especificação da geometria de cada trocador de calor no Fluent.

- Modelo de transferência de calor;

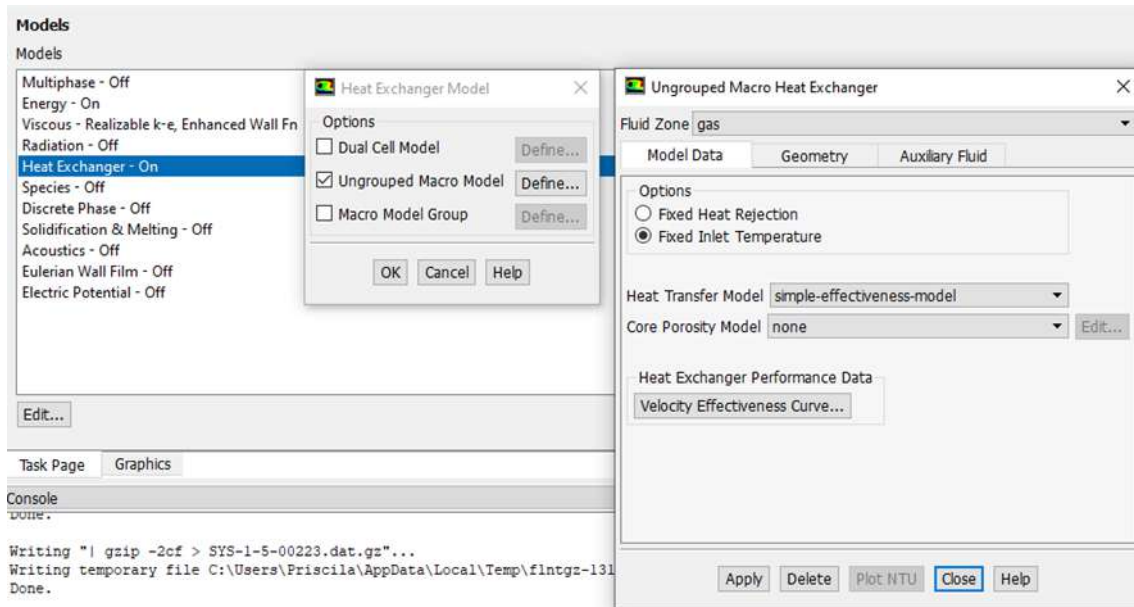


Figura 44: Especificação do modelo de troca térmica para cada trocador de calor no Fluent, ou modelo NTU ou modelo da efetividade.

- Modelo para o meio poroso;

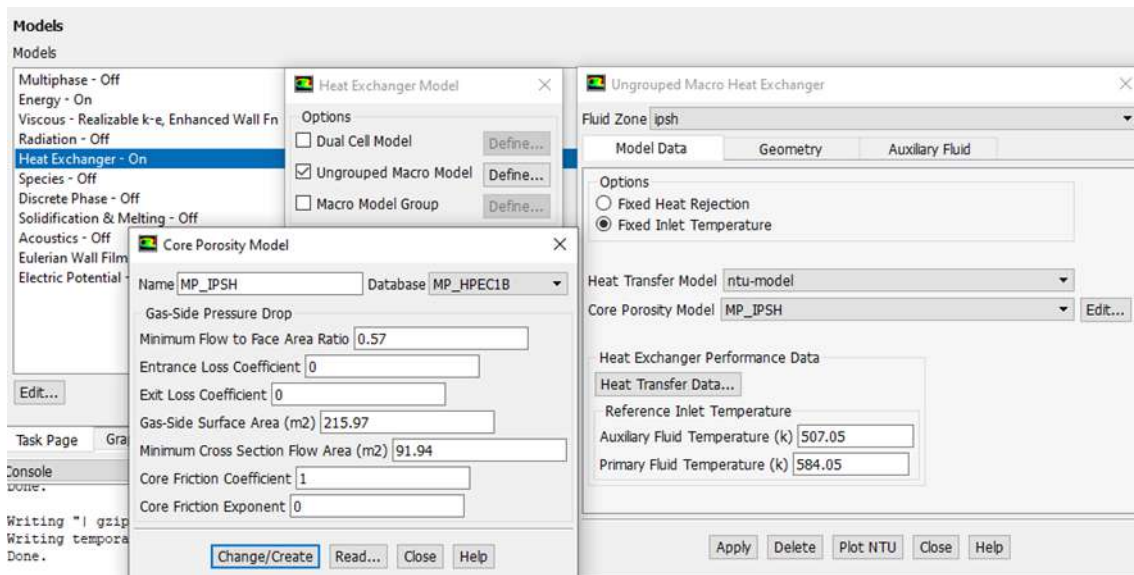


Figura 45: Definição dos parâmetros para meio poroso no Fluent.

- Em relação ao fluido principal (gás exausto), as informações necessárias são vazão mássica e temperatura de alimentação no trocador de calor em questão. Para o fluido auxiliar, as mesmas informações são requeridas. Também é requerido o valor de calor trocado, Q ;

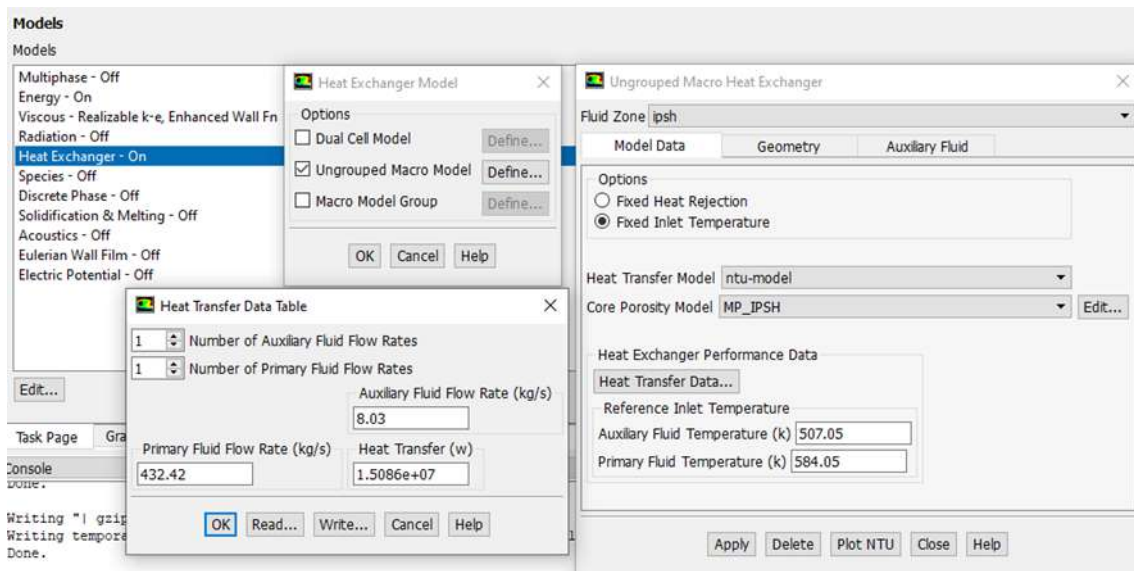


Figura 46: Especificação das vazões e temperaturas dos fluidos principal e auxiliar e também do valor de calor trocado.

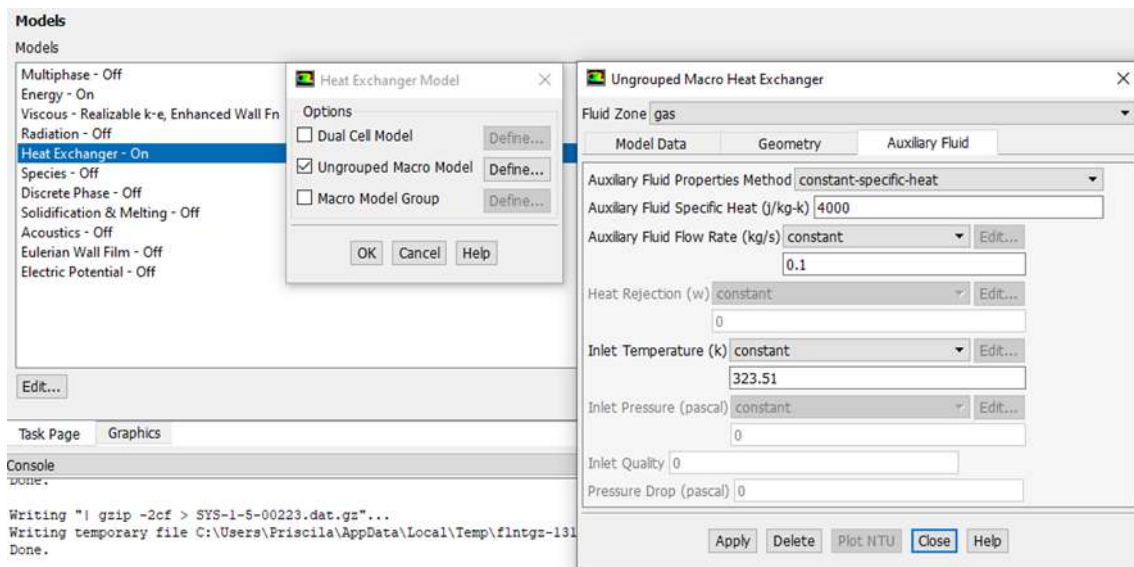


Figura 47: Informações sobre o fluido auxiliar.

- Em relação ao trocador de calor em si, devem ser informados o número de passes, número de fileiras/passe e número de colunas/passe. Além disso, também é necessário informar a direção de alimentação do fluido auxiliar e a direção passe a passe.

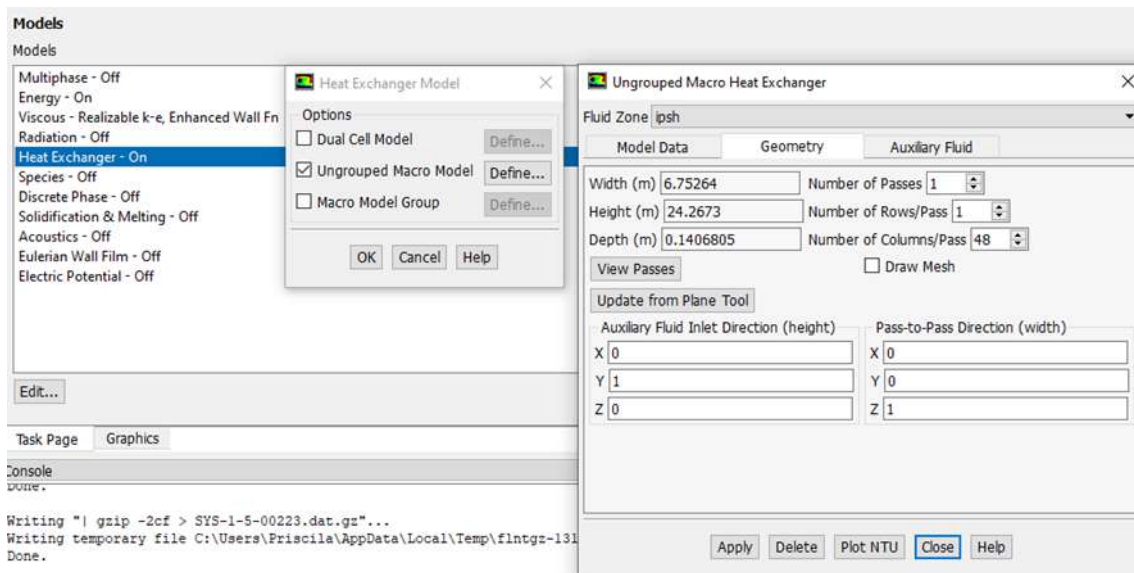


Figura 48: Número de passes e direção do escoamento do fluido auxiliar.

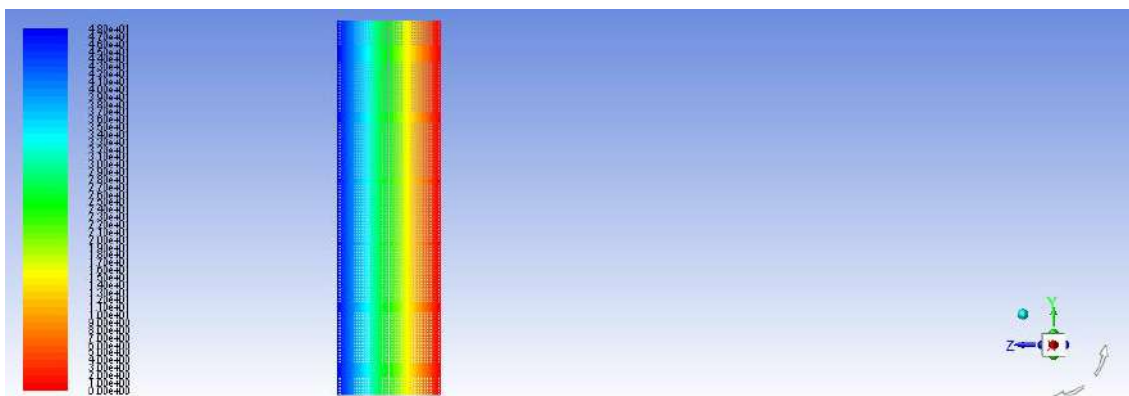


Figura 49: Número de colunas por passe para o escoamento do fluido auxiliar, a água.

O gás exausto da turbina a gás escoar na direção x, enquanto a água é alimentada nos tubos dos trocadores de calor na direção y. Os tubos dos trocadores de calor não foram representados na geometria feita no Fluent, pois o grande número de tubos em cada módulo inviabilizaria a representação. Dessa forma, cada trocador de calor é considerado como um meio poroso por onde escoar o gás exausto. A fim de ser calculada a troca térmica envolvida entre o gás exausto e a água, informações sobre o número de passes precisam ser informadas. Em relação ao modelo de troca térmica, foi utilizado o modelo do Número de Unidades de Transferência (NTU) para todos os trocadores de calor.

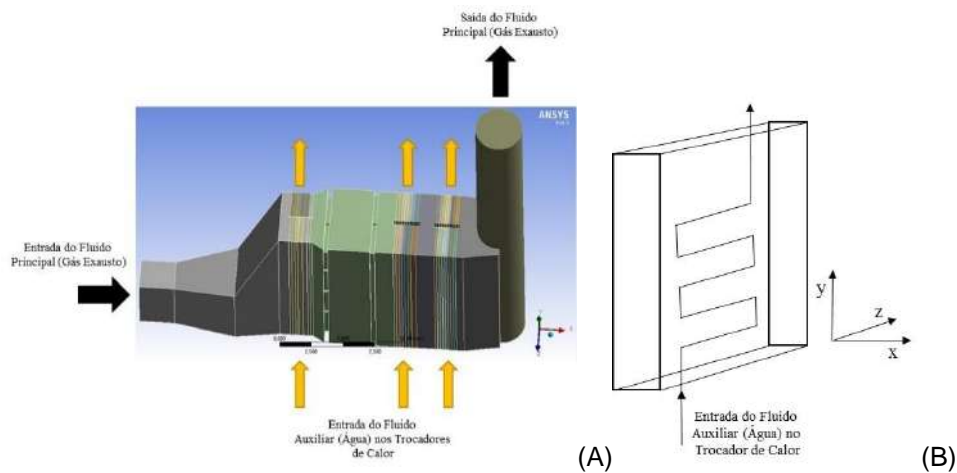


Figura 50: Esquema da direção do escoamento do fluido principal (gás exausto) e do fluido auxiliar (água). Essas informações são necessárias quando se utiliza o módulo do trocador de calor do Fluent.

A Tabela abaixo contém as informações que foram especificadas no módulo do trocador de calor do Fluent.

Tabela 13: Informações para cálculo da troca térmica.

Trocadores de calor	$\dot{m}_g \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_a \left(\frac{kg}{s} \right)$	$T_{a,in} (K)$	$T_{a,out} (K)$	$T_{g,in} (K)$	$T_{g,out} (K)$	$Q (W)$
HPSH2	432,42	52,51	811,65	839,95	887,25	879,95	3788888,89
RH2	432,42	58,56	792,95	839,45	879,95	867,95	6208333,33
RH1	432,42	58,37	606,05	797,15	867,95	819,55	24955555,56
HPSH1	432,42	52,42	607,75	816,15	819,55	736,35	42361111,11
HPEV	432,42	52,42	599,75	607,75	736,35	608,55	63722222,22
HPEC3	432,42	52,29	560,65	599,75	608,55	584,05	12052777,78
IPSH	432,42	8,03	507,05	583,65	584,05	553,15	15086111,11
LPSH	432,42	8,57	421,15	553,05	553,15	548,15	2445277,78
HPEC2	432,42	52,29	473,15	503,95	548,15	533,15	7258333,33
IPEV	432,42	8,03	496,85	507,05	533,15	502,35	14855555,56
IPEC	432,42	8,03	422,45	496,85	502,35	496,85	2650555,56
HPEC1	432,42	52,29	424,45	473,85	496,85	473,85	11019444,44
LPEV	432,42	60,72	418,65	433,45	473,85	423,15	24077777,78
LPEC	432,42	69,30	323,51	418,65	423,15	363,95	27766666,67

6 TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Os resultados obtidos devem ser independentes da malha utilizada. Dessa forma, foram testadas várias malhas com diferentes números de elementos. A variável de interesse principal neste trabalho é a temperatura. Dessa forma, observou-se a variação da temperatura das entradas e saídas de cada trocador de calor desde a malha com maior número de elementos, 5.659.807, até a malha com menor número de elementos, 960.598. As duas malhas menores apresentaram valores de temperatura maiores que os encontrados quando foram usadas as malhas com maior número de elementos. As demais malhas, com número de elementos entre 4.487.228 a 5.659.807 apresentaram resultados próximos, conforme mostrado na Figura 51.

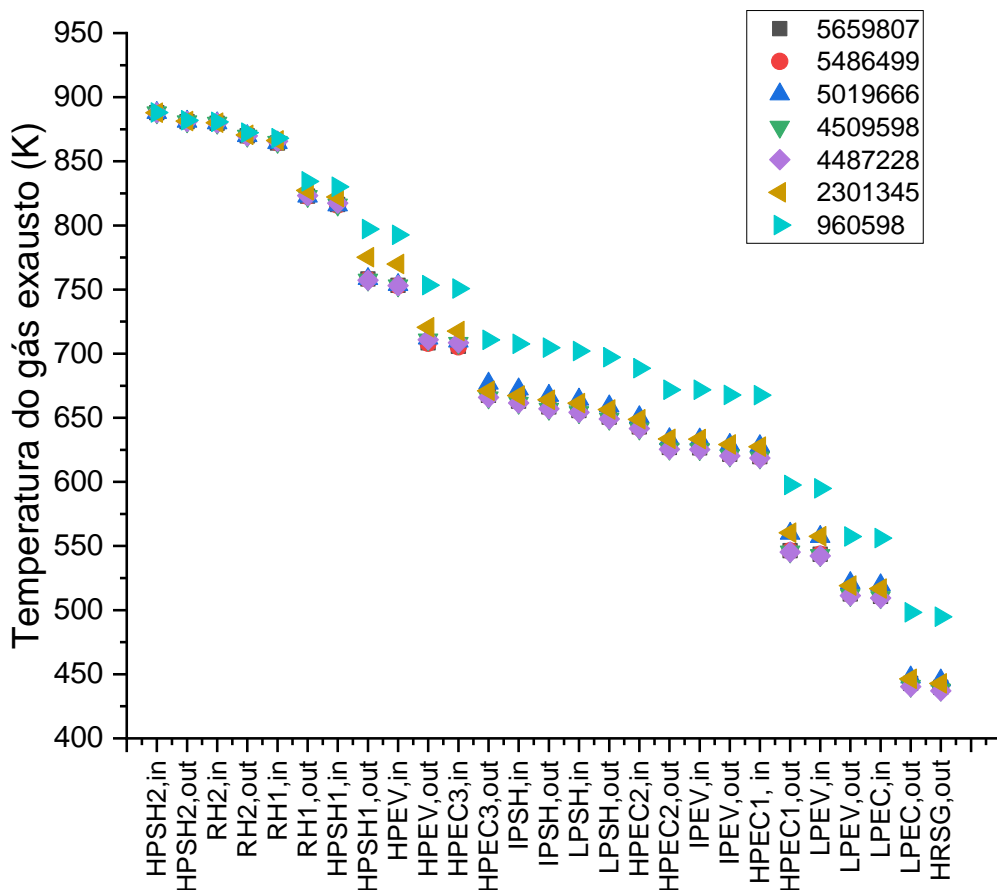


Figura 51: Comparação entre os perfis de temperatura do gás exausto ao longo do comprimento da caldeira para diferentes números de elementos de malha.

Dessa forma, a fim de saber qual malha está mais refinada e retornando resultados confiáveis, foi realizado o Teste de Independência de Malha, conforme metodologia apresentada pela ASME V – Volume 20, 2009. Neste teste, primeiramente são escolhidas três malhas que serão comparadas, conforme metodologia explicada a seguir.

Definição do tamanho das malhas. O tamanho representativo das malhas é calculado da seguinte forma:

$$h = \left[\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (6.1)$$

em que N é o número de volumes de cada malha;

ΔV_i é o valor do volume de cada célula das malhas.

São necessários os resultados de, pelo menos, três simulações, com as respectivas malhas M_1 , M_2 e M_3 . O método recomenda que a razão entre as dimensões representativas de malhas subsequentes seja próxima do valor de 1,3. Ou seja:

$$r_{21} = \frac{h_2}{h_1} \quad (6.2)$$

$$r_{32} = \frac{h_3}{h_2} \quad (6.3)$$

As razões acima devem se aproximar de 1,3.

A partir deste critério, foram escolhidas as malhas $M_1 = 5.659.807$, $M_2 = 2.301.345$ e $M_3 = 960.598$, conforme mostrado na Tabela 14.

Tabela 14: Dimensões representativas das malhas (h_1 , h_2 e h_3) e as razões entre elas (r_{21} e r_{32}). Fonte: Elaborado pela autora.

h_1	h_2	h_3	r_{21}	r_{32}
0,0981	0,1324	0,1772	1,3	1,3

Seleção de uma variável ϕ de interesse. Esta variável deve ser fisicamente significativa para o estudo e deve-se calcular a “ordem aparente”, p , do método através da equação:

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \cdot \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q(p) \right| \quad (6.4)$$

em que

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right) \quad (6.5)$$

$$s = 1 \cdot \text{sen} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \quad (6.6)$$

$$\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1 \quad (6.7)$$

$$\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2 \quad (6.8)$$

Cálculo do valor extrapolado da variável de interesse, bem como o erro relativo aproximado e extrapolado.

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{(r_{21}^p \cdot \phi_1 - \phi_2)}{(r_{21}^p - 1)} \quad (6.9)$$

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (6.10)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{e_{ext}^{12} - \phi_1}{e_{ext}^{12}} \right| \quad (6.11)$$

Calcular o índice de convergência da malha M2 em relação à malha M1.

$$GCI^{21} = \frac{1,25 \cdot e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (6.12)$$

A equação acima calcula o GCI (Índice de Convergência da Malha) da malha M2 em relação à malha M1. Os passos 3 e 4 devem ser repetidos para o cálculo do GCI da malha M3 em relação à M2.

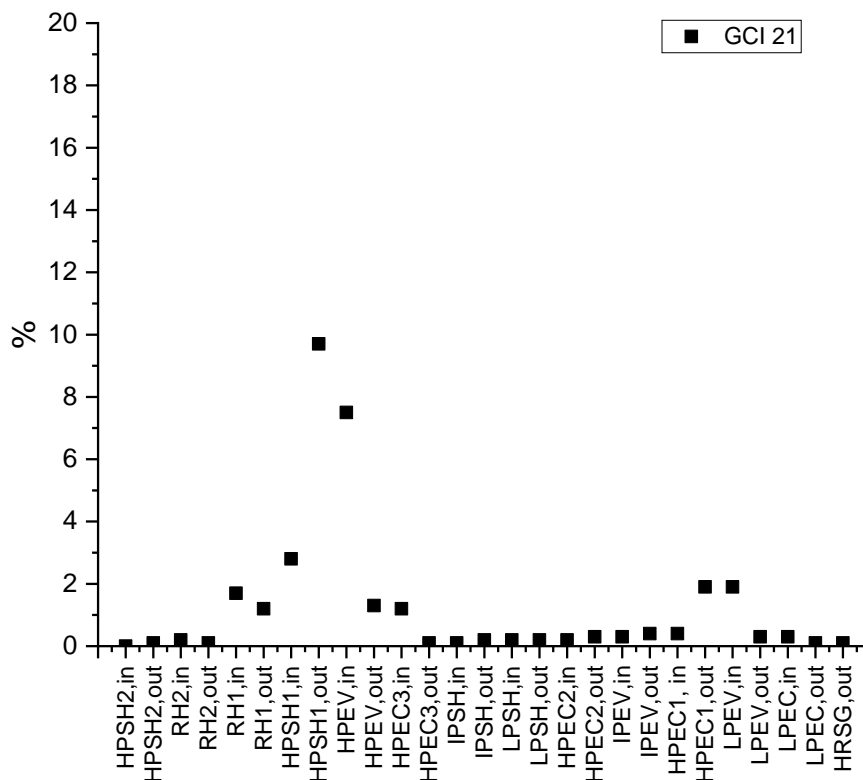


Figura 52: Índice de convergência entre as malhas 2 e 1, menos e mais refinada, respectivamente.

O gráfico acima mostra o GCI da malha 2 em relação à malha 1. A maior parte do gráfico mostra o GCI nulo, indicando que a malha 2 está suficientemente refinada em relação à malha 1. Contudo, na saída do superquecedor de alta pressão 1, o GCI aumenta para 10% e na região do economizador de média pressão, economizador de alta pressão 1 e evaporador de baixa pressão, o GCI aumenta para 2%. Especialmente o valor de 10% indica que a malha 2 precisa ser mais refinada.

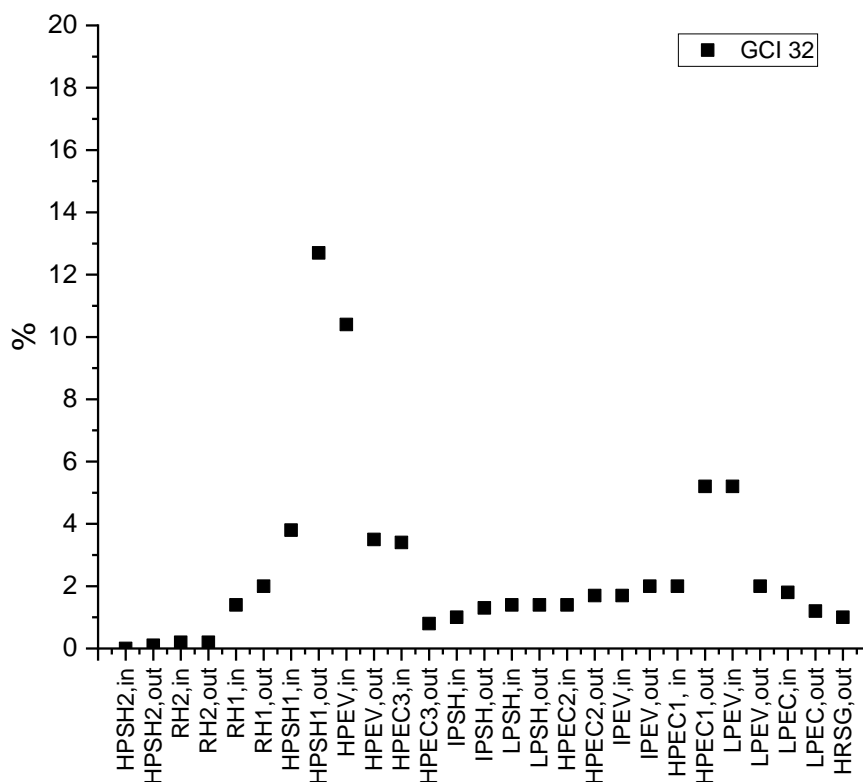


Figura 53: Índice de convergência entre as malhas 3 e 2, menos e mais refinada, respectivamente.

Quando se observa o GCI da malha 3 em relação à malha 2, nota-se que o GCI é praticamente em toda a extensão do gráfico maior do que 2%. Além disso, nas mesmas regiões em que se tem saltos no gráfico do GCI 21, no GCI 32 os valores são mais altos, chegando a, aproximadamente, 12% e 6%. Logo, a malha 3 tem pior refinamento que a malha 2.

Sendo assim, a malha mais adequada para ser utilizada neste trabalho é a malha 1 por ser mais refinada. A malha que foi utilizada para todas as simulações realizadas consistiu em uma malha estruturada nos trocadores de calor e tetraédrica nas demais partes da caldeira. Foram obtidos 5.659.807 elementos e em relação à qualidade da malha obtida, seu skewness máximo foi igual a 0,924 e a qualidade ortogonal mínima foi igual a 0,159. A Figura 54 mostra como foi a malha utilizada nesta Tese para todas as simulações realizadas, sendo estruturada nos trocadores de calor e tetraédrica nas demais regiões da caldeira.

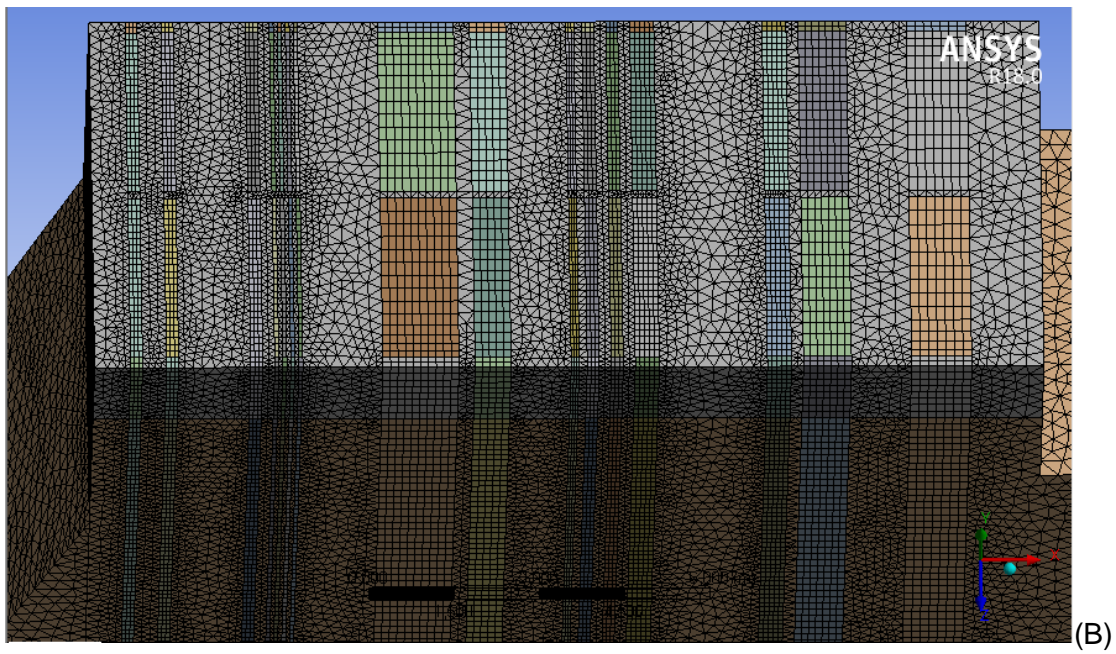
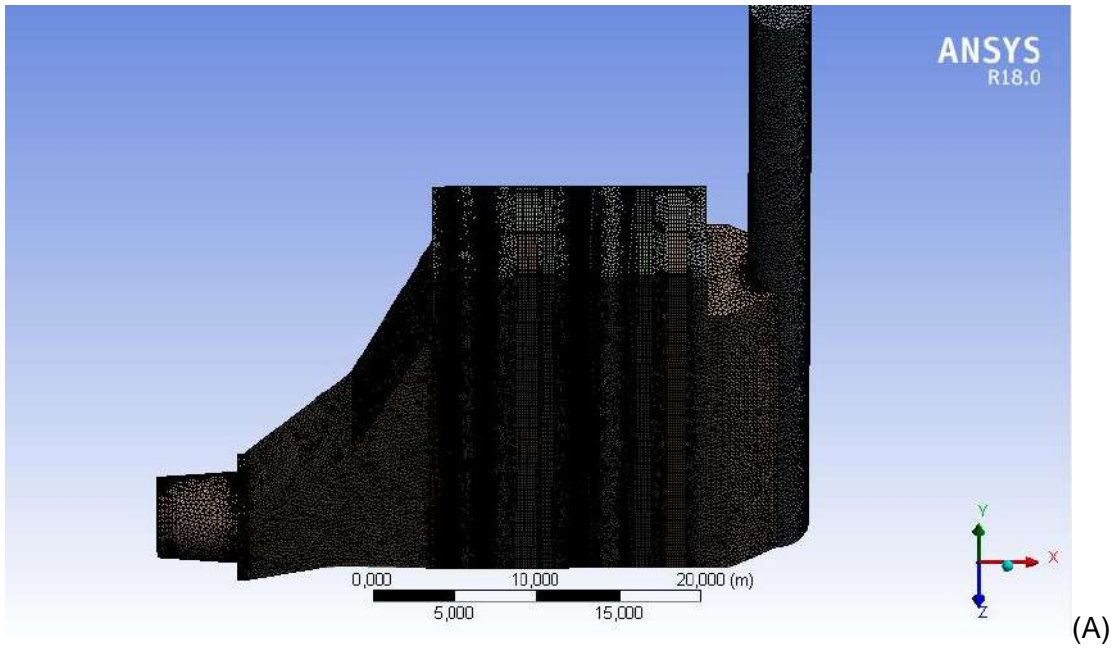


Figura 54: Malha estruturada nos trocadores de calor e tetraédrica nas demais partes da caldeira. Malha utilizada em todas as simulações.

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção de resultados, serão discutidos os treze casos tratados nesta tese em que a caldeira de recuperação opera fora do ponto de projeto, comparando-os ao caso base, que é o caso em que o equipamento opera sob condições normais. Todos os resultados obtidos nesta tese foram oriundos das simulações tridimensionais realizadas neste trabalho. A seguir serão apresentados os perfis de temperatura, pressão e velocidade ao longo da caldeira, obtidos a partir dos valores médios dos perfis transversais nos planos de entrada e saída de cada trocador, assim como serão analisados os principais perfis transversais e axiais da caldeira. A opção pela simulação tridimensional foi possibilitar uma análise mais completa do escoamento do gás exausto no interior da caldeira, sendo mais fidedigna possível à operação do equipamento.

7.1 Variação de carga

Uma das principais variáveis que interfere no regime de operação de uma caldeira de recuperação de calor é a vazão de gás exausto proveniente das turbinas a gás. O caso base mencionado corresponde à vazão de gás exausto normal de operação, considerando apenas uma turbina a gás, sendo a vazão mássica de gás igual a 432,42 kg/s e a velocidade igual a 58,62 m/s. Já o caso 1 é o caso em que há redução em 20% da vazão de operação com uma turbina, sendo a vazão mássica de gás igual a 345,94 kg/s e a velocidade igual a 46,90 m/s. Por fim, o caso 2 é o que há aumento significativo da vazão do gás exausto, com a operação também de uma turbina a gás alinhada à caldeira de recuperação de calor, sendo a vazão mássica igual a 648,63 kg/s e a velocidade igual a 87,93 m/s.

As condições de temperatura e vazão para o fluido auxiliar, a água, foram mantidas constantes, assim como a taxa de calor trocada em cada trocador de calor. Dessa forma, o que se quer investigar é o efeito de um aumento de carga (Caso 2) ou uma diminuição de carga (Caso 1) durante a operação da caldeira em regime estacionário. Pela Figura 55, quando há o aumento de vazão do gás (Caso 2), há o aumento da temperatura do fluido quente, o gás, ao longo do comprimento da caldeira. Mantendo-se constante a taxa de calor trocado, com o aumento da vazão de gás, a diferença entre a temperatura do fluido quente na entrada e na saída tem que reduzir.

Da mesma forma, que se a vazão de gás exausto reduz, a diferença entre as temperaturas do gás na entrada e na saída deverá aumentar.

Os resultados das simulações mostraram exatamente o previsto. Nota-se, pela Figura 55, que a variação da temperatura para o caso base é de 449 K. Essa variação aumentou para 467 K quando a vazão reduz e diminuiu para 405 K quando a vazão aumenta. Em termos de eficiência, o caso base apresenta 86% comparando-se com o valor teórico da temperatura do gás exausto na saída da chaminé da caldeira que deveria ser obtida, ou seja, 363,25 K. Quando a vazão de gás exausto é reduzida (Caso 1), a eficiência também reduz para 71%, uma vez que há redução da massa de gás que trocará calor com a água presente no interior dos tubos, e quando a vazão aumenta (Caso 2), a eficiência global da caldeira também diminui para 77%, visto que a temperatura do gás na saída da chaminé aumenta. Isto ocorre porque, para uma maior vazão de gás, a temperatura de saída da chaminé é maior, pois para uma mesma quantidade de água, há um excesso de gás que não troca calor com a água, saindo gás mais quente pela chaminé. No caso de uma menor vazão de gás, para as mesmas vazões e temperaturas da água, a quantidade de gás disponível pode não ser suficiente para trocar calor com toda a água presente no interior dos tubos, embora a temperatura do gás exausto deixe a caldeira com uma menor temperatura, o que é desejável. A eficiência da caldeira para cada caso estudado é calculada pela Equação 7.1.

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{b,total}}{\dot{Q}_{nominal}} \cdot 100\% \quad (7.1)$$

Na equação 7.1, $\dot{Q}_{b,total}$ é a soma de todas as taxas de transferência de calor no lado do gás e $\dot{Q}_{nominal}$ é o valor de projeto para a taxa de transferência de calor total do lado do gás.

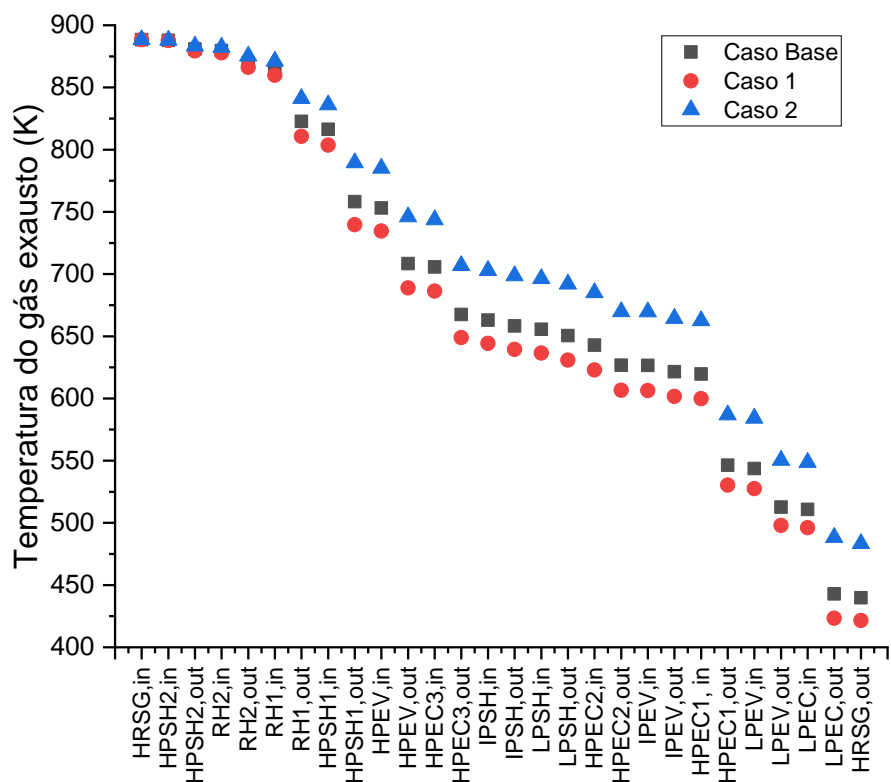


Figura 55: Perfis de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para os três casos estudados.

Já em relação aos perfis de velocidade, o comportamento das curvas para os três casos acompanha as variações de vazão. Tanto a vazão mássica como a velocidade do caso base são 20% maiores que as do Caso 1, enquanto a vazão mássica e a velocidade do Caso 2 é 1,5 vezes maior que o Caso Base. Esse comportamento é observado nas curvas mostradas na Figura 56.

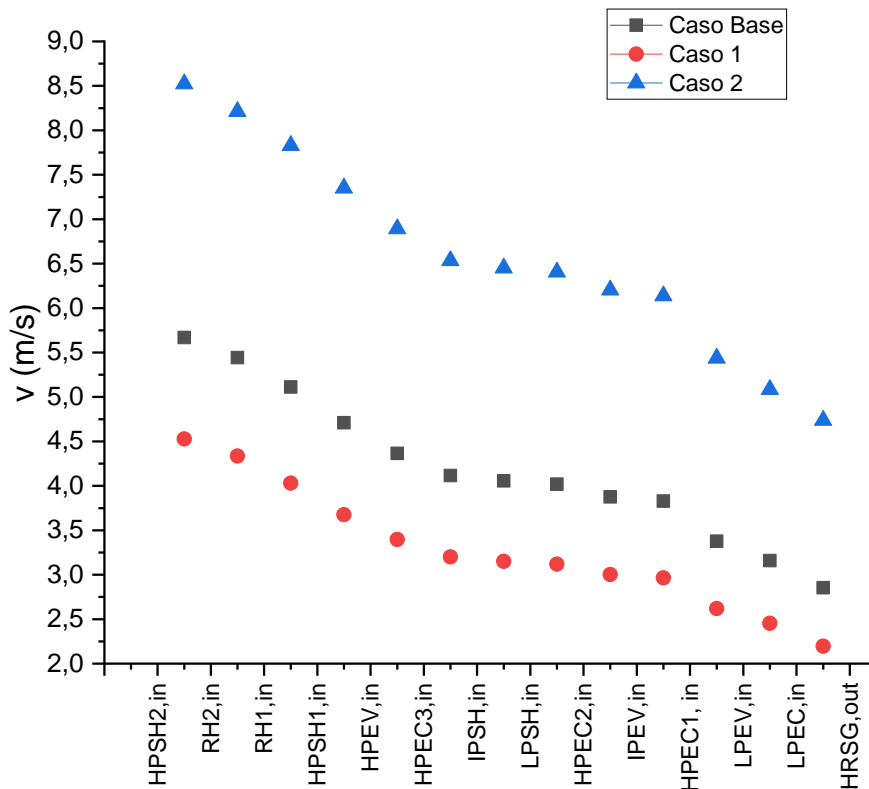


Figura 56: Perfis de velocidade ao longo do comprimento da caldeira para os três casos estudados.

A Figura 57 mostra os perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira. A Eq. 3.35 mencionada nesta tese relaciona a queda de pressão com a vazão de gás exausto, conforme a seguinte relação: $\Delta P \sim W^2/2$. Dessa forma, quando há o aumento da vazão de gás exausto, aumenta-se também o valor da queda de pressão, como no Caso 2. O oposto também ocorre, ou seja, quando há a redução da vazão do gás exausto, há a redução da queda de pressão, conforme ocorre no Caso 1. Pelos resultados obtidos, a queda de pressão ao longo de todo o comprimento da caldeira para o Caso Base correspondeu a uma vazão de gás exausto que é 20% maior que a vazão do Caso 1, e a variação de pressão para o Caso 2 correspondeu a uma vazão que é 1,5 vezes maior que a vazão do Caso Base, conforme esperado pela relação entre queda de pressão e vazão, mostrada anteriormente. Por fim, ainda em relação aos perfis de pressão, nota-se que há uma maior queda de pressão ao longo dos trocadores de calor da caldeira para maiores vazões de gás exausto.

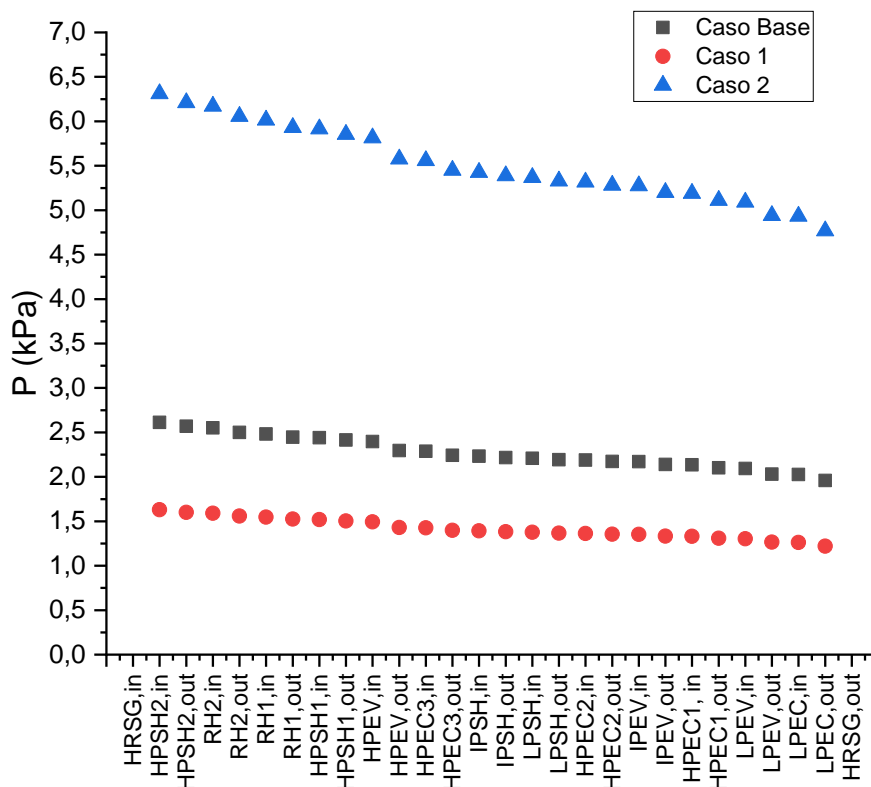


Figura 57: Perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira para os três casos estudados.

Cabe ressaltar que todos os gráficos gerados anteriormente foram obtidos a partir de médias nos perfis transversais das simulações tridimensionais, que serão mostrados adiante.

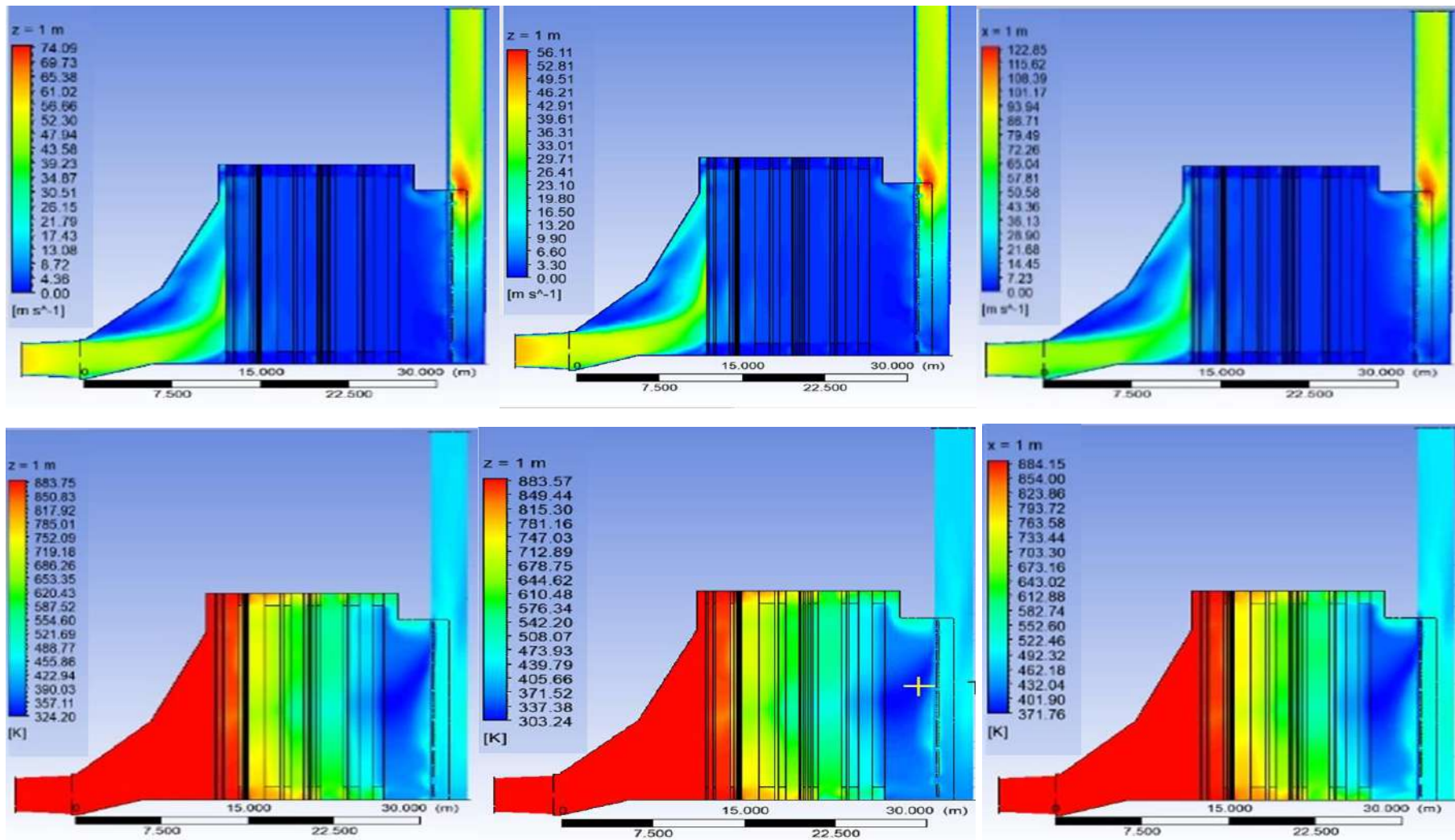
Para analisar o escoamento do gás exausto no interior da caldeira, bem como a variação de temperatura e pressão, seguem os perfis axiais de velocidade, temperatura e pressão, comparando-se os três casos na Figura 58.

Em relação aos perfis axiais da velocidade de escoamento, os perfis são semelhantes em relação à maneira como o gás escoar no interior da caldeira de recuperação. Entretanto, os valores de velocidade variam caso a caso, visto que as vazões mássicas e velocidades do gás exausto na entrada da caldeira são diferentes. As velocidades diminuem drasticamente quando o gás passa pelas regiões de meios porosos, visto a resistência que encontra. Na região de entrada da caldeira, a primeira parte representa o exausto da turbina a gás que está imediatamente interligado com a entrada da caldeira. O exausto da turbina a gás foi representado para que o escoamento pudesse se desenvolver melhor antes de entrar na caldeira propriamente dita. Logo na

entrada, antes da região onde ficam os trocadores de calor, pode-se notar pelos perfis axiais que há uma região de estagnação do fluido.

Em relação à temperatura, comparando-se os perfis do Caso Base com o Caso 2, nota-se que as faixas de temperatura após o economizador de baixa pressão são maiores no Caso 2 do que no Caso Base, o que significa dizer que, ao manter as condições da água constantes, a uma maior vazão de gás, há a troca térmica com a água como no Caso Base, contudo gás mais quente sai da caldeira o que reduz a sua eficiência de 86% para 77%.

Já em relação aos perfis axiais de pressão, nota-se que os perfis de pressão para os três casos são estratificados, ou seja, a pressão decresce ao longo do comprimento da caldeira, visto que o fluido encontra a resistência para passagem pelo meio poroso que descreve cada trocador de calor. Em relação aos valores de pressão pelo lado do casco (envólucro) da caldeira, verifica-se que os valores são baixos. Observa-se também que os valores de pressão e das quedas de pressão aumentam de acordo com o aumento da vazão de gás exausto.



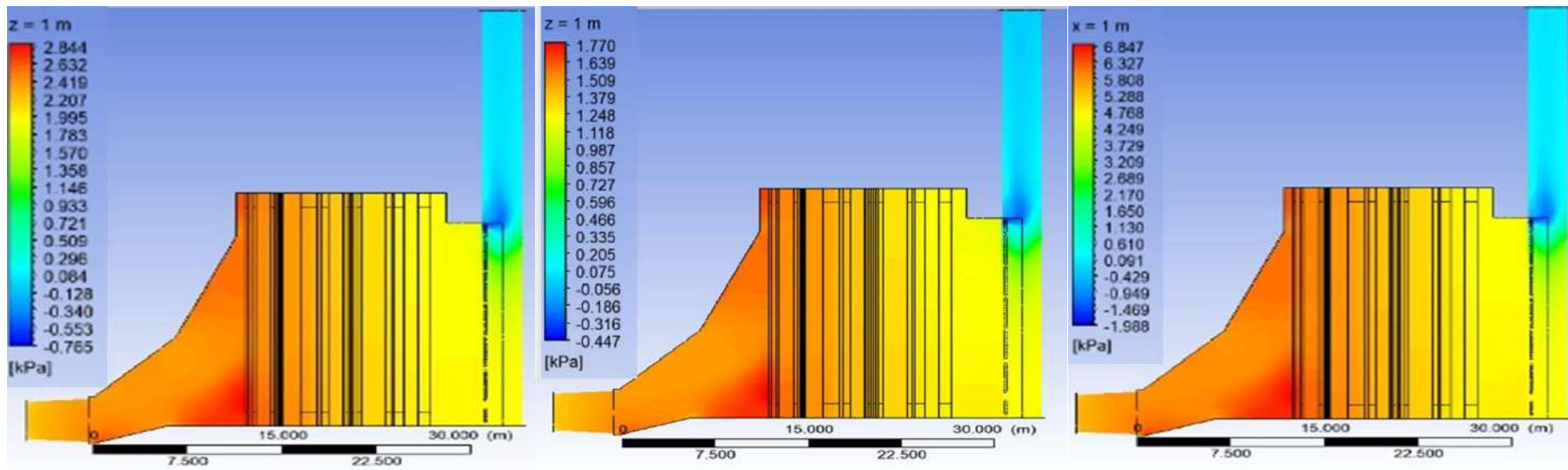


Figura 58: Perfis axiais de velocidade, temperatura e pressão referentes aos casos base, 1 e 2, respectivamente em cada coluna.

Já o Caso 1, que representa a menor vazão de gás, apresenta no perfil temperaturas menores de gás, especialmente na parte inferior após o economizador de baixa pressão. Na prática, durante a operação de uma caldeira real, a bomba de alimentação de água ajustaria a vazão de água conforme a redução da vazão de gás. Contudo, supondo que esse ajuste não fosse realizado automaticamente, o que é representado na simulação, provavelmente haveria regiões com redução de gás, o que é indicado na simulação como as regiões de temperatura mais baixa, da ordem de 303K. Em relação aos perfis de pressão, conforme já discutido, as faixas de pressão são maiores conforme a vazão.

Já os perfis transversais são mostrados nas Figuras 59 a 62. O perfil de temperatura na entrada do superaquecedor de alta pressão 2 não é uniforme em nenhum dos casos. Contudo, diferentemente da velocidade, o perfil de temperatura continua não uniforme até a entrada do reaquecedor 1, ainda sofrendo os efeitos do escoamento não uniforme na entrada. Avaliando o primeiro grupo de perfis, entre a entrada do superaquecedor de alta pressão 2 e a entrada do reaquecedor 1, podem ser feitas as seguintes observações:

- Nos alçapões, não há passagem de gás. Há apenas os coletores que recebem a água dos tubos e a transfere para os tubulões. Contudo, nota-se que nessas regiões as temperaturas são maiores, visto que há transferência de calor do gás exausto para essas regiões por difusão. Escrevendo-se a Eq. 19 para a região dos alçapões no caso de porosidade nula, observa-se que o termo convectivo é nulo, tendo em vista que o escoamento ocorre no estado estacionário e a velocidade é nula nos alçapões. Além disso, o termo de dissipação viscosa também é nulo, pois não há variação de velocidade nestas regiões. Dessa forma, a equação da energia se reduz ao termo difusivo apenas, tendo em vista que há variação da temperatura nesta região;

- Nas folgas laterais, há passagem direta de gás, sem troca térmica, apresentando a maior temperatura possível do gás;

- Não se observa uma temperatura uniforme por todos os perfis mostrados. Contudo, nesses perfis analisados, a variação de temperatura sofre os efeitos de um escoamento não simétrico e não uniforme do gás.

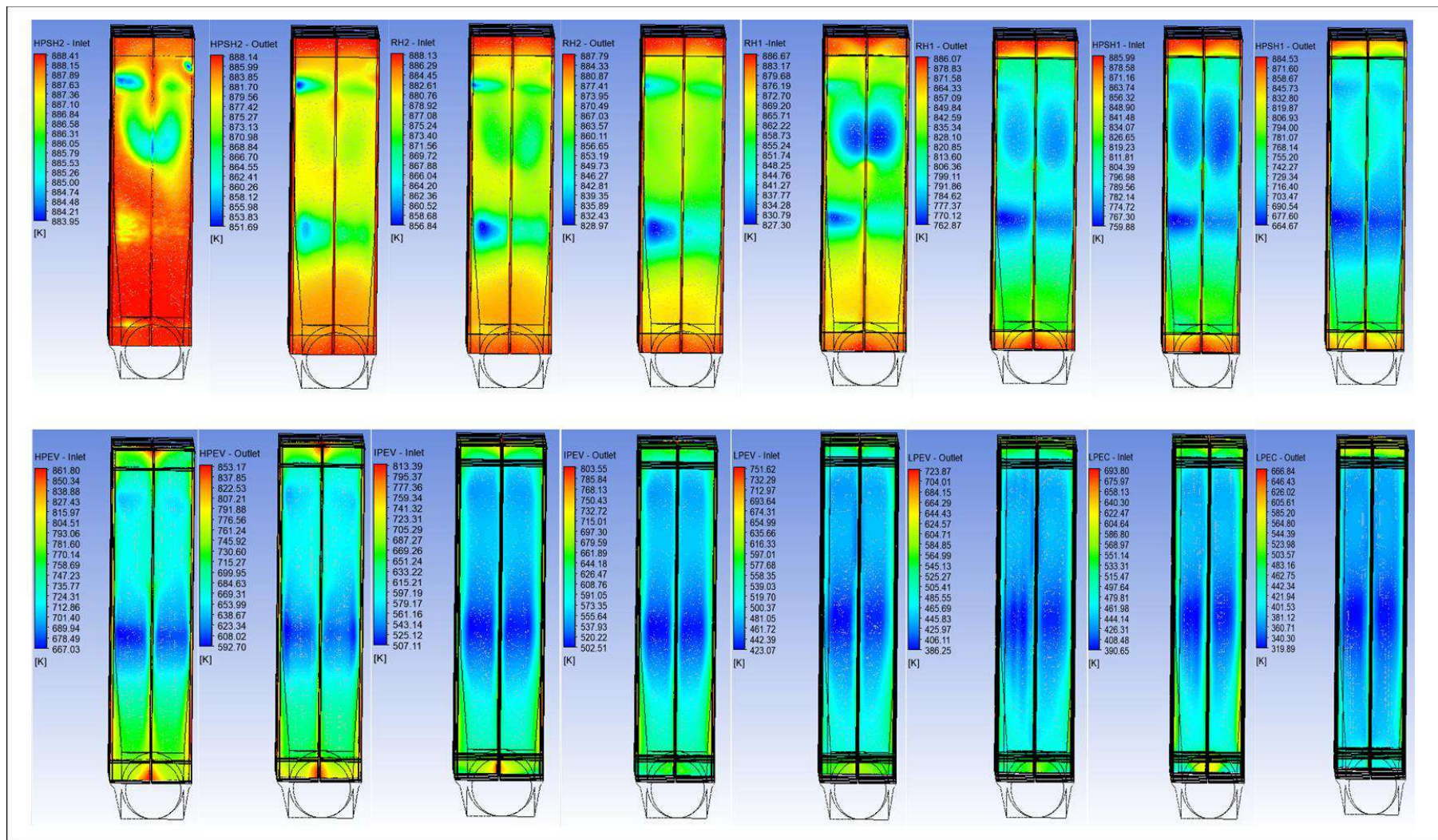


Figura 59: Perfis transversais de temperatura referentes ao caso base.

Avaliando o segundo grupo de perfis, ou seja, da saída do reaquecedor 1 até a saída do superaquecedor de alta pressão 1, as maiores temperaturas continuam nos alçapões, contudo menores em comparação aos perfis anteriores. As temperaturas dos alçapões sofrem influência da temperatura do gás que escoar ao longo do comprimento da caldeira, conforme pode ser visto nos perfis axiais de temperatura na Figura 56. Em relação ao terceiro grupo de perfis, compreendendo a entrada do evaporador de alta pressão até a saída do economizador de baixa pressão, a temperatura no núcleo dos trocadores diminui gradativamente, pois o gás troca calor com a água e reduz sua temperatura. A temperatura dos alçapões também diminui, mas continua sendo superior à temperatura do núcleo do trocador de calor.

Em relação aos perfis transversais de temperatura do caso 1, caso em que há redução da vazão do gás, até a saída do evaporador de média pressão, os perfis transversais de temperatura foram parecidos com os perfis obtidos no caso base. Contudo, a partir da entrada do evaporador de baixa pressão, os resultados indicam que a redução da vazão de gás para trocar calor com a água e ainda difundir para o alçapão inferior acarretou a redução da temperatura neste compartimento. Na saída do evaporador de baixa pressão e no economizador de baixa pressão, tanto na entrada como na saída, a temperatura baixa não está apenas no alçapão inferior, mas também na base do trocador de calor. Esse resultado demonstra que não houve gás suficiente para a troca de calor com a água. Na operação normal de uma caldeira, caso houvesse uma queda na vazão de gás, a bomba de alimentação de água para a caldeira ajustaria automaticamente a vazão de água. Caso houvesse uma falha na automação da bomba e o ajuste da vazão da água não fosse realizado, possivelmente haveria o desligamento automático do equipamento.

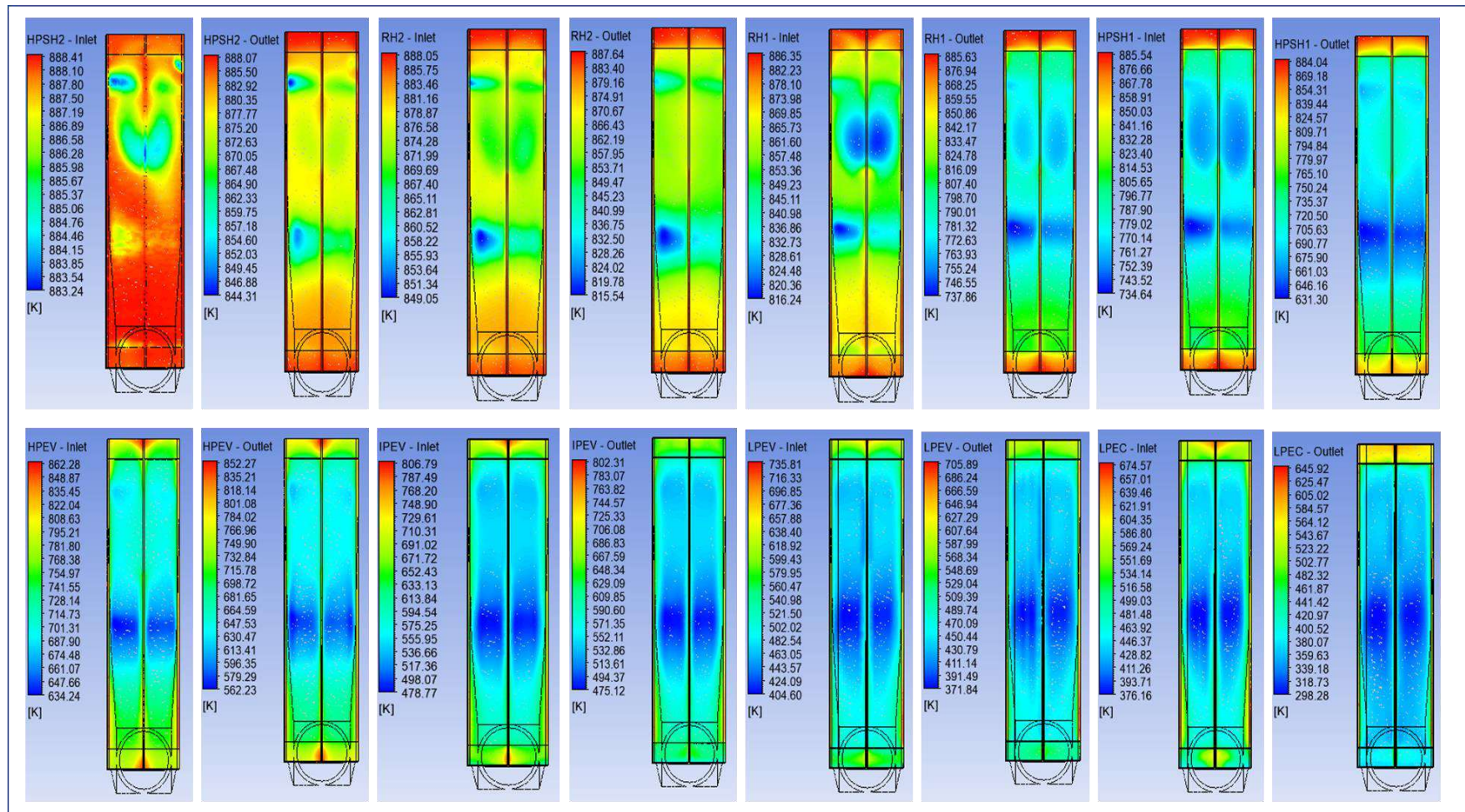


Figura 60: Perfis transversais de temperatura referentes ao caso 1.

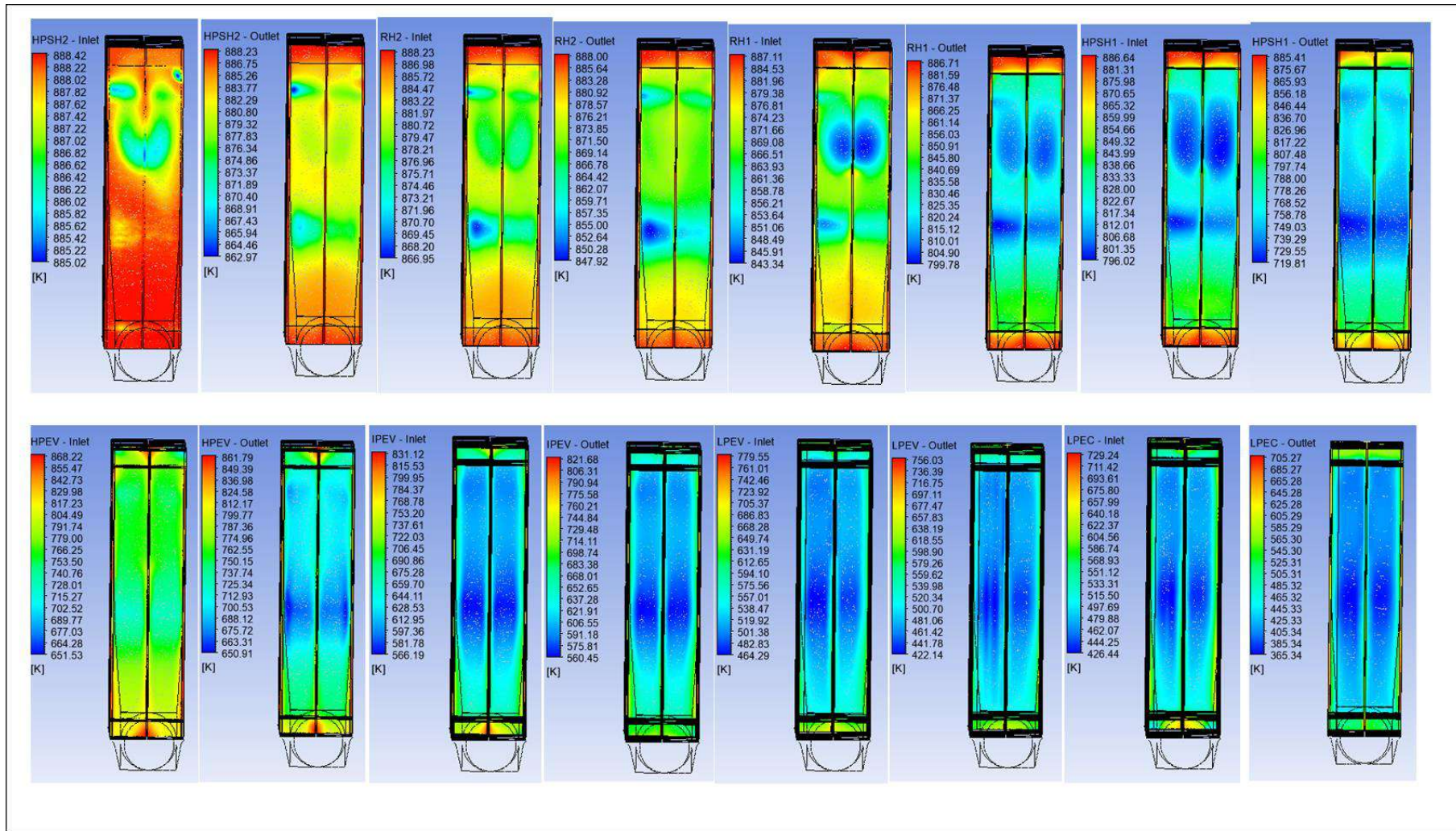


Figura 61: Perfis transversais de temperatura referentes ao caso 2.

Em relação aos perfis de velocidade, a entrada do superaquecedor de alta pressão 2 sofre mais os impactos do escoamento do gás exausto, devido ao formato da seção de entrada da caldeira. Ao passar pelo primeiro trocador de calor, como o gás encontra resistência devido à presença dos tubos que na simulação são considerados meio poroso, já na saída do primeiro trocador de calor, a velocidade do gás exausto já está muito mais baixa. A velocidade cai à medida que o gás passa pelos módulos dos trocadores de calor. Os perfis são muito semelhantes entre os casos, alterando apenas as faixas de velocidade. A partir do superaquecedor de alta pressão 2, foram delimitados os alçapões superior e inferior que dão acesso aos coletores de água proveniente dos tubos. Dessa forma, como pode ser visto pelos perfis, a velocidade nessas regiões é nula. Já nas frestas laterais, como há passagem direta do gás, o gás não encontra resistência e a velocidade é maior.

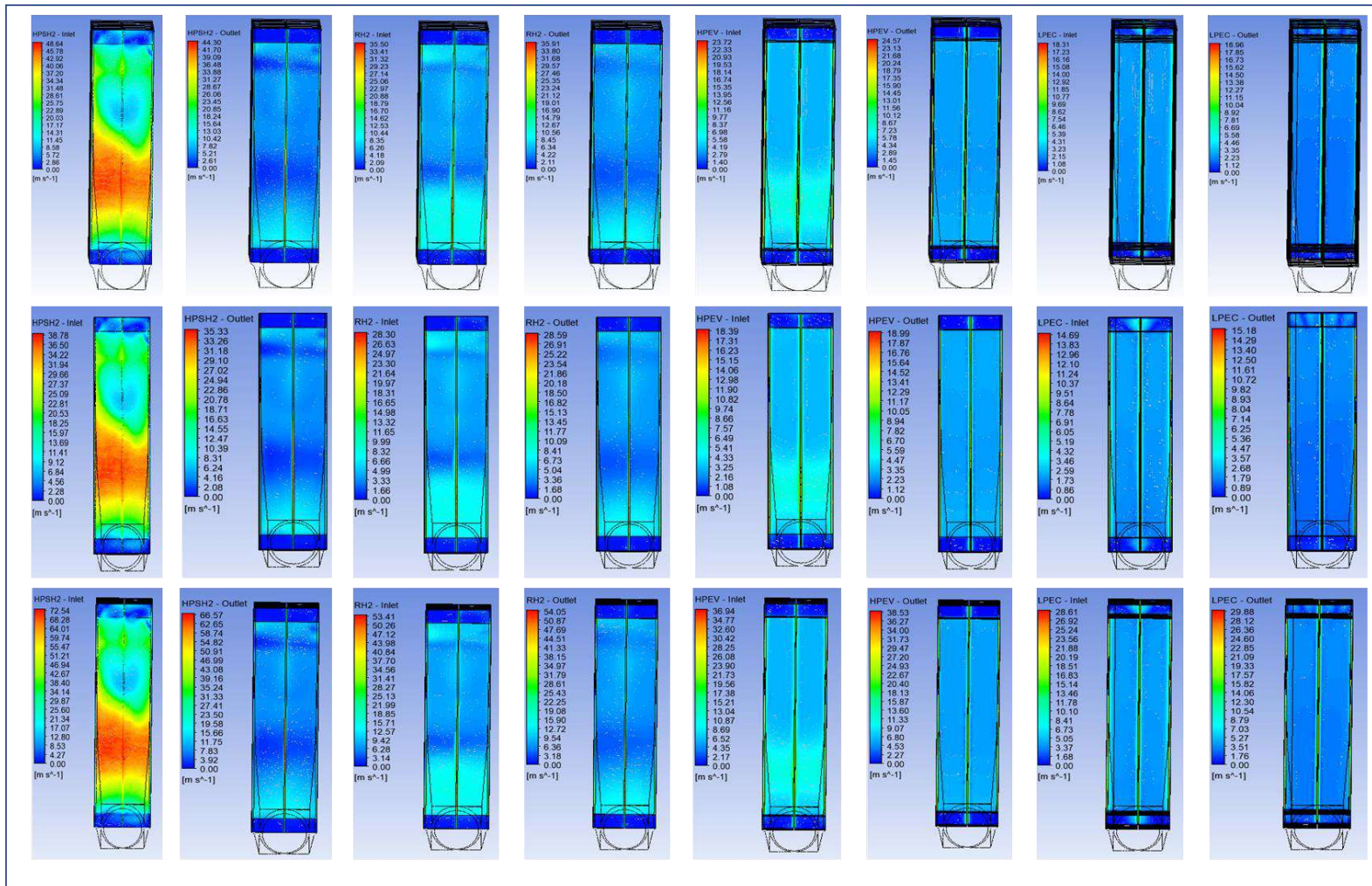


Figura 62: Perfis transversais de velocidade, correspondendo cada fileira a um caso, base, 1 e 2.

7.2 Incrustação nos evaporadores

Uma situação comum que pode ocorrer durante a operação de uma caldeira de recuperação de calor é a incrustação no interior dos tubos das caldeiras, por onde passa o fluido auxiliar, a água, e também na parede externa dos tubos, que está em contato direto com o fluido principal, o gás exausto proveniente das turbinas a gás, que pode apresentar fuligem que se deposita na parte externa dos tubos.

Considerou-se como regiões potenciais para incrustações nas caldeiras os evaporadores em seus três níveis de pressão, pois nos tubulões são dosados produtos químicos para tratamento da água e muitas vezes há precipitação de sais que podem incrustar nas paredes dos tubos, caso haja sobredosagem de produto, dificuldades nas purgas ou regiões com velocidades mais baixas.

Dessa forma, havendo incrustação nos tubos, seja ela externa ou interna, simulou-se a redução de 20% e 50% no coeficiente global de transferência de calor e, conseqüentemente, na troca térmica em relação ao caso base, conforme será mostrado nos gráficos abaixo, de modo a identificar a redução na eficiência global do equipamento e em cada um dos evaporadores.

Na Figura 63 são mostrados os perfis de temperatura, comparando-se o caso base com o caso da incrustação-20% e com o caso da incrustação-50%. A diferença entre os casos com incrustação e o caso base se iniciou na entrada do evaporador de alta pressão, sendo bastante pronunciada até a saída do economizador de alta pressão 3. Mesmo após este trocador, nota-se um deslocamento das curvas de temperatura para os casos com incrustação até o fim do comprimento da caldeira, sendo tal deslocamento mais pronunciado para o caso com maior incrustação. Na região da entrada do evaporador de baixa pressão até a entrada do economizador de baixa pressão, também se observa um deslocamento maior das curvas com incrustação. No caso do evaporador de média pressão, o salto da temperatura em relação ao caso base existe, mas não é tão pronunciado como nos outros dois evaporadores. Como há redução na troca térmica, o gás exausto troca menos calor com a água e, com isso, a temperatura do gás exausto nos evaporadores não sofre uma redução tão significativa quanto em casos sem incrustação. Logo, o gás exausto sai dos evaporadores com uma temperatura maior em comparação com o caso em que a troca térmica era completa. Em termos de eficiência global da caldeira, houve uma redução pouco expressiva em relação ao caso base. Enquanto o caso base possui uma eficiência de 86%, o caso com incrustação-20% apresentou uma eficiência de 85%, enquanto o caso com incrustação-

50% apresentou eficiência de 84%. No entanto, há uma redução muito significativa da eficiência dos evaporadores, especialmente dos evaporadores de alta e baixa pressões. Em relação ao caso base, a eficiência do evaporador de alta pressão apresentou uma queda na eficiência de 7,3% para o caso incrustação-20%, e de 18,8% para o caso incrustação-50%. Já o evaporador de baixa pressão apresentou redução de 34,6% e de 26,6%, respectivamente. O evaporador de média pressão mostrou uma influência menor na redução da eficiência, apresentando redução de 2,7% e 7,1%, respectivamente.

Também foi realizada a comparação entre os coeficientes globais de transferência de calor para cada um dos evaporadores. Para o evaporador de alta pressão, os valores do coeficiente global foram: 51,46 W/m²K para o caso base; 39,61 W/m²K para incrustação-20%, correspondendo a uma redução de 23% no valor do coeficiente em relação ao caso base, e 22,75 W/m²K para incrustação-50%, o que corresponde à redução de 55,79% no valor do coeficiente global em relação ao caso base. O evaporador de média pressão apresentou coeficientes globais bem inferiores aos obtidos para os evaporadores de alta e baixa pressões. Os coeficientes globais foram: 9,93 W/m²K para o caso base; 8,04 W/m²K para o caso 20% e 5,15 W/m²K para o caso 50%. Do caso base para o caso 20%, há uma redução de 19% no coeficiente global e do caso base para o caso 50% há uma redução de 48% no coeficiente global. Já em relação ao evaporador de baixa pressão, o coeficiente global para o caso base foi igual a 60,38 W/m²K. Para o caso 20%, houve uma redução de 61% no coeficiente global e para o caso 50%, houve uma redução de 51%.

Com isso, nota-se que o evaporador de baixa pressão acarreta um impacto maior para a eficiência da caldeira quando apresenta incrustação. Analisando a Figura 63, é possível notar que devido à incrustação imposta aos evaporadores de baixa, média e alta pressões, houve um aumento da temperatura do gás, devido à redução da troca térmica, especialmente nas regiões dos evaporadores.

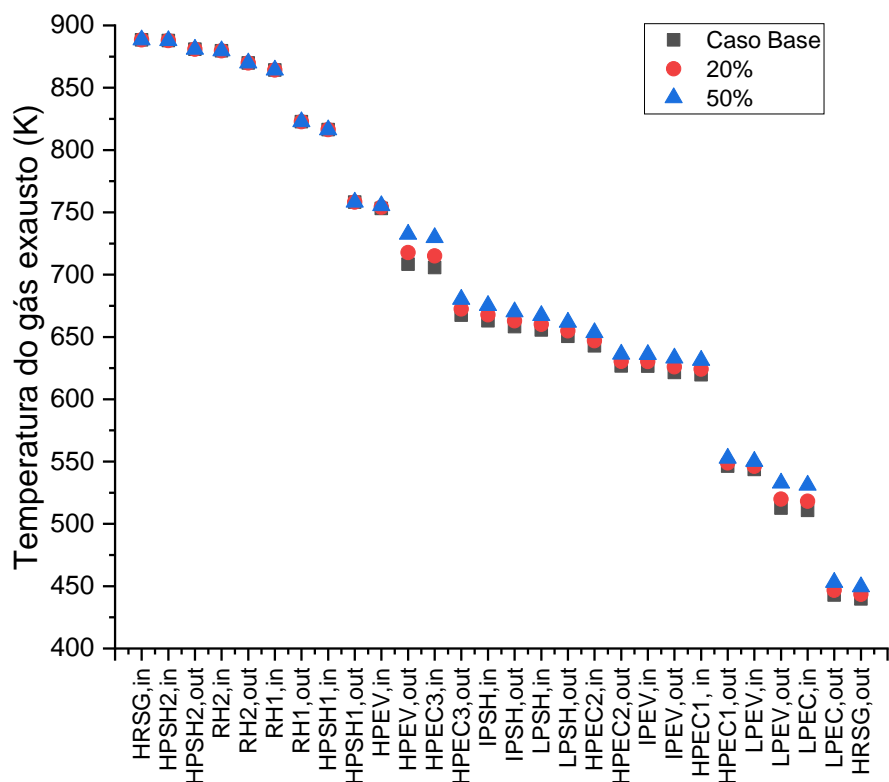


Figura 63: Perfis de temperatura ao longo do comprimento da caldeira, comparando os casos que apresentam incrustação com o caso base.

Em relação aos perfis de pressão, como pode ser visto na Figura 64, os valores das faixas de pressão foram maiores quanto maior foi a incrustação, assim como os valores das quedas de pressão ao longo do comprimento da caldeira. Cabe observar que, apesar de as incrustações estarem localizadas nos evaporadores, toda o perfil de pressão sofreu os efeitos da incrustação, do início ao fim da caldeira. As pressões sofreram um aumento ao longo de todo o comprimento da caldeira de, aproximadamente, 0,02 kPa para incrustação-20% e de 0,05 kPa para incrustação-50%. Em relação às quedas de pressão ao longo do comprimento da caldeira, os valores foram: $\Delta P_{Base} = 0,65 \text{ kPa}$; $\Delta P_{20\%} = 0,66 \text{ kPa}$; $\Delta P_{50\%} = 0,66 \text{ kPa}$. Ou seja, os dois casos com incrustação incrementaram o valor da queda de pressão ao longo da caldeira em 0,01 kPa.

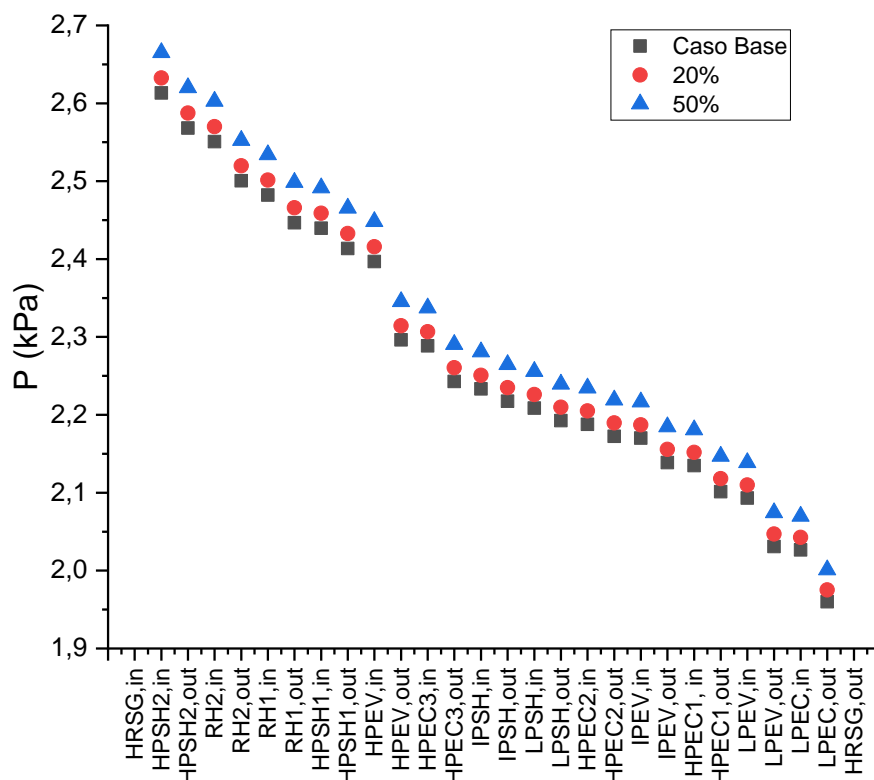


Figura 64: Perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira, comparando os casos que apresentam incrustação com o caso base.

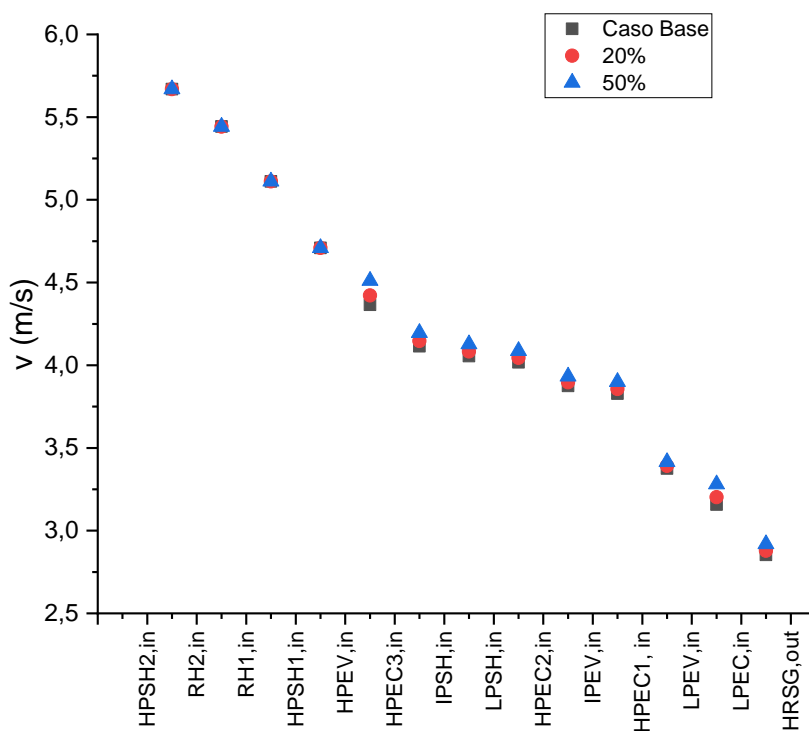


Figura 65: Perfis de velocidade ao longo do comprimento da caldeira, comparando os casos que apresentam incrustação com o caso base.

A fim de comparar com os perfis transversais de temperatura e velocidade do caso base, mostrados nas Figuras 59 e 62, seguem nas Figuras 66 e 67 os perfis transversais dos evaporadores de baixa, média e alta pressões, tanto no caso de incrustação-20% como no caso de incrustação-50%. Comparando-se os perfis entre si e com o caso base, não houve alteração aparente nas características dos perfis.

Contudo, conforme discutido anteriormente, baseando-se nos valores médios dos perfis de entrada e saída dos trocadores de calor da caldeira, bem como nos valores de eficiência global do equipamento e de cada evaporador, corrobora-se a influência das incrustações para a redução da eficiência da caldeira e dos evaporadores, para a redução da troca térmica e para o aumento da temperatura do gás exausto ao longo do comprimento da caldeira, assim como na saída da chaminé da caldeira. Cabe ainda ressaltar que quanto maior é a incrustação, maior é a redução na eficiência e na troca térmica.

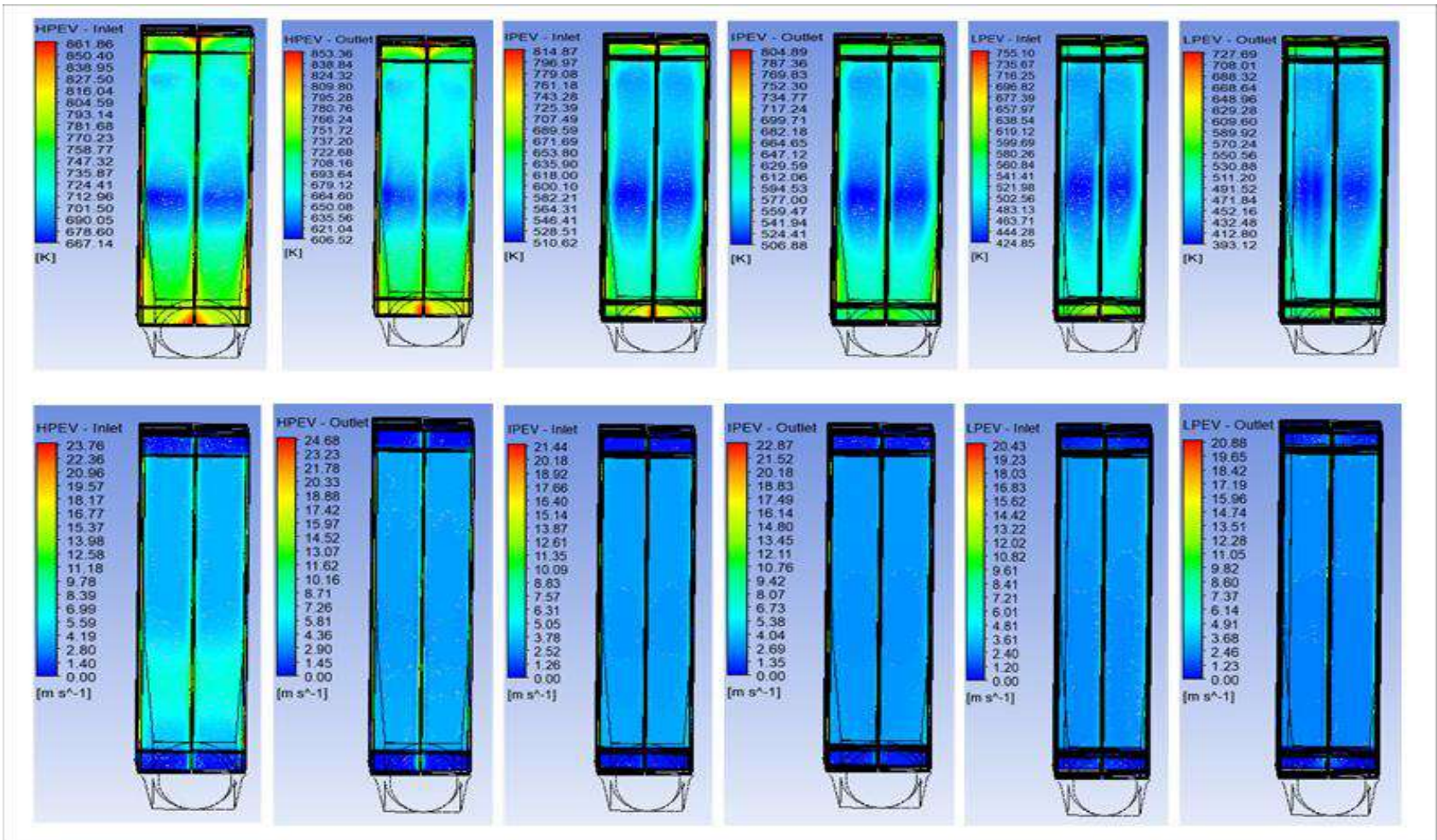


Figura 66: Perfis transversais de temperatura e velocidade na entrada e na saída dos evaporadores de alta, média e baixa pressões com incrustação e redução de 20% na troca térmica.

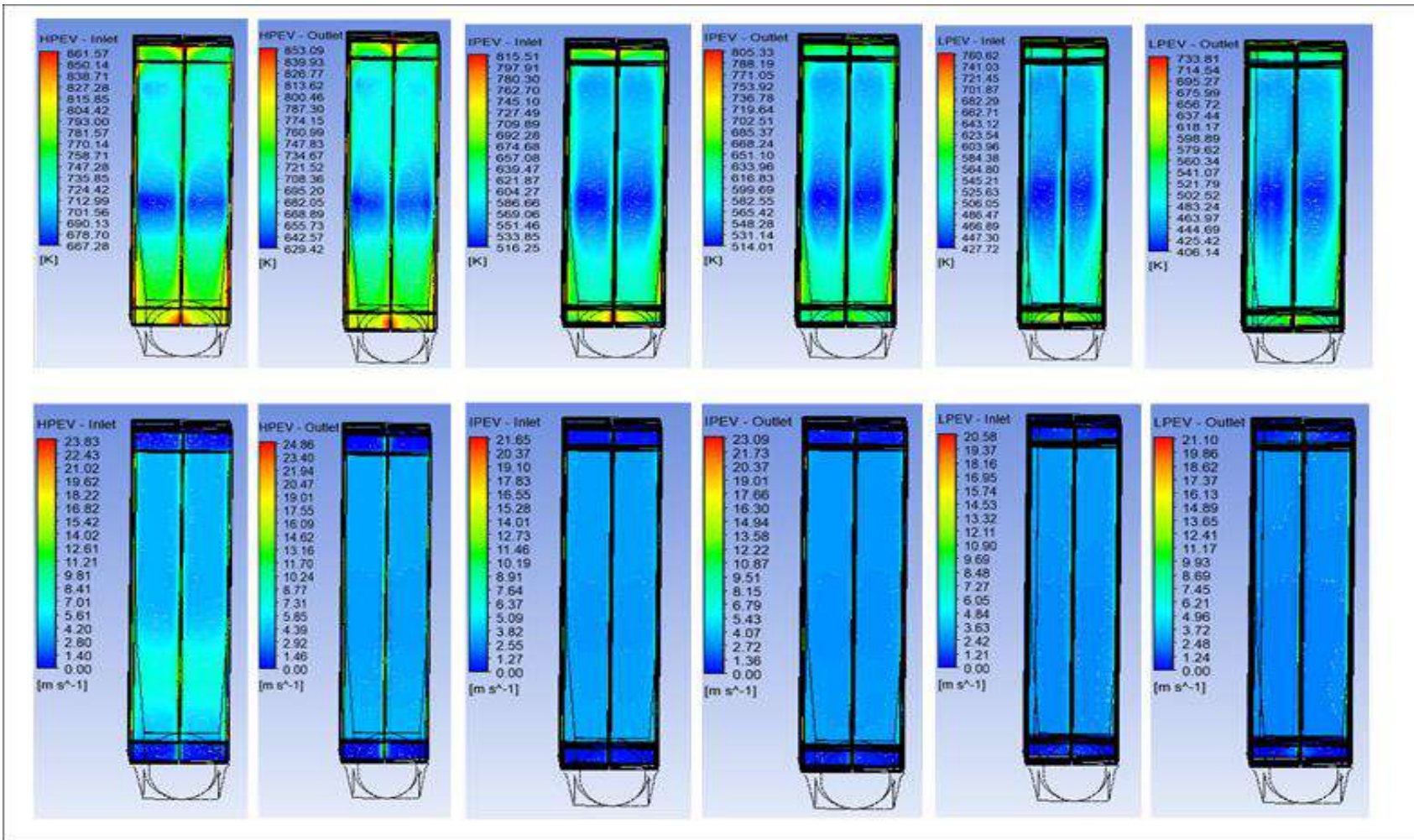


Figura 67: Perfis transversais de temperatura e velocidade na entrada e na saída dos evaporadores de alta, média e baixa pressões com incrustação e redução de 50% na troca térmica.

7.3 Tamponamento dos tubos

Durante a operação de caldeiras de recuperação, água é o fluido auxiliar que escoar no interior dos tubos. Caso a água não receba o tratamento químico adequado, com o tempo de vida útil da caldeira, corrosão pode ocorrer no interior dos tubos. Dependendo do nível de corrosão no interior dos tubos, estes precisam ser tamponados, viabilizando a continuidade operacional da caldeira ainda que com menor eficiência.

Nesta seção do trabalho foi feita a comparação entre a operação normal da caldeira de recuperação de calor (Caso Base) e a operação dela com alguns trocadores de calor tamponados, tanto parcialmente como totalmente. A princípio, foram feitas várias simulações com trocadores de calor de várias seções da caldeira tamponados. Contudo, os trocadores de calor que tiveram resultados mais expressivos frente ao tamponamento foram o evaporador de baixa pressão e o economizador de baixa pressão. Foram realizadas duas simulações, sendo uma de tamponamento parcial e outra de tamponamento total dos trocadores, conforme será mostrado a seguir.

A Figura 68 mostra os perfis de temperatura para cada caso. Pode-se notar que os efeitos provocados pelo tamponamento ocorrem a partir dos trocadores de calor em questão. Observa-se que o tamponamento do economizador de baixa pressão, especialmente no caso em que ele é totalmente tamponado, traz um aumento significativo da temperatura do gás na saída da chaminé em relação ao caso base. O tamponamento do evaporador de baixa pressão também produz efeitos sobre a eficiência global da caldeira. A eficiência do caso base simulado é igual a 86%. Com o evaporador de baixa pressão tamponado parcialmente, a eficiência global da caldeira reduz para 84%, e quando é tamponado totalmente, a eficiência reduz para, aproximadamente, 83%. Já o tamponamento do economizador de baixa pressão acarreta a diminuição ainda maior da eficiência, sendo 80% para o tamponamento parcial e 73% para o tamponamento total.

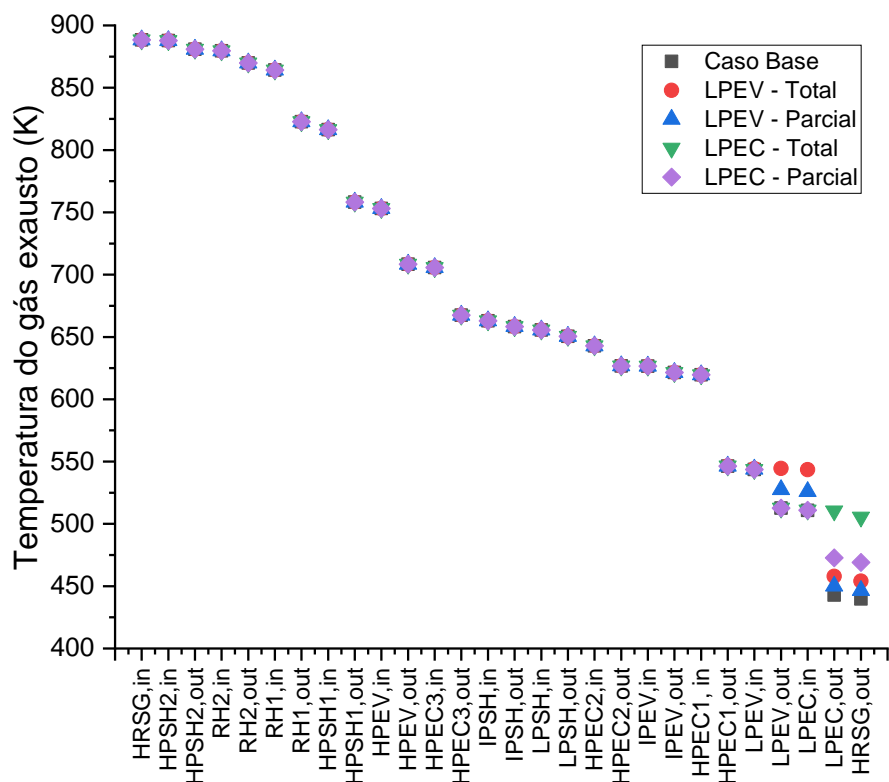


Figura 68: Perfis de temperatura ao longo do comprimento da caldeira, comparando-se o caso base com os casos com tamponamento de tubos.

Além disso, cabe ressaltar que para os casos em que os trocadores estão parcialmente tamponados, considerou-se apenas metade da área de troca térmica e metade da taxa de calor trocada. Já no caso do tamponamento total, considerou-se que não houve troca térmica por este trocador, ou seja, como não há água passando no interior dos tubos, uma vez que eles estão tamponados, o gás exausto não tem sua temperatura reduzida, pois não houve troca térmica.

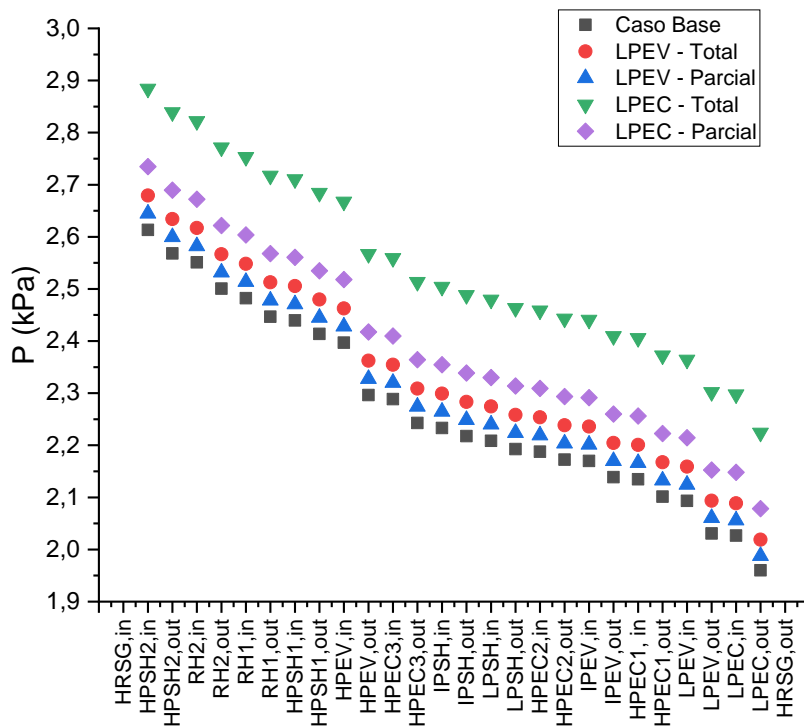


Figura 69: Perfis de pressão ao longo do comprimento da caldeira, comparando-se o caso base com os casos com tamponamento de tubos.

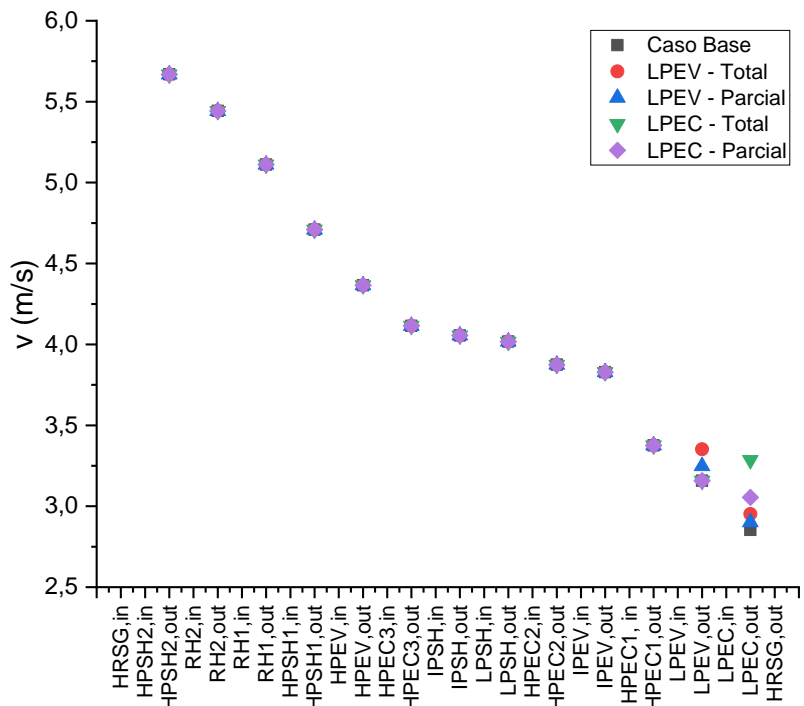
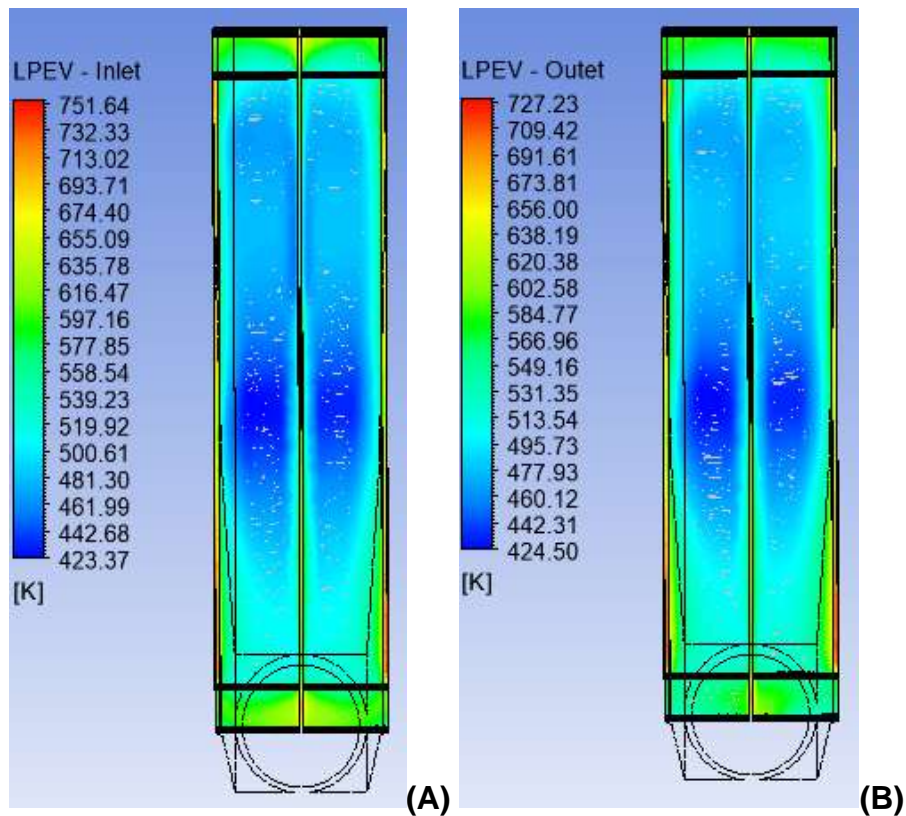


Figura 70: Perfis de velocidade ao longo do comprimento da caldeira, comparando-se o caso base com os casos com tamponamento de tubos.

Em relação aos perfis de pressão mostrados na Figura 69, o tamponamento parcial ou total seja do evaporador de baixa pressão seja do economizador de baixa pressão alteram o perfil de pressão englobando todo o comprimento da caldeira, com destaque para o perfil de pressão do economizador de baixa pressão totalmente tamponado, que apresenta valores de pressão 0,3 kPa acima dos valores obtidos para o caso base. A diferença da pressão para o caso base e o caso de tamponamento parcial do evaporador de baixa pressão é de 0,03 kPa. Já em relação ao tamponamento total do evaporador de baixa pressão aumenta para 0,07 kPa. Os valores de pressão para o economizador parcial e totalmente tamponado aumentam para 0,12 kPa e 0,27 kPa, respectivamente. Contudo, apesar do aumento no valor das pressões ao longo de todos os perfis, a queda de pressão ao longo de todo o comprimento da caldeira manteve-se praticamente constante em 0,66 kPa para todos os casos.

Nas Figuras 71 a 74 são mostrados os perfis transversais de temperatura e velocidade. Apesar das alterações bruscas que o tamponamento de tubos causa na operação de uma caldeira e em sua eficiência, os perfis são semelhantes aos que foram emitidos na simulação do caso base.



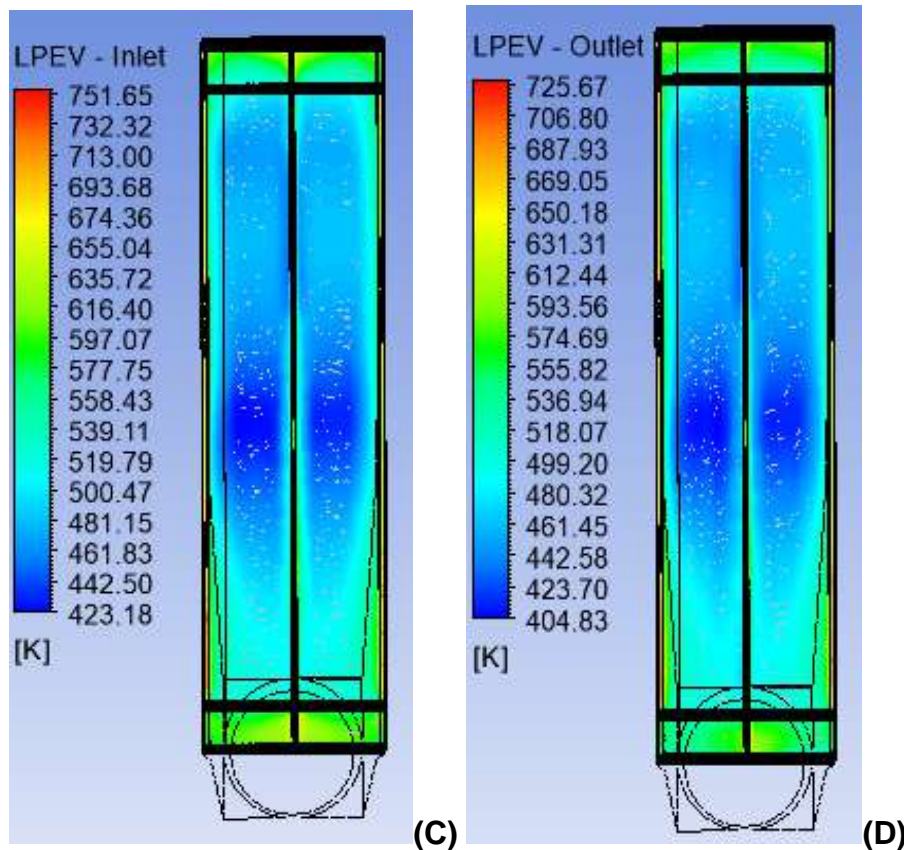


Figura 71: Perfis transversais de temperatura, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEV e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEV.

A Figura 71, letras A e B, mostram que os perfis de entrada e saída do evaporador de baixa pressão são praticamente os mesmos quando o tamponamento dos tubos é total, pois o gás não troca calor com a água, já que o fluido frio não passa no interior dos tubos, uma vez que estão tamponados. Quando o tamponamento é parcial, observa-se que a temperatura do gás na saída do evaporador de baixa pressão está entre $T = 386,25\text{K}$, que foi a temperatura obtida no caso base na saída deste trocador, e $T = 423,18\text{K}$, que é a temperatura obtida no caso do tamponamento total dos tubos do trocador de calor. Isto reafirma que o tamponamento parcial dos tubos reduz a área de troca térmica entre o gás e a água, impossibilitando que parte do calor do gás seja trocado.

A Figura 72 mostra os perfis transversais de velocidade para o evaporador de baixa pressão. O tamponamento dos tubos implica a redução da área de troca térmica e a redução na vazão de água que circula no interior dos tubos. Contudo, não possui implicação nos parâmetros que definem o meio poroso neste trocador de calor. Dessa forma, os perfis de velocidade são os mesmos independente do tamponamento parcial ou total.

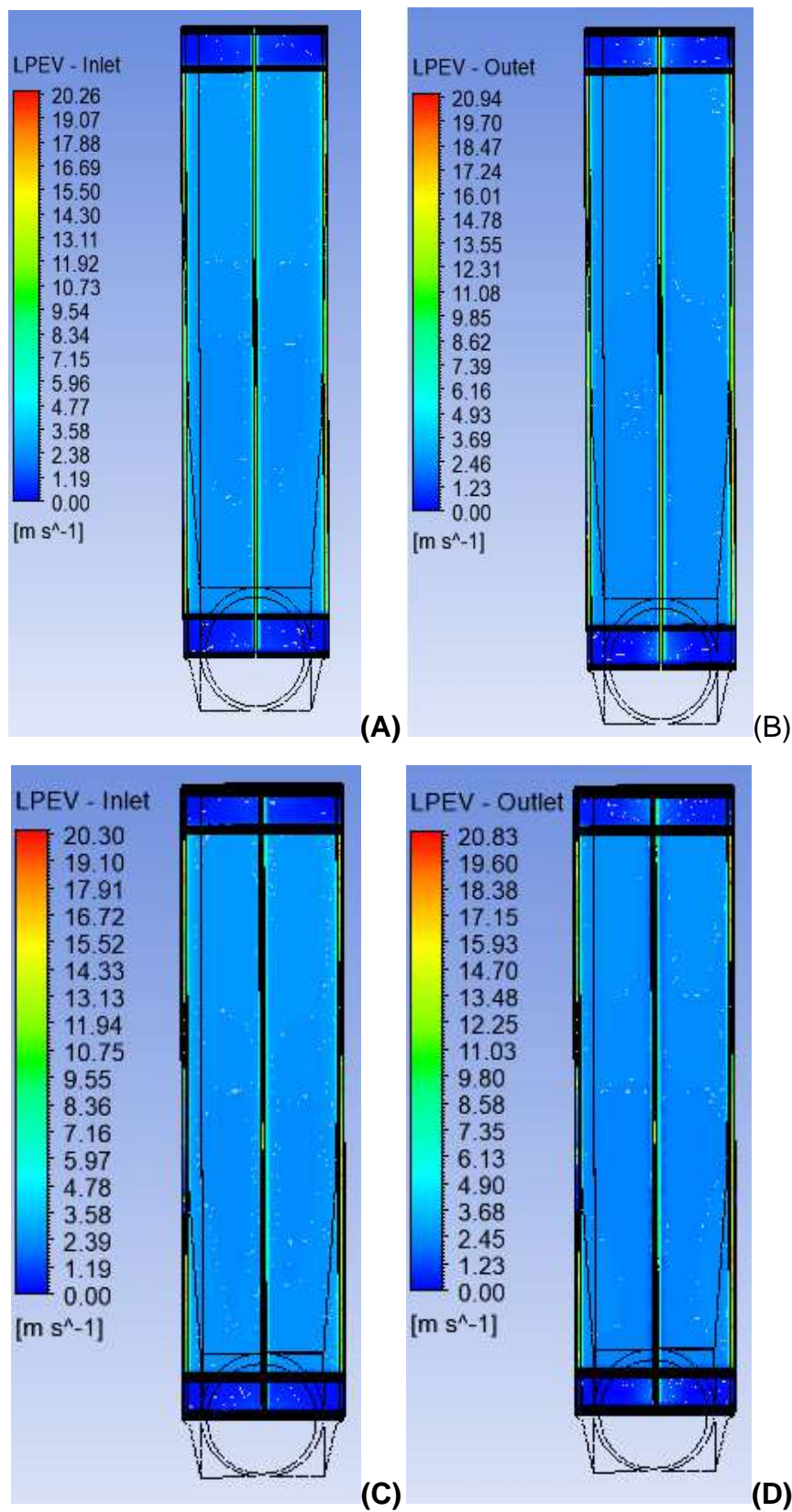


Figura 72: Perfis transversais de velocidade, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEV e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEV.

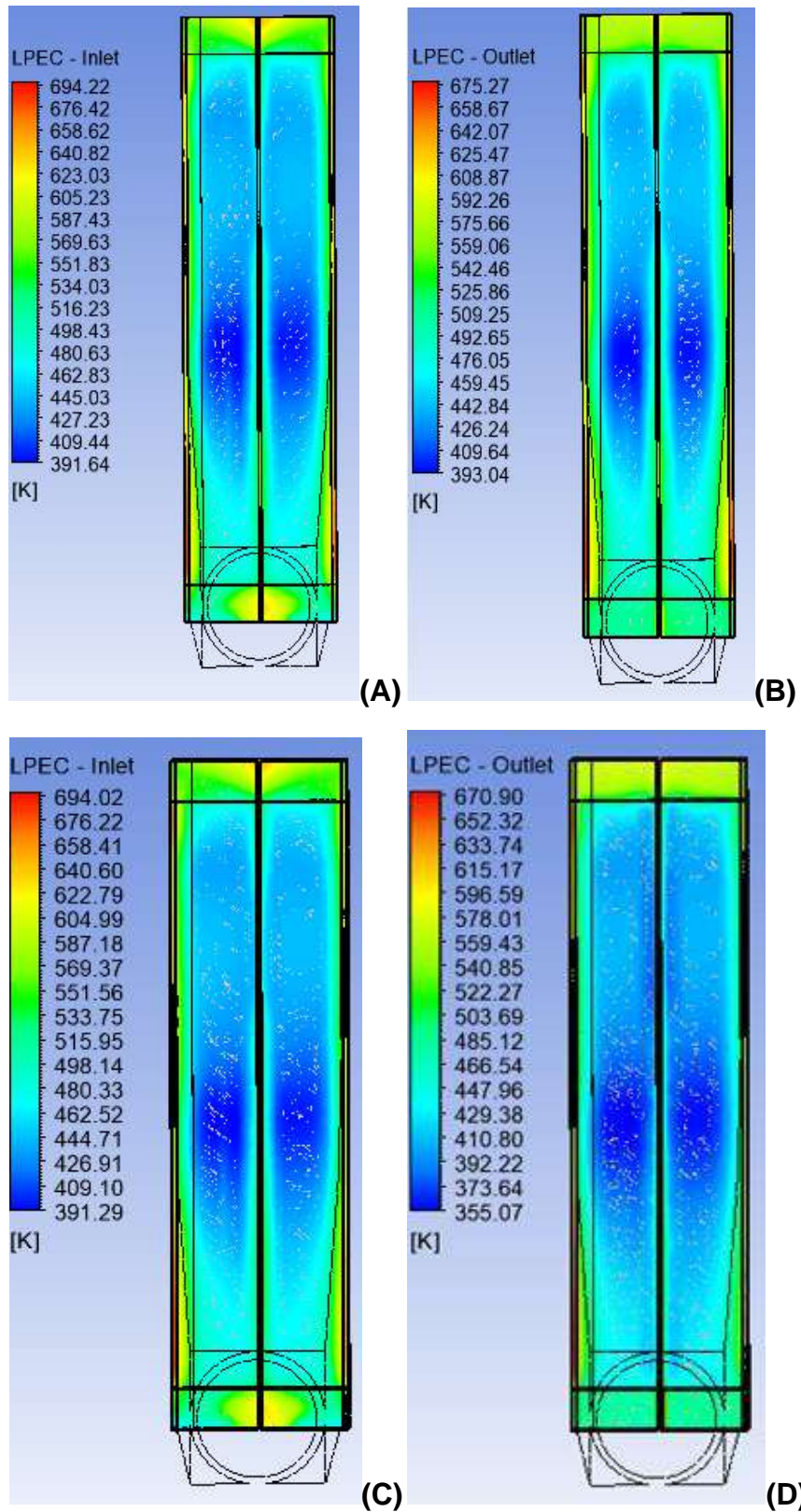


Figura 73: Perfis transversais de temperatura, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEC e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEC.

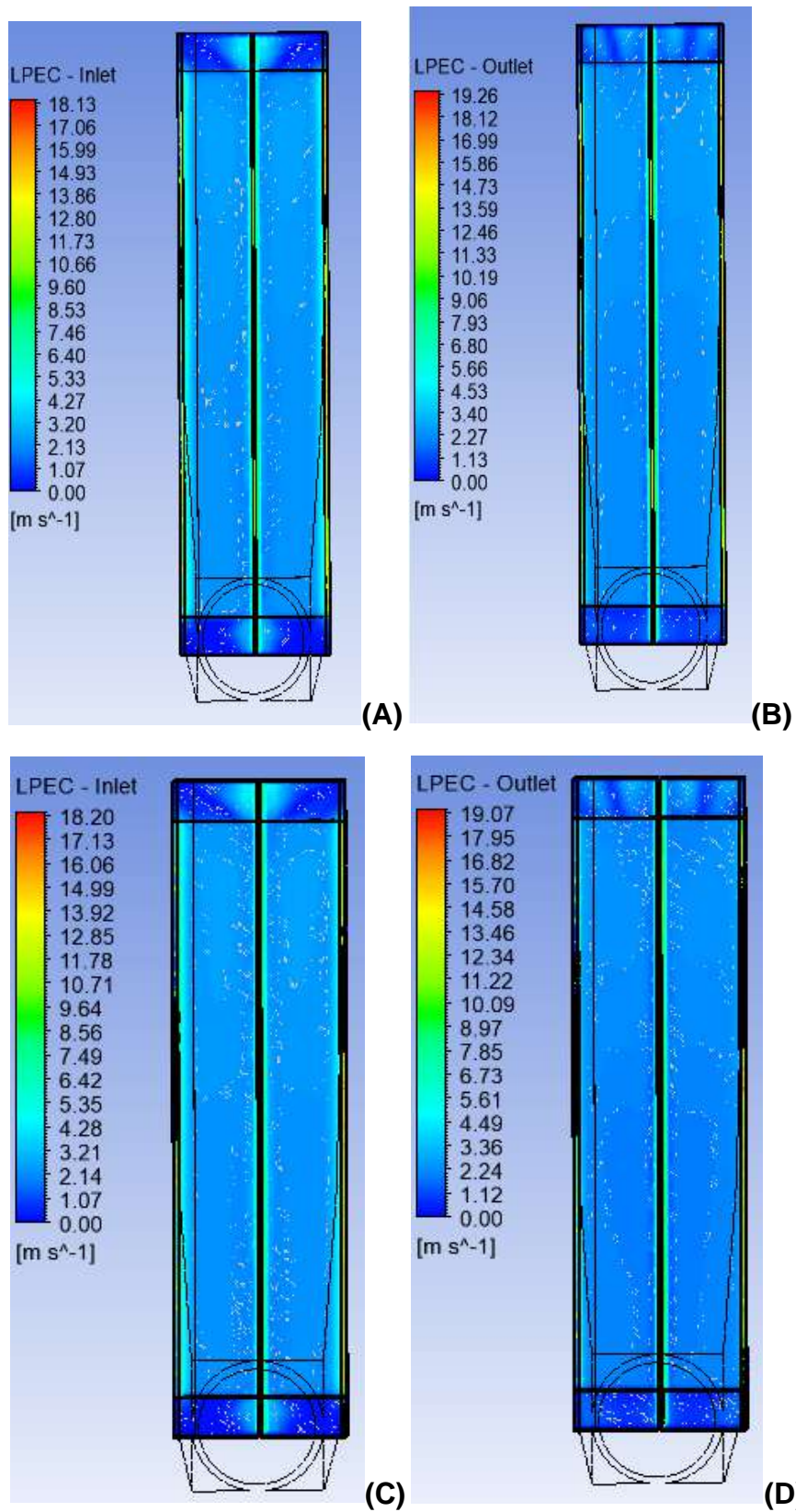


Figura 74: Perfis transversais de velocidade, sendo (A) e (B) referentes ao tamponamento total do LPEC e (C) e (D) referentes ao tamponamento parcial do LPEC.

A Figura 73, letras A e B, mostram que os perfis de entrada e saída do economizador de baixa pressão são praticamente os mesmos quando o tamponamento dos tubos é total, pois o gás não troca calor com a água, já que o fluido frio não passa no interior dos tubos, uma vez que estão tamponados. Quando o tamponamento é parcial, observa-se que a temperatura do gás na saída do economizador de baixa pressão está entre $T = 320\text{K}$, que foi a temperatura obtida no caso base na saída deste trocador, e $T = 391,64\text{K}$, que é a temperatura obtida no caso do tamponamento total dos tubos do trocador de calor. Isto reafirma que o tamponamento parcial dos tubos reduz a área de troca térmica entre o gás e a água, impossibilitando que parte do calor do gás seja trocado.

A Figura 74 mostra os perfis transversais de velocidade para o economizador de baixa pressão. O tamponamento dos tubos implica a redução da área de troca térmica e a redução na vazão de água que circula no interior dos tubos. Contudo, não possui implicação nos parâmetros que definem o meio poroso neste trocador de calor. Dessa forma, os perfis de velocidade são os mesmos independente do tamponamento parcial ou total.

7.4 Desvios do escoamento do gás

A caldeira de recuperação de calor abordada nesta tese é constituída por seis módulos em que cada um deles possui algum ou alguns trocadores de calor. O módulo 1 abrange o superaquecedor de alta pressão 2 e o reaquecedor 2; o módulo 2 abrange o reaquecedor 1 e o superaquecedor de alta pressão 1; o módulo 3 é constituído pelo evaporador de alta pressão e pelo economizador de alta pressão 3; já o módulo 4 é formado pelo superaquecedor de média pressão, pelo superaquecedor de baixa pressão, pelo economizador de alta pressão 2 e pelo evaporador de média pressão; o módulo 5 é constituído pelo economizador de alta pressão 1, pelo economizador de média pressão e pelo evaporador de baixa pressão; e, por último, o módulo 6 é formado apenas pelo economizador de baixa pressão.

Tais trocadores de calor estão separados entre si, no interior de cada módulo, circulando gás exausto entre eles. Cada trocador possui um conjunto de tubos que é posicionado no interior da caldeira. A Figura 75 representa de maneira simplificada como é a estrutura do conjunto de tubos. Nas laterais do conjunto de tubos, há uma fresta estreita, com largura aproximada de 45 cm, em que há passagem livre de gás exausto sem que haja troca térmica com a água. Na parte superior e inferior dos tubos

existem os alçapões, denominados como zonas mortas das caldeiras. Ambos possuem uma altura de, aproximadamente, 1,5m. Nestas regiões estão presentes os coletores de toda a água, de modo que ela circule no interior dos tubos. Os coletores existentes no alçapão superior conectam-se aos tubulões de baixa, média e alta pressões que são localizados na parte externa da caldeira. Nos alçapões superior e inferior existem apenas os coletores e são chamados de zonas mortas da caldeira, pois nessas regiões não circula o gás exausto e, portanto, não há troca térmica. De modo a representar a realidade de operação de uma caldeira, o caso base estudado neste trabalho apresenta porosidade nula tanto no alçapão superior como no inferior, indicando que não há passagem de gás por essas regiões, e apresenta porosidade 1 nas frestas laterais, já que há passagem livre de gás nessas regiões.

Nesta seção do trabalho, no entanto, o objetivo é estudar algumas situações que podem ocorrer devido ao tempo em que a caldeira está ativa, com adaptações na estrutura da caldeira ou mesmo devido a falhas operacionais. As situações que serão vistas nesta seção estão representadas parcialmente na Figura 75 e correspondem aos casos 9 a 13, respectivamente, detalhados no capítulo 5 desta tese. O caso 9, que representa o melhor caso, considera que não há passagem de gás pelas zonas inativas e pelas aberturas laterais; O caso 10 considera uma passagem parcial de gás pelas zonas inativas e passagem livre de gás pelas aberturas laterais; O caso 11 representa o pior caso, considerando que há passagem livre de gás pelas zonas inativas e pelas aberturas laterais; O caso 12 representa uma passagem parcial de gás através das zonas inativas e nenhuma passagem de gás através das aberturas laterais; e, finalmente, o Caso 13, que considera a passagem livre de gás pelas zonas inativas e nenhuma passagem de gás pelas aberturas laterais, ou seja, este caso é o oposto do caso base, pois no caso base não há passagem de gás pelas zonas inativas e somente através de aberturas laterais. É importante mencionar que, em todos esses casos, o núcleo, onde na realidade seriam os tubos, é considerado o meio poroso pelo qual o gás de escape passa. Parâmetros como porosidade e resistência inercial são determinados de acordo com as características da colocação dos tubos em cada trocador de calor.

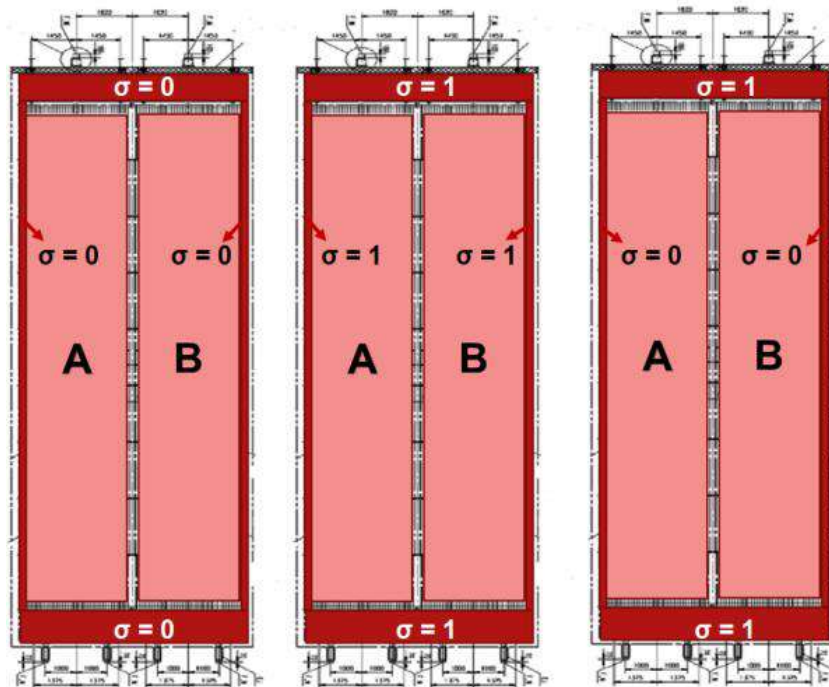


Figura 75: Esquema dos casos 9, 11 e 13 que foram analisados.

Comparando o caso base, em que há passagem de gás pelas aberturas laterais, com o caso de porosidade nula nas zonas inativas e nas aberturas laterais (Caso 9), observa-se que, quando a porosidade nula é imposta em todas essas regiões, restringindo a passagem de gás somente pela região de tubos onde há transferência de calor, há um aumento considerável na eficiência global da caldeira de recuperação. O caso base tem uma eficiência de 86%, enquanto o caso 9 aumenta para 93%, porque, ao maximizar a transferência de calor sem nenhum desvio através das aberturas, a temperatura dos gases de escape diminui na saída da chaminé da caldeira.

Os casos 10 e 12 são intermediários, nos quais há passagem parcial de gás para as aberturas superior e inferior da caldeira. O caso 10 tem uma eficiência de 83%, inferior ao caso base, pois, além da passagem parcial de gás para as áreas inativas, existe uma passagem total pelas laterais da caldeira. O caso 12, por outro lado, tem uma eficiência mais alta que o caso base, 89%, porque, embora permita passagem parcial para as regiões superior e inferior, não possui gás para passar pelas frestas laterais. Isso mostra o quanto a passagem de gás diretamente pelas frestas laterais interfere na eficiência do equipamento.

Os casos 11 e 13 consideram a porosidade máxima nas zonas inativas superior e inferior. O gráfico mostrado na Figura 76 descreve que ambos os casos pioram substancialmente a eficiência da caldeira, o que significa que, se todos os espaços que dão acesso às zonas inativas superior e inferior forem abertos, provavelmente em uma

situação real, a caldeira será desligada automaticamente devido a uma perda de eficiência tão significativa, que é reduzida para 48%. Além disso, como uma grande quantidade de gás de escape é desviada dos trocadores de calor onde a transferência de calor ocorre efetivamente, o gás não é resfriado após a transferência de calor para a água, então o gás deixa a chaminé com uma temperatura muito elevada. Nos dois casos, a temperatura do gás de exaustão na saída da chaminé era igual a 635,20 K, uma temperatura bastante alta. Em uma situação real, provavelmente a caldeira seria desligada automaticamente.

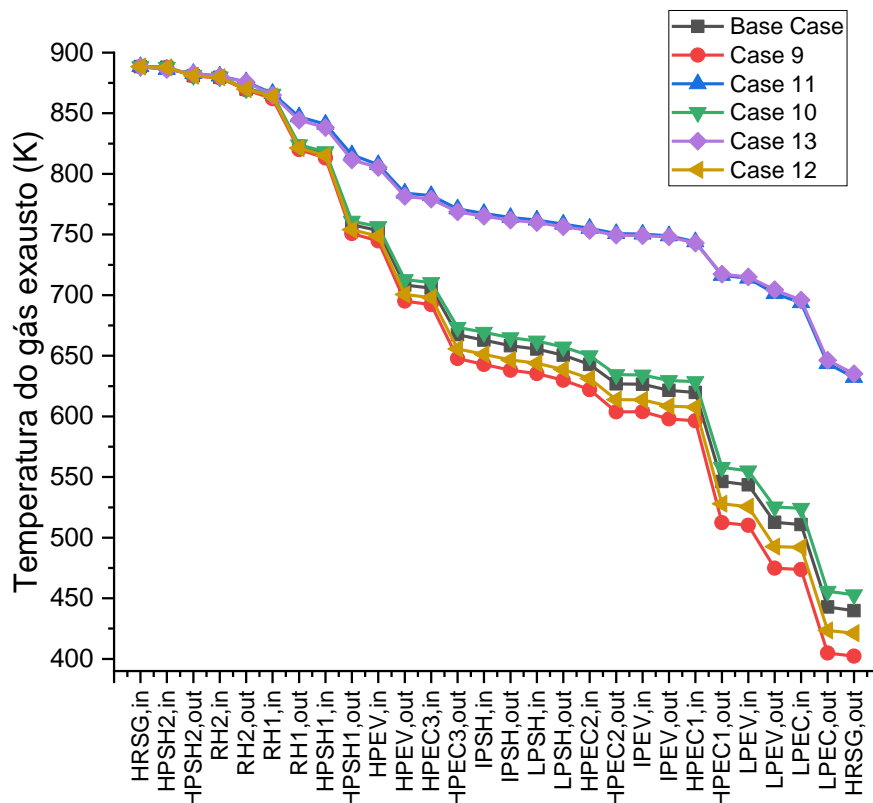


Figura 76: Perfil de temperatura ao longo do comprimento da caldeira para os diferentes casos de passagem de gás por fresta.

Em relação aos perfis de pressão, nota-se que quando toda a vazão de gás exaustão passa através do meio poroso (caso 9), sem desvios para frestas laterais ou alçapões, a queda de pressão é ainda maior ($\Delta P = 1,06 \text{ kPa}$) do que em relação ao caso base ($\Delta P = 0,65 \text{ kPa}$). Já nos outros dois casos em que há desvio do gás exaustão para os alçapões superior e inferior, como apenas uma parte do gás atravessa o meio poroso, não há significativa queda de pressão ao longo do comprimento da caldeira, sendo igual a $\Delta P = 0,19 \text{ kPa}$.

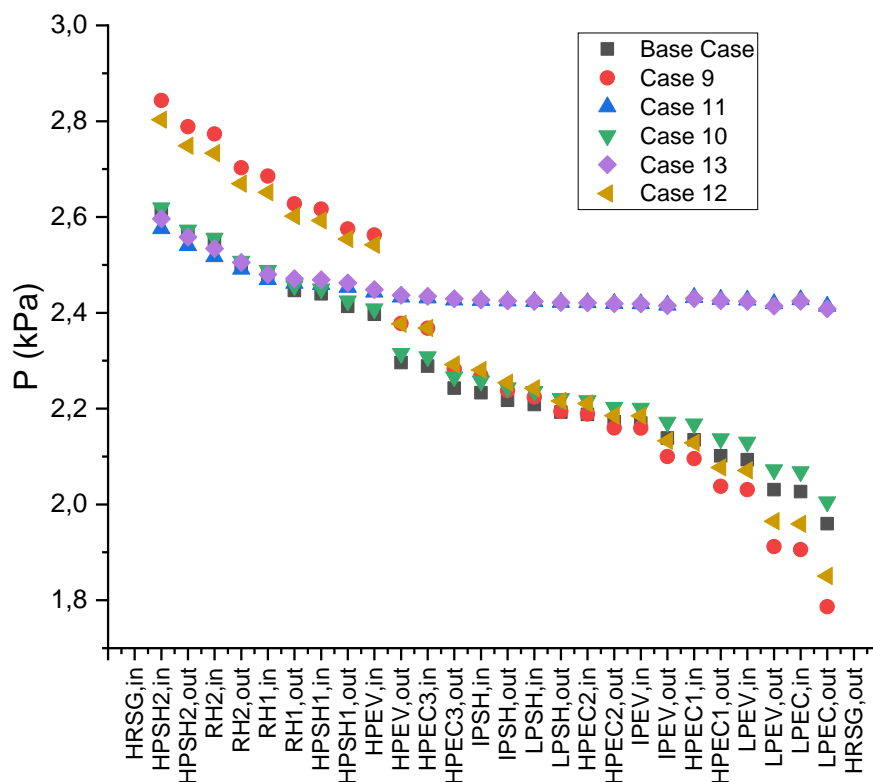


Figura 77: Perfil de pressão ao longo do comprimento da caldeira para os diferentes casos de passagem de gás por fresta.

Observando a Figura 78, os perfis de velocidade estão em consonância com os perfis de pressão mostrados na Figura 77. Para o caso em que todo o gás passa através do meio poroso que representa os feixes de tubos (caso 9), a velocidade atinge valores menores que o caso base, pois no caso base o escoamento do gás ocorre de maneira direta pelas frestas laterais. Nos outros dois casos (casos 10 e 11), por haver o desvio de parte do gás exausto para os alçapões, o gás não encontra resistência e a velocidade do gás no interior da caldeira é significativamente maior do que nos outros casos.

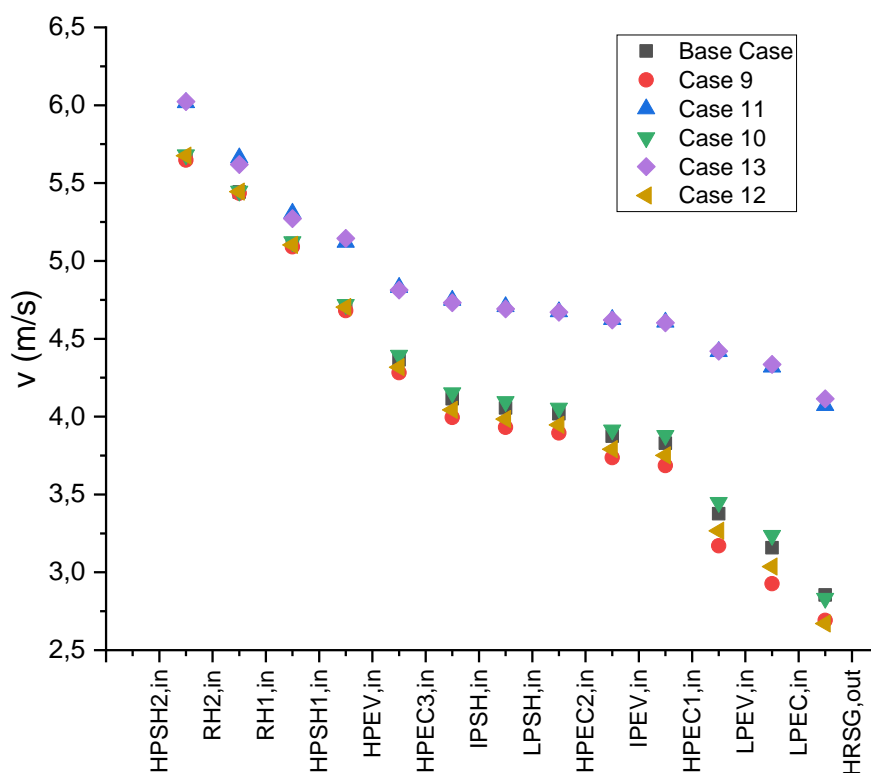
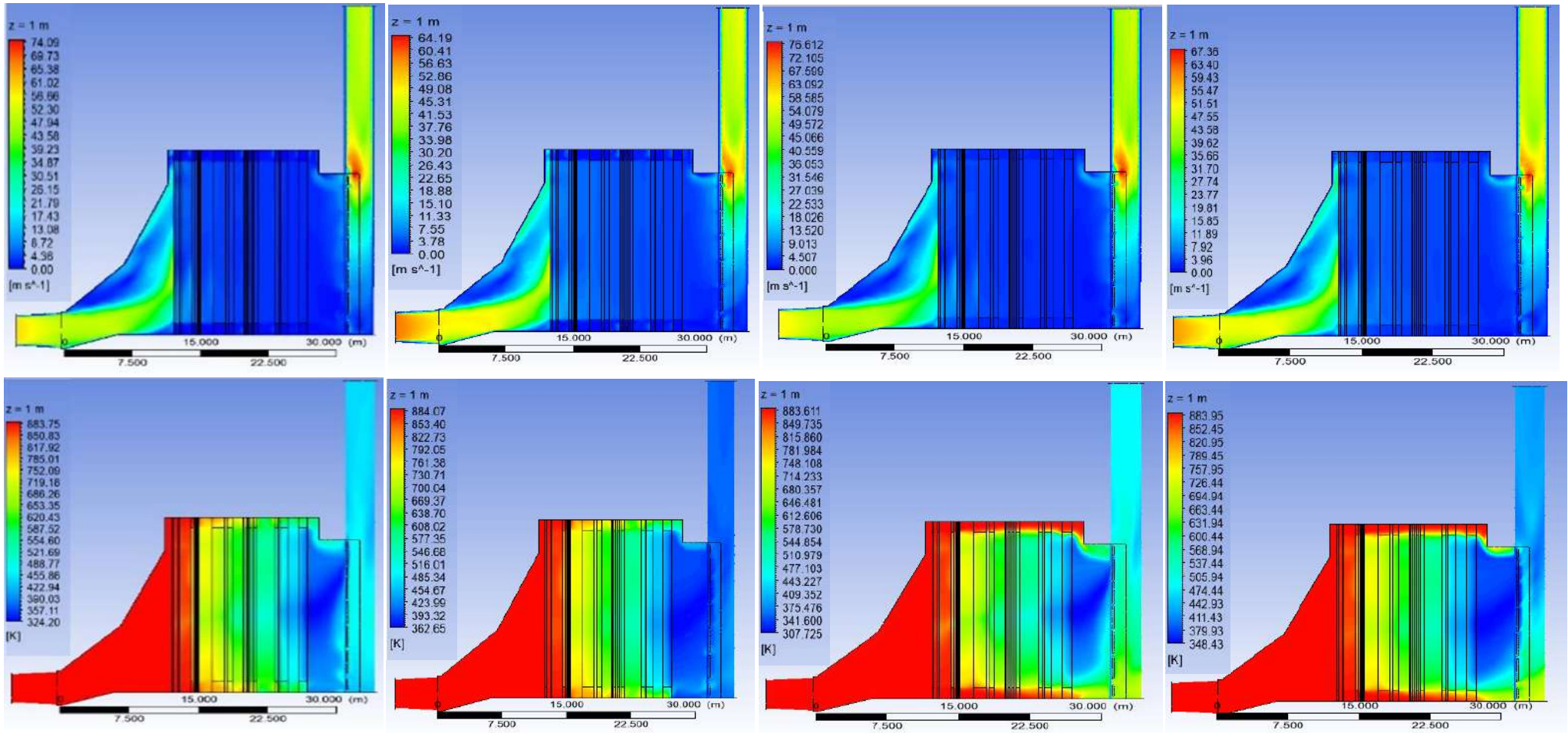


Figura 78: Perfil de velocidade ao longo do comprimento da caldeira para os diferentes casos de passagem de gás por fresta.

Analisando os perfis axiais mostrados na Figura 79 e os perfis transversais mostrados nas Figuras de 80 a 84, notamos a semelhança entre o Caso Base e o Caso 9, pois em ambos não há passagem de gás para as aberturas superior e inferior. O que difere é que o Caso 9 não possui gás passando pelas laterais, promovendo melhor uso do gás e obtendo um perfil de temperatura mais uniforme e com temperaturas mais baixas após o economizador de baixa pressão. Nos casos 10 e 12, no entanto, a passagem de gás para as regiões dos coletores (zonas inativas da caldeira) é clara, principalmente quando observados os perfis axiais de temperatura. O gás em alta temperatura, sem troca de calor com a água, tem sua trajetória desviada para as aberturas superior e inferior. Após o economizador de baixa pressão, nota-se que no caso 12 o perfil de temperatura é uniforme, apresentando temperaturas mais baixas, o que indica o melhor aproveitamento do gás, que trocou mais calor com a água nesse caso, uma vez que não há gás passando pelas frestas laterais.



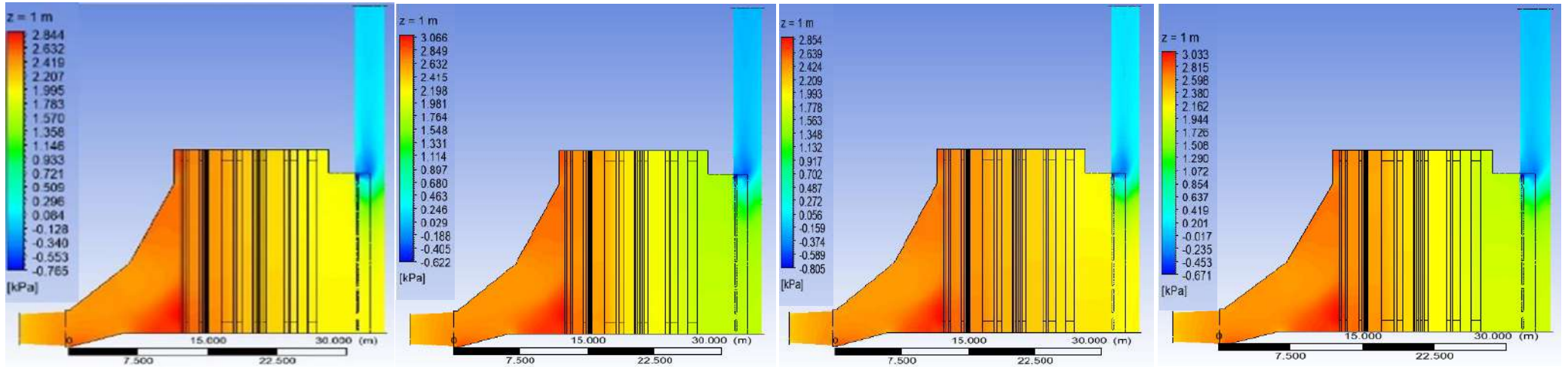


Figura 79: Perfis axiais de temperatura, pressão e velocidade, comparando-se o caso base (primeira coluna) e os casos 9, 10 e 12, respectivamente.

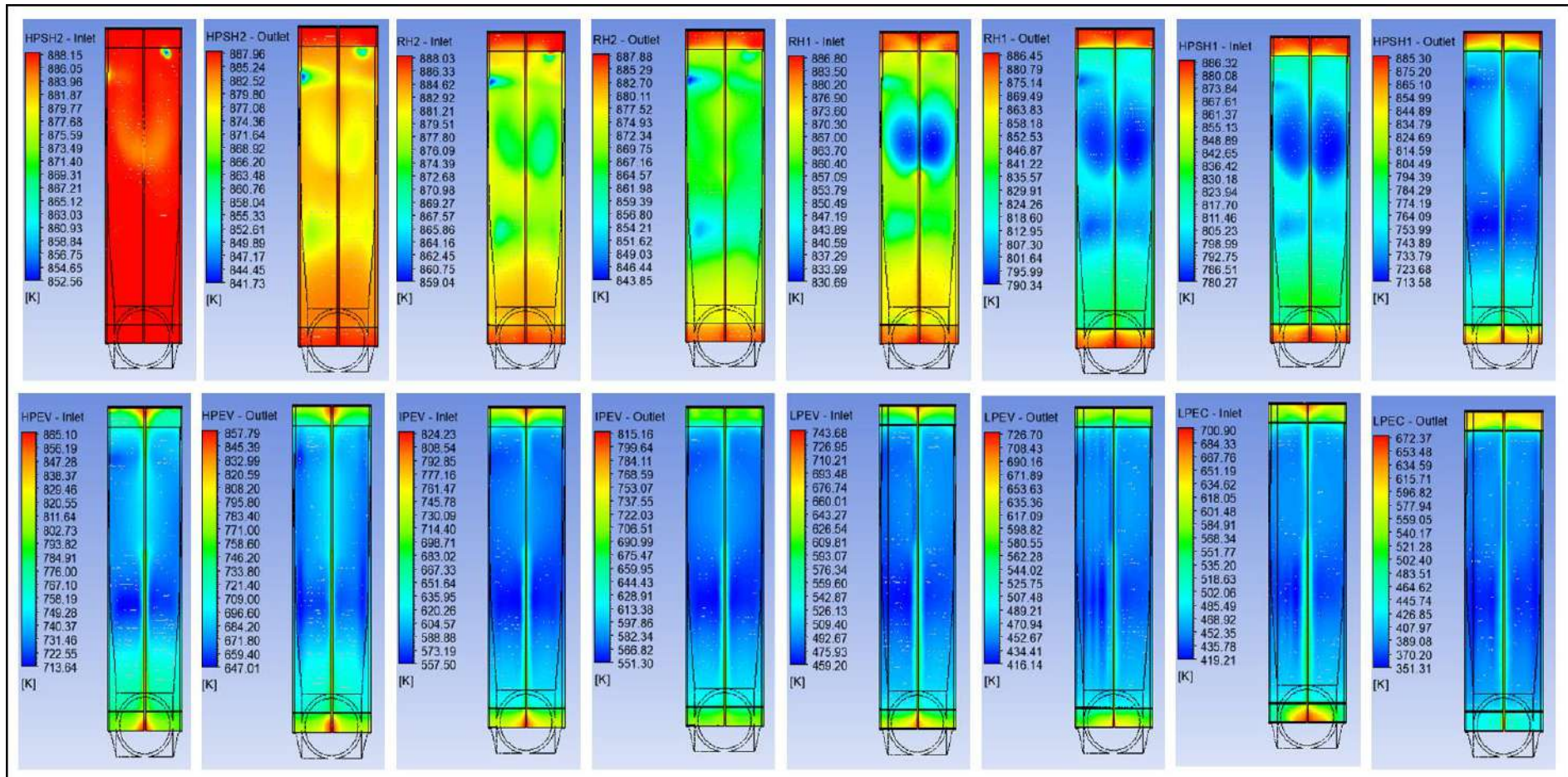


Figura 80: Perfis transversais de temperatura para o caso 9.

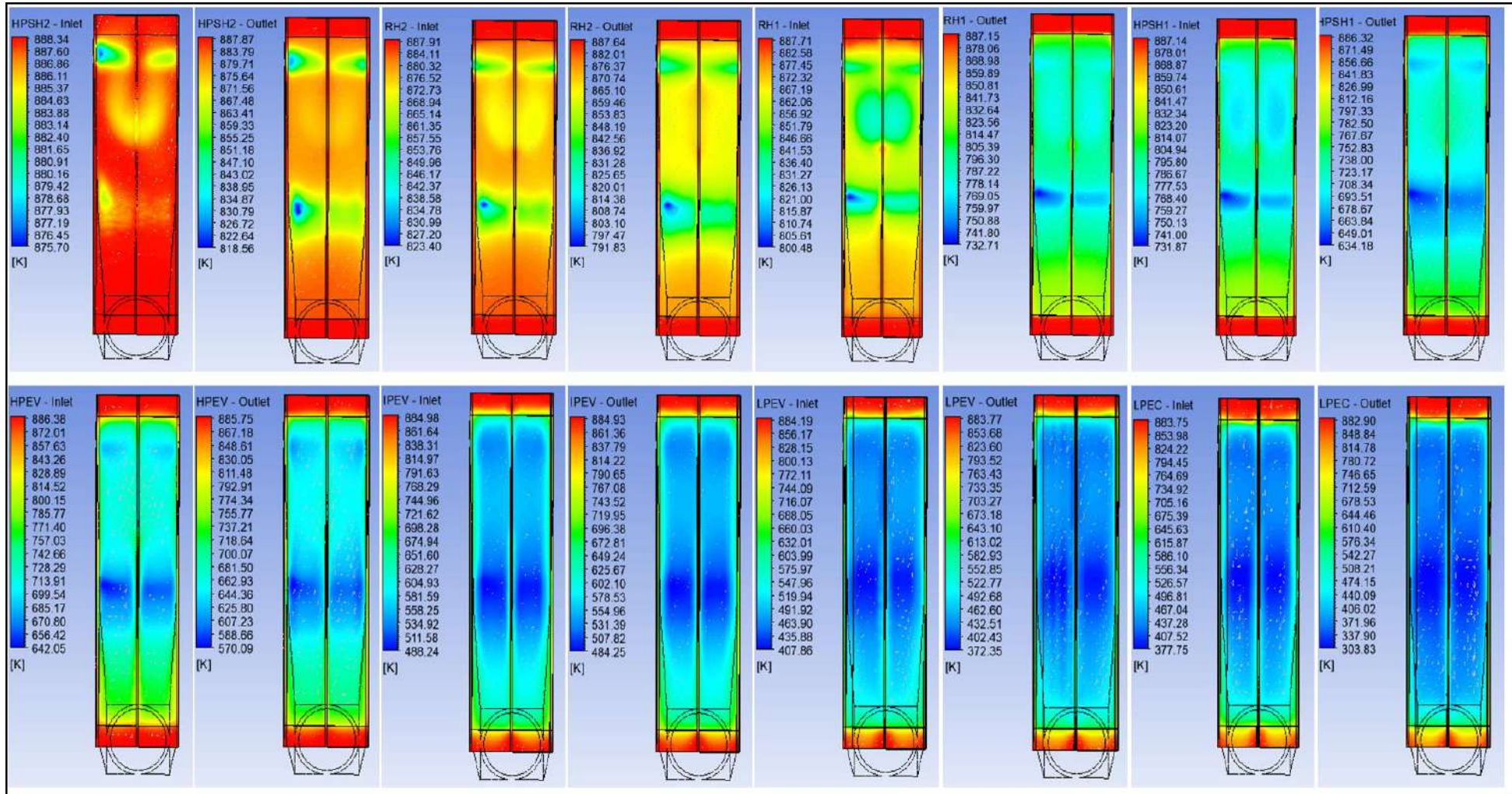


Figura 81: Perfis transversais de temperatura caso 10.

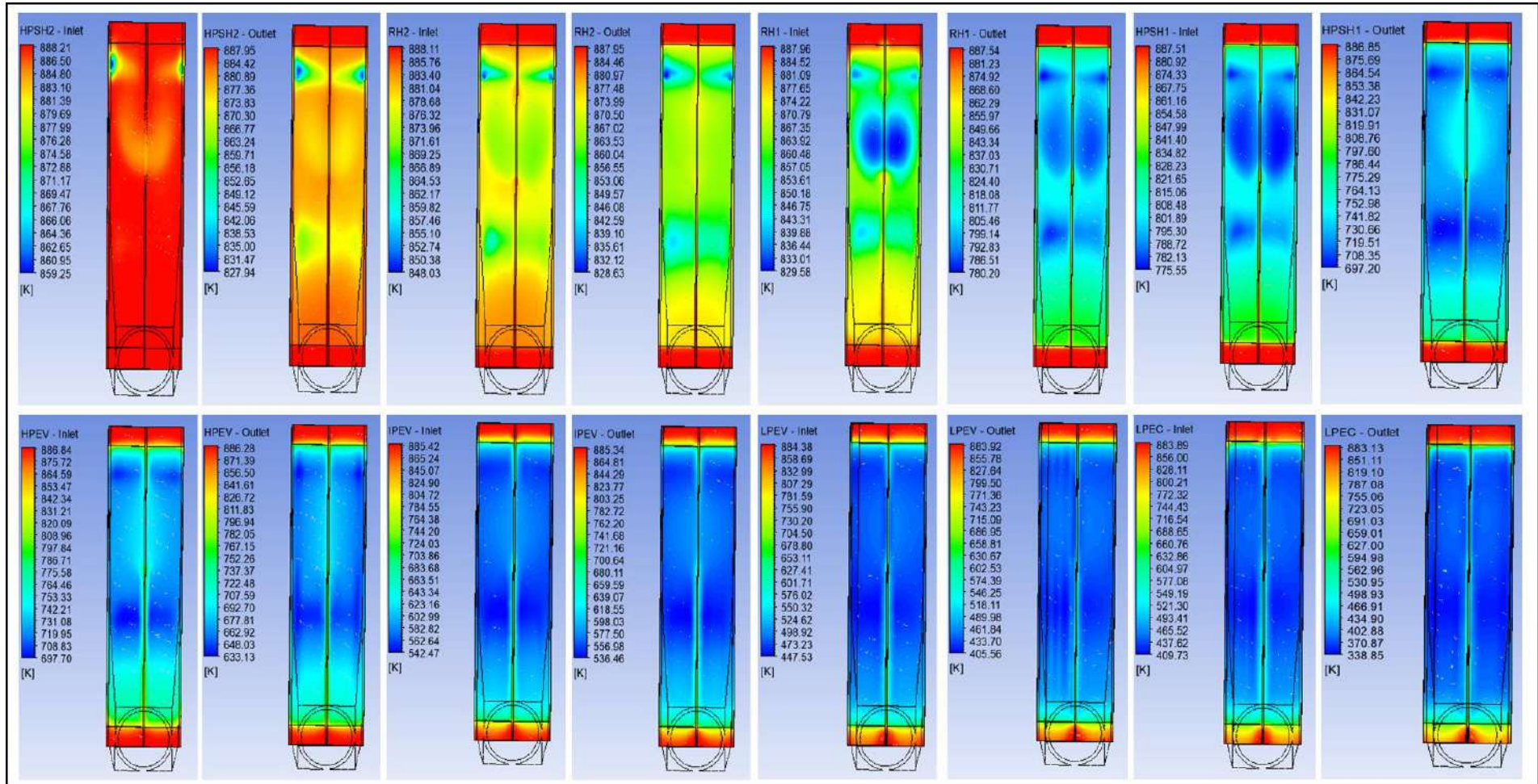


Figura 82: Perfis transversais de temperatura caso 12.

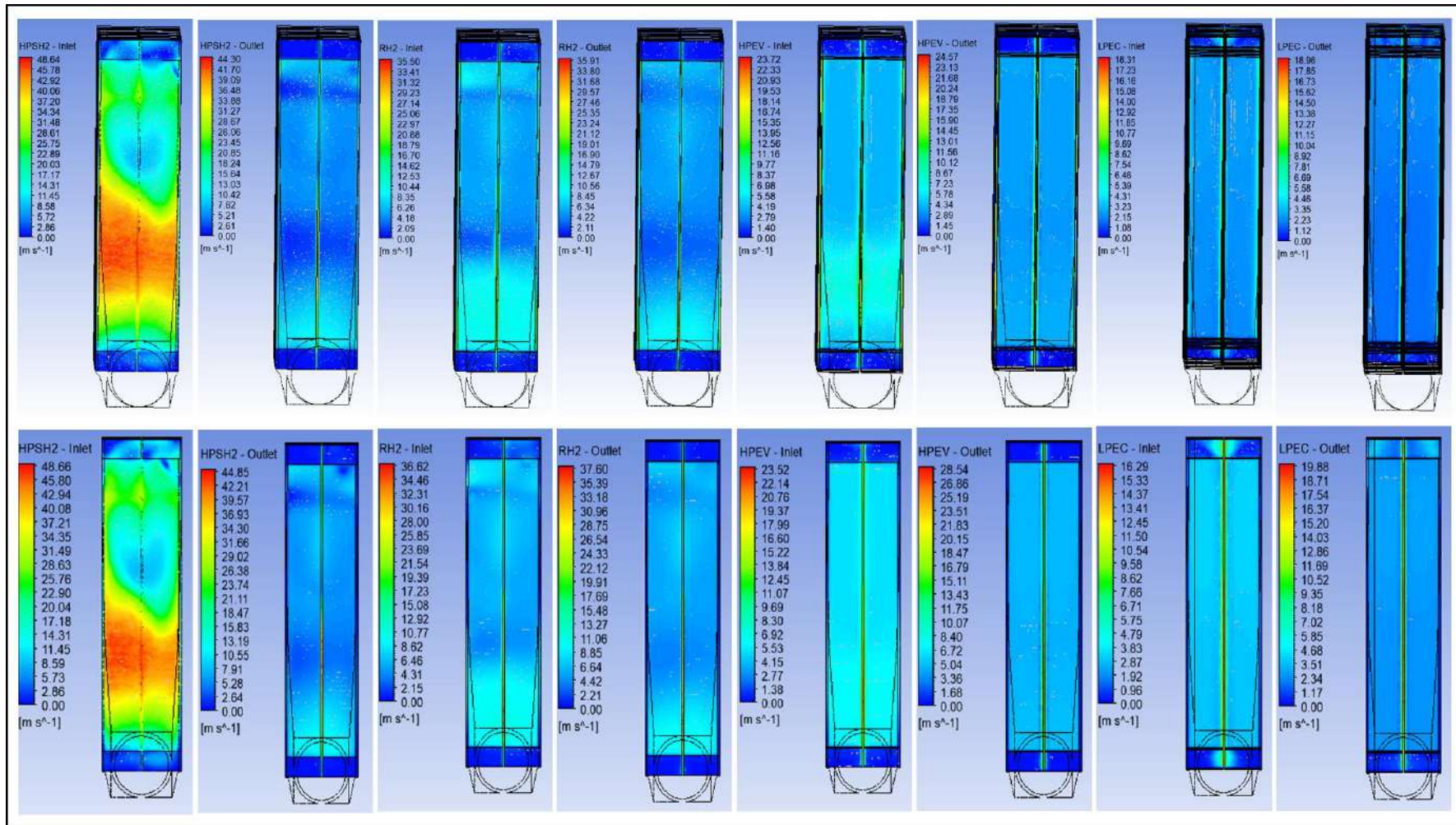


Figura 83: Perfis transversais de velocidade caso Base e caso 9.

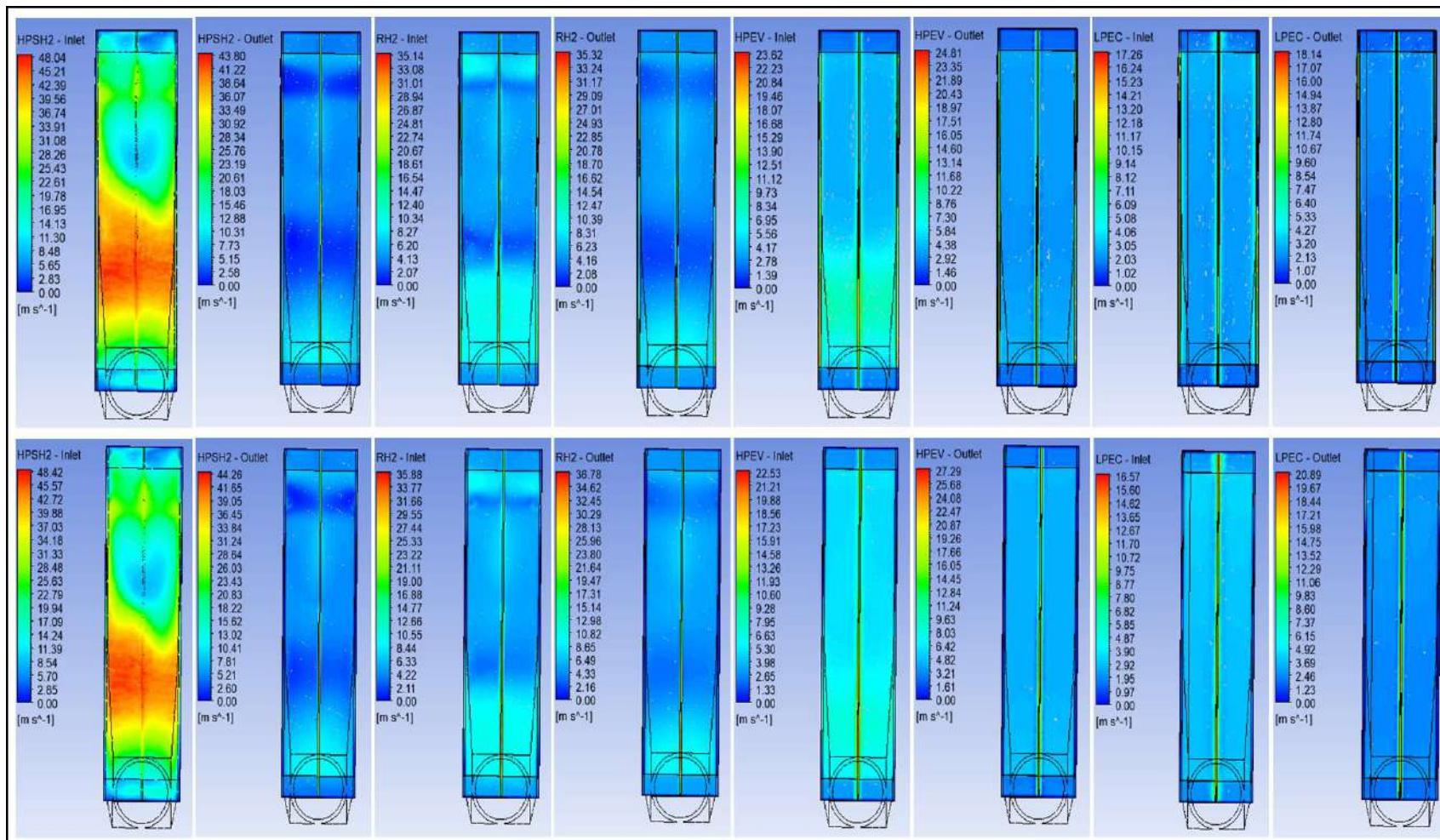


Figura 84: Perfis transversais de velocidade caso 10 e caso 12.

Na Figura 79, pode-se claramente notar a diferença nos perfis axiais de temperatura. As duas primeiras colunas correspondem ao caso base e ao caso 9. Os perfis são muito semelhantes, tendo em vista que em ambos os casos não há desvio do escoamento do gás para os alçapões superior e inferior. Nota-se que nestes dois perfis, a temperatura é transferida para a região dos alçapões por difusão e acompanha a variação de temperatura do gás à medida que atravessa os módulos dos trocadores de calor. O caso 9, contudo, apresenta temperatura mais uniforme na região após o último trocador de calor (economizador de baixa pressão) e na região da chaminé. Já os casos 10 e 12 representam o desvio parcial do gás, tanto nos alçapões superiores como nos inferiores e, portanto, pode-se observar pelos perfis que a temperatura do gás nessas regiões é muito elevada, sendo muito próxima à temperatura de alimentação do gás na caldeira. Já em relação aos perfis de pressão, as quedas de pressão são próximas para todos os casos representados na figura, variando de 3,6 a 3,7 kPa. Ou seja, o desvio do gás para os alçapões e para as frestas laterais não provocou variação significativa nos perfis de pressão e na queda de pressão.

Os perfis transversais de temperatura referentes ao caso 9, mostrados na Figura 80, mostram que não há passagem de gás pelos alçapões nem pelas frestas laterais, ou seja, todo gás exausto troca calor com a água e escoar através da região porosa dos trocadores de calor. A transferência de calor por difusão justifica as temperaturas apresentadas nos alçapões e frestas. Já as Figuras 81 e 82 mostram os perfis transversais de temperatura para os casos 10 e 12. Em ambos os casos, há desvio parcial do gás para os alçapões, tanto superior como inferior. Dessa forma, os perfis nestas regiões são semelhantes para estes dois casos, sendo vista pelos perfis a presença de gás a altas temperaturas, maiores que nos casos base e 9. No caso 12, não há passagem de gás pelas frestas laterais, direcionando uma maior massa de gás pelo núcleo dos trocadores de calor. Com isso, pode-se notar temperaturas mais elevadas no núcleo do trocador de calor para o caso 12 em comparação com o caso 10 (em que há desvio de gás pelas frestas laterais).

Pelos perfis transversais de velocidade mostrados nas Figuras 83 e 84, nota-se que as regiões dos alçapões superiores e inferiores para o caso base e para o caso 9 apresentam velocidade nula, visto que não há desvio do gás para estas regiões, pois são regiões com porosidade nula. Já para os casos 10 e 12, onde há passagem parcial de gás para estas regiões, nota-se que a velocidade nessas regiões é diferente de zero e varia conforme o escoamento ao longo do comprimento da caldeira.

É importante ressaltar que os perfis axiais e transversais só puderam ser obtidos a partir das simulações tridimensionais da caldeira, permitindo, assim, a análise da

operação da caldeira em diferentes cenários, sendo mais próxima da realidade, e um estudo mais detalhado do comportamento do gás exausto no interior da caldeira de recuperação, tanto em relação ao escoamento como em relação à troca térmica.

8 CONCLUSÕES

Este trabalho investigou através de CFD a operação fora do projeto de um gerador de vapor industrial típico de recuperação de calor. Casos ilustrando situações anormais que podem ocorrer enquanto o equipamento está trabalhando ativamente foram elaborados. Os resultados foram pré-configurados e discutidos e as conclusões a seguir.

Variação de carga - casos base, 1 e 2

- O caso base, que é caracterizado por uma vazão de gás exausto igual a 432,42 kg/s, possui uma eficiência de 86%. Quando houve a redução dessa vazão (caso 1), para uma taxa de calor, vazão e temperatura de fluido auxiliar especificados, houve redução da eficiência da caldeira para 71%, devido a menor quantidade de gás para troca de calor com a água.

- Quando há o aumento da vazão de gás para 648,63 kg/s, a eficiência global da caldeira também reduz para 77%. Como a massa de gás aumenta, mas as especificações de vazão para a água continuam as mesmas, parte do gás não troca calor, aumentando a temperatura do gás na saída da chaminé da caldeira e, conseqüentemente, há uma redução na eficiência global do equipamento.

Incrustação nos evaporadores – casos base, 3 e 4

- Nos casos de incrustação-20% (Caso 3) e de incrustação-50% (Caso 4) nos evaporadores de alta, média e baixa pressões, não houve impacto significativo na eficiência global da caldeira. Contudo, as eficiências de cada um desses trocadores reduziram substancialmente, especialmente no caso dos evaporadores de alta e baixa pressões. Em relação ao caso base, a eficiência do evaporador de alta pressão apresentou uma queda na eficiência de 7,3% para incrustação-20% (Caso 3), e de 18,8% para incrustação-50% (Caso 4). Já o evaporador de baixa pressão apresentou redução de 34,6% e de 26,6%, respectivamente. A incrustação também promoveu consideráveis diminuições para o coeficiente global de transferência de calor, como esperado.

- Em relação aos perfis de pressão, eles sofreram um aumento ao longo de todo o comprimento da caldeira de, aproximadamente, 0,02 kPa para incrustação-20% e de 0,05 kPa para incrustação- 50%. Em relação às quedas de pressão ao longo do comprimento da caldeira, os dois casos com incrustação incrementaram o valor da queda de pressão ao longo da caldeira em 0,01 kPa.

Tamponamento de tubos - casos base, 5, 6, 7 e 8

- Com o evaporador de baixa pressão tamponado parcialmente, a eficiência global da caldeira cai para 84%, e quando é tamponado totalmente, a eficiência cai para, aproximadamente, 83%. Já o tamponamento do economizador de baixa pressão acarreta a diminuição ainda maior da eficiência, sendo 80% para o tamponamento parcial e 73% para o tamponamento total.

- A diferença da pressão para o caso base e o caso de tamponamento parcial do evaporador de baixa pressão é de 0,03 kPa. Já em relação ao tamponamento total do evaporador de baixa pressão aumenta para 0,07 kPa. Os valores de pressão para o economizador parcial e totalmente tamponado aumentam para 0,12 kPa e 0,27 kPa, respectivamente. Já a queda de pressão ao longo de todo o comprimento da caldeira manteve-se praticamente constante em 0,66 kPa.

Desvios no escoamento do gás – casos 9 a 13

- Comparando-se o caso base e o caso com porosidade nula tanto nos alçapões como nas frestas laterais (Caso 9), há um aumento considerável da eficiência global da caldeira de recuperação, passando de 86% para 93%. Isso ocorre porque sem desvios no escoamento do gás, maximiza-se a troca térmica, havendo redução na temperatura do gás exausto na saída da chaminé da caldeira.

- Os casos 11 e 13, que consideram porosidade máxima nos alçapões superior e inferior, pioram substancialmente a eficiência da caldeira, que é reduzida para 48%. Além disso, como uma grande quantidade de gás exausto é desviada dos trocadores de calor onde efetivamente ocorre a troca térmica, a temperatura do gás exausto na saída da chaminé é muito elevada, o que na prática ocasionaria o desligamento automático da caldeira.

Como possíveis desdobramentos deste trabalho, seria importante avaliar estas condições fora de projeto para simulações transientes, considerando-se partida a frio, morna e quente da caldeira. Além disso, seria relevante estudar estes casos, considerando-se caldeira com queima suplementar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACIR, A.; BILGINSOY, A. K.; COSKUN, H. "Investigation of varying dead state temperatures on energy and exergy efficiencies in thermal power plant", **Journal of the Energy Institute**, v. 85, pp. 14 – 21, 2012.
- AGUILAR, F. J. E.; QUINTERO, R. R.; TRUJILLO, E. C.; GARCÍA, M.T. "Analysis of regulation methods of a combined heat and power plant based on gas turbines", **Energy**, v. 72, pp. 574 – 589, 2014.
- ALMUTAIRI, A.; PILIDIS, P.; MUTAWA, N. A. "Energetic and exergetic analysis of combined cycle power plant: part-1 Operation and Performance", **Energies**, v. 8, pp. 14118 – 14135, 2015.
- ALOBAID, F.; STRÖHLE, J.; EPPLE, B.; KIM, H. G. "Dynamic simulation of a supercritical once-through heat recovery steam generator during load changes and start-up procedures", **Applied Energy**, v. 86, pp. 1274 – 1282, 2009.
- ALOBAID, F.; PFEIFFER, S.; EPPLE, B.; SEON, C. Y.; KIM, H. G. "Fast start-up analyses for Benson heat recovery steam generator", **Energy**, v. 46, pp. 295 – 309, 2012.
- ALOBAID, F.; KARNER, K.; BELZ, J.; EPPLE, B.; KIM, H. G. "Numerical and experimental study of a heat recovery steam generator during start-up procedure", **Energy**, v. 64, pp. 1057 – 1070, 2014.
- ANSYS, Inc. (2011) ANSYS FLUENT theory Guide, Canonsburg, PA.
- ASME (2009) Standard for verification and validation in computational fluid dynamics and heat transfer. ASME V V 20 – 2009 (R2016)
- ATA, A. B.; ALOBAID, F.; HEINZE, C.; ALMOSLH, A.; SANFELIU, A.; EPPLE, B. Comparison and validation of three process simulation programs during warm start-up procedure of a combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management*. v. 207, 2020.

- BARROS, J. P. V. **Modelação de caldeira de condensação**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, 2012.
- BASSILY, A. M. “Modeling, analysis, and modifications of different GT cooling techniques for modern commercial combined cycle power plants with reducing the irreversibility of the HRSG”, **Applied Thermal Engineering**, v. 53, pp. 131 – 146, 2013.
- BASU, P.; KEFA, C.; JESTIN, L. **Boilers and Burners – Design and Theory**. New York: Springer, 2000.
- BENATO, A.; STOPPATO, A.; MIRANDOLA, A. “Dynamic behavior analysis of a three pressure level heat recovery steam generator during transient operation”, **Energy**, v. 90, pp. 1595 – 1605, 2015.
- BRASIL, N. I. **Introdução à Engenharia Química**. 2ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004.
- CAMPOS, R. H. **Simulação numérica do escoamento e perda de carga em permutadores de calor casco e tubo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2007.
- CARVALHO, M. G.; COELHO, P. J. “Numerical prediction of an oil-fired water tube boiler”, **Engineering Computations**, v. 7, pp. 227 – 234, 1990.
- CHOI, S. M.; MOON, H.; KIM, S. H.; PARK, J. S.; CHO, H. H. “The effects of thermal spreaders on reducing thermal cracks in heat recovery steam generators”, **Applied Thermal Engineering**, v. 108, pp. 1251 – 1260, 2016.
- CHU, S. X.; LIU, L. H. “Entropy generation analysis of two-dimensional high – temperature confines jet”, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, pp. 998 – 1006, 2009.

COELHO, P. J.; NOVO, P. A.; CARVALHO, M. G. “Modelling of a Utility Boiler Using Parallel Computing”, **The Journal of Supercomputing**, v. 13, pp. 211 – 232, 1999.

COELHO, P. J. “Mathematical modeling of the convection chamber of a utility boiler – An application”, **Numerical Heat Transfer. Part A: Applications**, v. 36, pp. 411 – 428, 1999.

COELHO, P. J.; CARVALHO, M. G. “Evaluation of a three-dimensional mathematical model of a power station boiler”, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 118, pp. 887 – 895, 1996.

DUARTE, R.; FERREIRA, S.; BARBOSA, R. “Simulation of a heat recovery steam generator operating in a combined cycle plant”, Em: **Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition GT2013-94239**. San Antonio, Texas, USA. 2013.

DUMONT, M. N.; HEYEN, G. “Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator”, **Computers and Chemical Engineering**, v. 28, pp. 651 – 660, 2004.

Eficiência Energética no Uso de Vapor. Apostila. Rio de Janeiro: Eletrobras, 2005.

ESFAHANI, P. S.; GHAFARI, A.; AHMADI, P. “Thermodynamic modeling based optimization for thermal systems in heat recovery steam generator during cold start-up operation”. **Applied Thermal Engineering**, v. 69, pp. 286 – 296, 2014.

ESFAHANI, P. S.; SIYAHPOSH, E. H.; AVVAL, M. S.; GHAFARI, A.; NEJAD, F. B. “Cold start-up condition model for heat recovery steam generators”. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, pp. 502 – 512, 2014.

FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos**. 2ed. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2012.

FREITAS, B. C. G. R. **Desenvolvimento e aplicação de modelo de transferência de calor a caldeira de recuperação de ciclo combinado**. Dissertação (Mestrado

em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, 2007.

GE, J.; TIAN, W.; QIU, S.; SU, G.H. “CFD simulation of secondary side fluid flow and heat transfer of the passive residual heat removal heat exchanger”, **Nuclear Engineering and Design**, v. 337, pp. 27 – 37, 2018.

GÓMEZ, A.; FUEYO, N.; DÍEZ, L. I. “Modelling and simulation of fluid flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler”, **Applied Thermal Engineering**, v. 28, pp. 532 – 546, 2008.

HANAFIZADEH, P.; FALAHATKAR, S.; AHMADI, P.; SIAHKALROUDI, M. M. “A novel method for inlet duct geometry improvement of heat recovery steam generators”, **Applied Thermal Engineering**, v. 89, pp. 125 – 133, 2015.

HANAFIZADEH, P.; SIAHKALROUDI, M. M.; AHMADI, P. “Experimental and numerical investigation of optimum design of semi industrial heat recovery steam generator inlet duct”, **Applied Thermal Engineering**, v. 104, pp. 375 – 385, 2016.

HANGZHOU Boiler Group CO., LTD. (2013) HRSG – operation & maintenance manual, China.

HOVI, V. **Calculations of boiling two-phase flow using a porous media model**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - VTT Technical Research Centre of Finland, Lappeenranta University of Technology, Finland, 2008.

KARUPPA, T.; GANNE, S. “Shell side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effects of baffle inclination angle on fluid flow using CFD”, **Thermal Science**, v. 16, pp. 1165 – 1174, 2012.

KAYS, V. M., London AL (1984). Compact heat exchangers, 3rd edn. McGraw-Hill, New York.

KHOSHHAL, A.; RAHIMI, M.; GHAHRAMANI, A.; ALSAIRAFI, A. A. “Computational fluid dynamics modeling of high temperature air combustion in an heat recovery

- steam generator boiler”, **Korean Journal Chemical Engineering**, v. 28, pp. 1181 – 1187, 2011.
- KIM, H.; CHOI, S. “A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 32, pp. 786 – 796, 2005.
- KUMKALE, P.; SONAWANE, C. R. “Numerical analysis of flow through a superheater for enhancement in heat transfer characteristics”, **JETIR – Journal of Emerging Technologies and Innovative Research**, v. 1, pp. 157 – 163, 2014.
- LI, D.; HU, Y.; LI, D.; WANG, J. Combined-cycle gas turbine power plant integration with cascaded latent heat thermal storage for fast dynamic responses. *Energy Conversion and Management*. v. 183, pp. 1-13, 2019.
- LI, Y.; ZHANG, G.; WANG, L.; YANG, Y. Part-load performance analysis of a combined cycle with intermediate recuperated gas turbine. *Energy Conversion and Management*. v. 205, 2020.
- LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. 1ed., v.2. São Paulo: Editora Interciência, 2004.
- LOU, X.; ZHANG, Q.; WU, B.; ZHOU, C.Q.; HEIM, J.E. “Development of a virtual power plant boiler for training”. Em: **Proceedings of the ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference HT2012-58426**. Rio Grande, Porto Rico, Julho. 2012.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2ed. LTC Editora, 2004.
- MANASSALDI, J. I.; ARIAS, A. M.; SCENNA, N. J.; MUSSATI, M. C.; MUSSATI, S. F. “A discrete and continuous mathematical model for the optimal synthesis and design of dual pressure heat recovery steam generators coupled to two steam turbines”, **Energy**, v. 103, pp. 807 – 823, 2016.

- MERTENS, N.; ALOBAID, F.; STARKLOFF, R.; EPPLE, B., KIM, H. G. “Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up”, **Applied Energy**, v. 144, pp. 250 – 260, 2015.
- MERTENS, N.; ALOBAID, F.; LANZ, T.; EPPLE, B; KIM, H. G. “Dynamic simulation of a triple-pressure combined-cycle plant: Hot start-up and shutdown”, **Fuel**, v. 167, pp. 135 – 148, 2016.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 6ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 2008.
- NAKAYAMA, A. “A Porous Media Approach for Complex Heat and Fluid Flow System”. [S.d.: s.n.].
- NILSON RIBEIRO LEITE; RENATO DE ABREU MILITÃO. **Tipos e Aplicações de Caldeiras**. Notas de Aula. Rio de Janeiro: PROMINP – Engenheiro de Suprimentos, [2008].
- OLIVEIRA, A. C. G. **Modelação Térmica e Hidrodinâmica de Escoamentos em Permutadores de Calor**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Minho, Escola de Engenharia, 2012.
- ORTIZ, F. J. G. “Modeling of fire-tube boilers”, **Applied Thermal Engineering**, v. 31, pp. 3463 – 3478, 2011.
- OZDEN, E.; TARI, I. “Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger”, **Energy Conversion and Management**, v. 51, pp. 1004 – 1014, 2010.
- PETRAKOPOULOU, F.; TSATSARONIS, G.; MOROSUK, T; CARASSAI, A. “Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant”, **Energy**, v. 41, pp. 146 – 152, 2012.
- PINTO, R. G. D. **Simulação de uma caldeira de recuperação de calor em uma usina de ciclo combinado**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – PUC/RJ, Rio de Janeiro, 2012.

- RAD, S. E.; AFSHIN, H.; FARHANIEH, B. "Heat transfer enhancement in shell-and-tube heat exchangers using porous media", **Heat transfer engineering**, v. 36, pp. 262 – 277, 2015.
- RAHMANI, A.; BOUCHAMI, T.; BÉLAÏD, S.; SALAH, A. B.; BOULHEOUCHAT, M. H. "Assessment of boiler tubes overheating mechanisms during a postulated loss of feedwater accident", **Applied Thermal Engineering**, v. 29, pp. 501 – 508, 2009.
- REDDY, B. V.; RAMKIRAN, G.; KUMAR, K. A.; NAG, P. K. "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator", **International Journal of heat and mass transfer**, v. 45, pp. 1807 – 1814, 2002.
- SABIA, G.; HEINZE, C.; ALOBAID, F.; MARTELLI, E.; EPPLE, B. ASPEN dynamics simulation for combined cycle power plant – Validation with hot start-up measurement. *Energy*. v. 187, 2019.
- SASTRE, F.; VALEIJE, A.; MARTIN, E.; VELAZQUEZ, A. "Experimental and numerical study on the flow topology of finned heat sinks with tip clearance", *International Journal of Thermal Sciences*, v. 132, pp. 146 – 160, 2018.
- SEDIC, A.; KATULIC, S.; PAVKOVIC, D. "Dynamic model of a natural water circulation boiler suitable for on-line monitoring of fossil/alternative fuel plants", **Energy Conversion and Management**, v. 87, pp. 1248 – 1260, 2014.
- SHARMA, A.; SHARMA, M.; SHUKLA, A. K.; NEGI, N. Evaluation of heat recovery steam generator for gas/steam combined cycle power plants. *Advances in Fluid and Thermal Engineering*. Pp. 189 – 200, 2019.
- SILVA, A. M. S.; BALESTIERI, J. A. P.; FILHO, P. M. "Um modelo computacional para análise de ciclos combinados para projetos de sistemas de cogeração", Universidade Estadual Paulista (UNESP)
- SINGH, H. "Thermal-Structural analysis of High Pressure Superheater 1 of a Heat Recovery Steam Generator", **Master Engineering Science**, Arizona State University, 2012.

- SIQUEIRA, D. A. **Aplicação da fluidodinâmica computacional na avaliação dos efeitos associados à ruptura de tubo de trocador de calor**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2014.
- SMITH, J. M.; NESS, H. C. V.; ABBOTT, M. M. **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química**. 7ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2013.
- TALER, J.; ZIMA, W.; OCLON, P.; GRADZIEL, S.; TALER, D.; CEBULA, A.; JAREMKIEWICZ, M.; KORZEN, A.; CISEK, P.; KACZMARSKI, K.; MAJEWSKI, K. Mathematical model of a supercritical power boiler for simulating rapid changes in boiler thermal loading. *Energy*. v. 175, pp. 580-592, 2019.
- TOLMASQUIM, M. T. **Geração de Energia Elétrica no Brasil**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2005.
- TORRESI, M.; SAPONARO, A.; CAMPOREALE, S. M.; FORTUNATO, B. “CFD Analysis of the flow through tube banks of HRSG”. Em: **Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT2008**. Berlin, Germany. 2008.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. Longman scientific & Technical, 1995.
- VYTLA, V.V.S.K. **CFD Modeling of Heat Recovery Steam Generator and its Components Using Fluent**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - University of Kentucky, 2005.
- XU, H.J.; XING, Z.B.; WANG, F. Q; CHENG, Z.M. “Review on heat conduction, heat convection, thermal radiation and phase change heat transfer of nanofluids in porous media: Fundamentals and applications”, **Chemical Engineering Science**, v. 195, pp. 462 – 483, 2019.
- ZÃO, I. R. T. **Análise Computacional das Correntes de Tinker**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2014.

- ZEBIAN, H.; MITSOS, A. "A split concept for HRSG (heat recovery steam generators) with simultaneous area reduction and performance improvement", **Energy**, v. 71, pp. 421 – 431, 2014.
- ZHANG, G.; ZHENG, J.; YANG, Y.; LIU, W. Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas-steam combined cycle under off-design condition. *Energy Conversion and Management*. v. 122, pp. 372 – 385, 2016.
- ZIMA, W. Simulation of rapid increase in the steam mass flow rate at a supercritical power boiler outlet. *Energy*. v. 173, pp. 995-1005, 2019.
- YANG, J.; MAA, L.; BOCK, J.; JACOBI, A. M.; LIU, W. "A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation", **Applied Thermal Engineering**, v. 65, pp. 369 – 383, 2014.