



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SÍLVIO APARECIDO VERDÉRIO JÚNIOR

**APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO NA OTIMIZAÇÃO DE
FORNOS ALIMENTÍCIOS USANDO O OPENFOAM®**

BAURU – SP
2015

SÍLVIO APARECIDO VERDÉRIO JÚNIOR

**APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO NA OTIMIZAÇÃO DE
FORNOS ALIMENTÍCIOS USANDO O OPENFOAM®**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Campus de Bauru, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon

Coorientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

BAURU – SP
2015

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada para Seção Técnica de Aquisição e Tratamento de Informação/Serviço
Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP de Bauru

Verdério Júnior, Sílvio Aparecido.

Aplicação de um modelo numérico na otimização de
fornos alimentícios usando o OpenFOAM® / Sílvio
Aparecido Verdério Júnior, 2015

173 f. : il.

Orientador: Vicente Luiz Scalon

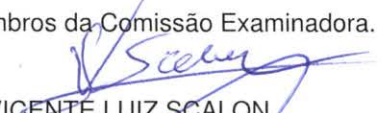
Dissertação (Mestrado)- Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2015

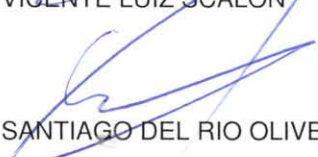
1. Simulação Térmica. 2. Análise Numérica. 3.
Forno Alimentício. 4. Forno Contínuo. 5. OpenFOAM® I.
Universidade Estadual Paulista. Faculdade de
Engenharia. II. Título.



ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE Silvio Aparecido Verderio Junior, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

Aos 02 dias do mês de setembro do ano de 2015, às 14:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação, da Faculdade de Engenharia de Bauru, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. PEDRO MIGUEL REBELO RESENDE do(a) Engenharia de Controle e Automação / Unidade de Sorocaba, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de Silvio Aparecido Verderio Junior, intitulado "DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO NA OTIMIZAÇÃO DE FORNOS ALIMENTÍCIOS USANDO O OPENFOAM®". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVA _____. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.


Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON


Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA


Prof. Dr. PEDRO MIGUEL REBELO RESENDE

PROPOSTA DE ALTERAÇÃO DO TÍTULO

A BANCA EXAMINADORA PROPÕE A ALTERAÇÃO DO TÍTULO DO TRABALHO DO ALUNO: **SILVIO APARECIDO VERDÉRIO JÚNIOR**

DE: "DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO NA OTIMIZAÇÃO DE FORNOS ALIMENTÍCIOS USANDO O OPENFOAM®"

PARA:

*APLICAÇÃO DE UM MODELO NUMÉRICO NA OTIMIZAÇÃO
DE FORNOS ALIMENTÍCIOS USANDO O OPENFOAM®*

Bauru, 02 de setembro de 2015


Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
Orientador

Dedico este trabalho ao meu pai, Sílvio Aparecido Verdério (*in memoriam*) e minha mãe, Durvalina Alves Marinho Verdério, por todo o amor, dedicação, preocupação, apoio incondicional e valores transmitidos desde o meu nascimento. Sem a presença diária de vocês (física e espiritualmente) jamais teria chegado até aqui. Jamais abandonarei ou esquecerei vocês.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, que me permitiu e concedeu a vida, saúde e persistência para a realização deste trabalho. Por me guiar, iluminar e conceder força, tranquilidade, paciência e discernimento para perseguir e alcançar meus sonhos; jamais desistir e sempre prosperar frente às dificuldades encontradas. Por fim pelas oportunidades e pessoas maravilhosas que foram colocadas no meu caminho.

Ao meu amigo, Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon, que foi o meu primeiro contato quando ingressei no curso de Engenharia Mecânica da FEB e que mais tarde tornou-se o meu orientador. Pela humildade e imensa paciência, compreensão, cuidado e apoio integralmente desempenhados nesta orientação, especialmente frente aos inúmeros desafios e dificuldades encontrados. Sempre serei grato por toda a ajuda fornecida nestes anos. É uma honra ter sido seu orientado.

Ao amigo e coorientador, Prof. Dr. Alcides Padilha, pela humildade e extrema dedicação em transmitir e incentivar a transmissão do conhecimento. Por toda a paciência, compreensão e empenho despendidos em me ajudar a melhorar e finalizar este trabalho, sem os quais a qualidade alcançada jamais seria a mesma.

Aos amigos, Profa. Ana Beatriz Lopes de Sousa Jabbour e Prof. Charbel José Chiappetta Jabbour, pelo apoio e incentivo constantes ao meu despertar e amadurecimento como pesquisador.

A minha mãe, irmãos, avô e avó, tios e tias, primos e primas e a toda minha família; que sempre desejando o meu bem, nunca hesitaram em me apoiar. Especialmente minha mãe, Durvalina, que com muita paciência, palavras e orações de conforto, sempre me incentivando a perseguir e jamais abandonar os meus sonhos.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro concedido.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou o que era antes”.

Martin Luther King

VERDÉRIO JÚNIOR, S. A. **Aplicação de um modelo numérico na otimização de fornos alimentícios usando o OpenFOAM®**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Bauru, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UNESP, 2015.

RESUMO

Os fornos contínuos do tipo túnel, dada a sua maior flexibilidade no aquecimento e alta produtividade, tornaram-se a melhor opção para o processamento de produtos alimentícios industrializados. O combustível utilizado nos queimadores é normalmente o gás natural, que apesar das incertezas e oscilações dos custos, vem ganhando espaço na indústria nacional. No presente trabalho foram desenvolvidos diversos modelos físicos tridimensionais – classificados em modelos de testes, de análises paramétricas e de otimização – e utilizados no estudo, modelagem e otimização de fornos alimentícios contínuos do tipo túnel com aquecimento indireto. Utilizou-se o software livre de código aberto OpenFOAM® para a modelagem dos problemas propostos. A geometria e condições operacionais utilizadas foram obtidas junto a uma empresa alimentícia bauruense para o processo de pré-assamento de pizzas. Os efeitos da geometria, malha, condições iniciais e de contorno, algoritmo de acoplamento pressão-velocidade, forças de campo, trocas de calor por radiação através dos modelos fvDOM e *viewFactor* e modelagem RANS $\kappa - \varepsilon$ para a turbulência foram avaliados sobre os parâmetros do escoamento. O algoritmo de acoplamento pressão-velocidade mais indicado ao problema proposto é o SIMPLE. A utilização do modelo de radiação *viewFactor* mostrou-se mais adequado. As trocas de calor por convecção sobre a esteira mostraram-se pouco significantes em relação as trocas por radiação, demonstrando a importância da correta modelagem desse fenômeno. Testes para diversas geometrias de forno foram realizados. O forno com menor razão de aspecto geométrico e conseqüentemente, de menor altura, mostrou-se mais eficiente, embora isto possa provocar, na prática, limitações na sua utilização.

Palavras-Chave: Simulação Térmica, Análise Numérica, Forno Alimentício, Forno Contínuo, OpenFOAM®.

VERDERIO JUNIOR, S. A. **Application of a numerical model in optimizing food furnaces using OpenFOAM®**. Master's Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering) – Engineering College of Bauru, Post-Graduation Program, UNESP/FEB, 2015.

ABSTRACT

Because of the better flexibility in warming and high production, the continuous furnace tunnel is the better option to the processing of industrialized food products. The fuel used in the burners is usually natural gas, which despite the uncertainties and fluctuations in costs, is becoming more popular in national industry. In this work, several three-dimensional physical models were developed – classified in testing models, parametric analysis and optimization – and used to the study, modeling and optimization of continuous food furnaces of tunnel type with indirect heating. It was chosen the OpenFOAM® opensource software for modeling of proposed problems. The geometry and the operating conditions were based in a bauruense food company to the process of pre-baking of pizzas. The effects of geometry, mesh, initial and boundary conditions, pressure-velocity coupling algorithm, field strengths, radiation heat exchanges using fvDOM and viewFactor, and modeling RANS $k - \varepsilon$ for turbulence to were evaluated about the flow parameters. The SIMPLE is the most indicated pressure-velocity coupling algorithm to this problem. The use of viewFactor radiation model proved more adequate. The heat exchanges by convection over the treadmill have proved little significant compared the heat exchanges by radiation, demonstrating the importance of correct modeling of this phenomenon. Differents geometries tests were made, and the furnace with the smaller ratio aspect geometric and, consequently, smaller height, showed to be most efficient, although this may result in practice, in limitations in its use.

Keywords: Thermal Simulation, Numerical Analysis, Food Furnace, Continuous Furnace, OpenFOAM®.

LISTA DE FIGURAS

1.1	Vista Isométrica do forno real alimentício utilizado na formulação do modelo CFD	28
1.2	Vista Frontal do forno real alimentício utilizado na formulação do modelo CFD	28
2.1	Forno contínuo de bandeja de uma única passagem (Fonte: Matz (1992) – Adaptada)	31
2.2	Forno contínuo de bandeja de duas passagens (Fonte: Matz (1992) – Adaptada)	31
2.3	Esquema de um forno típico de esteira transportadora (Fonte: Matz (1992) – Adaptada)	31
2.4	Forno tipo túnel (Fonte: Matz (1992) – Adaptada)	32
2.5	Sistema de aquecimento com radiação indireta (Fonte: Matz (1960) – Adaptada)	33
2.6	Sistema de aquecimento por convecção natural com combustores lineares (Fonte: Matz (1960) – Adaptada)	34
2.7	Forno aquecido por radiação indireta e convecção forçada (Fonte: Matz (1960) – Adaptada)	34
2.8	Sistema de aquecimento com convecção forçada direta (Fonte: Matz (1960) – Adaptada)	34
3.1	Estruturação geral de um case OpenFOAM (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	45
3.2	Estrutura Geral da Biblioteca <i>fvCFD.H</i> , fundamental ao desenvolvimento dos solucionadores/ <i>solvers</i> OpenFOAM® (Fonte: Mitre (2008d))	47
3.3	Esboço da Geometria do Forno objetivando facilitar o processo de construção do domínio físico e definição da malha para os Modelos 1 a 8	50
3.4	Malha Computacional para os Modelos 1 a 8 em diferentes vistas e seções de cortes com a utilização de volumes de controle cúbicos e homogêneos de 0,05 m de aresta	52
3.5	Processo de cálculo do apótema do círculo para definição e cálculo dos pontos de interpolação para construção da forma cilíndrica do tubo queimador	54
3.6	Malha Computacional para os Modelos 9 a 12 nas vistas (a) frontal e (b) isométrica com a utilização de volumes de controle cúbicos e homogêneos de 0,05 m de aresta	57
3.7	Método SIMPLE (Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007) – Adaptada).	66
3.8	Método PISO (Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007) – Adaptada)	67
3.9	Termômetro Infravermelho da marca Raynger® e modelo MX4	69
4.1	Geometria do Forno de Testes em vistas (a) isométrica, (b) lateral direita e (c) frontal para os Modelos 1 a 8	72

4.2	Divisão do Modelo 1 em regiões de entrada, saída, paredes adiabáticas e tubo queimador para fixação das condições iniciais e de contorno	74
4.3	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 1	75
4.4	Divisão do Modelo 2 em regiões de entrada, saída, esteira, paredes adiabáticas e tubo queimador para fixação das condições iniciais e/ou de contorno nas vistas (a) frontal e (b) isométrica recortada	76
4.5	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 2	78
4.6	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 3	80
4.7	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 4	83
4.8	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 6	85
4.9	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 7	86
4.10	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 8	89
4.11	Geometria do Forno em vistas (a) isométrica, (b) lateral direita e (c) frontal para os Modelos 9 a 12	90
4.12	Divisão dos Modelos 9 e 10 em regiões de entrada aberta, entrada fechada, saída aberta, saída fechada, queimadores, esteira e laterais para fixação das condições iniciais e/ou de contorno nas vistas (a) frontal e (b) isométrica	91
4.13	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 9	92
4.14	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 11 ...	94
4.15	Distribuição de velocidades junto a uma parede sólida (Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007) – Adaptada)	98
4.16	Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 12 ...	99
4.17	Figura 4.17 – Geometria dos Modelos de Otimização em vista frontal nas razões de aspecto geométrico igual a a) $H/L = 0,5$, b) $H/L = 0,75$, c) $H/L = 1,25$ e d) $H/L = 1,5$	101
5.1	Comparação entre os campos de temperaturas na região central da esteira em 3600 s de simulação para nove tamanhos diferentes de malha para o Modelo 3	103
5.2	Comparação entre os campos de temperaturas na parede lateral esquerda central em 3600 s de simulação para oito tamanhos diferentes de malha para o Modelo 9	104
5.3	Campos de Pressões, Temperaturas e Velocidades para as vistas em corte transversal nas posições $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ para o Modelo 1	108
5.4	Curvas de Temperaturas para o centro da esteira nos Modelos 2 e 3 ..	109
5.5	Curvas de Temperaturas para a região central do forno nos Modelos 2 e 3	110

5.6	Curvas de Temperaturas para as paredes na região central do forno nos Modelos 2 e 3	110
5.7	Campos de Temperaturas para as vistas em corte transversal nas posições $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ em contraste para os Modelos 2 e 3	112
5.8	Campos de Velocidades para as vistas em corte transversal nas posições $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ em contraste para os Modelos 2 e 3	113
5.9	Temperatura Média na seção transversal central $z = 2,5$ para os Modelos 3 e 5 ao longo do tempo	114
5.10	Temperatura Média na seção transversal central $z = 11,8$ para os Modelos 9 e 10 ao longo do tempo	115
5.11	Geometria e condições físicas da cavidade utilizada na validação dos resultados numéricos dos modelos de radiação	116
5.12	Fatores de forma em geometria bidimensional para (a) Placas paralelas com linhas centrais conectadas por uma perpendicular e (b) Placas perpendiculares com uma aresta comum. (Fonte: Incropera et. al. (2006) – Adaptada)	117
5.13	Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos 4, 7 e 8	119
5.14	Curvas de Velocidades para a região central do forno nos Modelos 6, 7 e 8	120
5.15	Curvas de Temperaturas para a região central do forno nos Modelos 6, 7 e 8	121
5.16	Curvas de Temperaturas para as paredes na região central do forno nos Modelos 6, 7 e 8	121
5.17	Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos 7 e 8	122
5.18	Transferência de Calor por Convecção na esteira para os Modelos 7 e 8	123
5.19	Transferência de Calor Líquida na esteira para os Modelos 7 e 8	123
5.20	Perfis de Temperaturas nas seções transversais ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.	125
5.21	Perfis de Velocidades nas seções transversais ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11	126
5.22	Campo Vetorial a partir das temperaturas ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11	127
5.23	Linhas de Corrente a partir das temperaturas em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11	128
5.24	Linhas de Corrente a partir das velocidades em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11	129
5.25	Linhas de Corrente para a região de estagnação compreendida entre $z = 9$ e $z = 14$ através da (a) temperatura e (b) da velocidade	130
5.26	Curva de Temperaturas para a Região Central do Forno no Modelo 11	131
5.27	Curva de Velocidades para a Região Central do Forno no Modelo 11 ..	131
5.28	Curva de Temperaturas para as Paredes na região central do forno para o Modelo 11	132

5.29	Perfil de Velocidades para seção transversal $z = 11,8$ para o Modelo 11	133
5.30	Fluxos de Calor por (a) convecção e (b) radiação na esteira para o Modelo 11	133
5.31	Transferência de Calor por Radiação na esteira para o Modelo 11	134
5.32	Transferência de Calor por Convecção na esteira para o Modelo 11	134
5.33	Transferência de Calor Líquida na esteira para o Modelo 11	135
5.34	Curvas de Velocidades para a Região Central do Forno nos Modelos 11 e 12	136
5.35	Curvas de Temperaturas para a Região Central do Forno nos Modelos 11 e 12	137
5.36	Curvas de Temperaturas para as Paredes na região central do forno nos Modelos 11 e 12	137
5.37	Linhas de Corrente a partir das temperaturas em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 12	138
5.38	Linhas de Corrente coloridas a partir das velocidades em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 12	139
5.39	Linhas de Corrente para a região de estagnação compreendida entre $z = 9$ e $z = 14$ através da (a) temperatura e (b) da velocidade	140
5.40	Perfil de Velocidades para seção transversal $z = 11,8$ para o Modelo 12	141
5.41	Fluxos de Calor por (a) convecção e (b) radiação na esteira para o Modelo 12	141
5.42	Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos 11 e 12	142
5.43	Transferência de Calor por Convecção na esteira para os Modelos 11 e 12	142
5.44	Transferência de Calor Líquida na esteira para os Modelos 11 e 12	143
5.45	Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos de Otimização	144
5.46	Transferência de Calor por Convecção na esteira para os para os Modelos de Otimização	144
5.47	Transferência de Calor Líquida na esteira para os Modelos de Otimização	145
5.48	Curvas de Temperaturas para a Região Central dos Fornos nos Modelos de Otimização	146
5.49	Curvas de Velocidades para a Região Central dos Fornos nos Modelos de Otimização	146
5.50	Curvas de Temperaturas para as Paredes na Região Central dos Fornos nos Modelos de Otimização	147
5.51	Linhas de Corrente a partir das velocidades e temperaturas em vistas isométricas ao longo do comprimento do forno para os Modelos de Otimização	149

LISTA DE TABELAS

3.1	Dicionário <i>Foamfile</i> para definição do formato de entrada e saída (I/O) dos arquivos de dados OpenFOAM® (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	47
3.2	Formato geral para especificação dimensional das propriedades físicas no OpenFOAM®	48
3.3	Parâmetros a serem incluídos no dicionário <i>blockMeshDict</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	50
3.4	Parâmetros a serem incluídos na seção <i>edges</i> do dicionário <i>blockMeshDict</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	54
3.5	Tipos de Patch e possíveis condições a serem atribuídas (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	55
3.6	Parâmetros para o Patch do tipo BASE (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	55
3.7	Parâmetros para o Patch do tipo PRIMITIVO (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	56
3.8	Parâmetros para o Patch do tipo DERIVADO (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	56
3.9	Parâmetros de entrada do dicionário <i>controlDict</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	58
3.10	Parâmetros principais usados no dicionário <i>fvSchemes</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	60
3.11	Esquemas de interpolação disponíveis para a seção <i>interpolationSchemes</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	61
3.12	Esquemas de discretização disponíveis para a seção <i>snGradSchemes</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	61
3.13	Esquemas de discretização disponíveis para a seção <i>gradSchemes</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide	61
3.14	Esquemas de discretização disponíveis para a seção <i>laplacianSchemes</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	62
3.15	Esquemas de discretização disponíveis para a seção <i>divSchemes</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	62
3.16	Esquemas de discretização disponíveis para as seções <i>ddtSchemes</i> e/ou <i>d2dt2Schemes</i> . (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	63
3.17	<i>Solvers</i> Lineares (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	63
3.18	Opções de Pré-Condicionadores (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	64
3.19	Opções de <i>Smoothers</i> (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada)	64
3.20	Dados experimentais coletas para o processo de pré-assamento de pizzas	70

4.1	Propriedades Físicas incluídas no arquivo <i>transportProperties</i> do Modelo 1	74
4.2	Condições iniciais e de contorno para o Modelo 1	75
4.3	Propriedades Físicas incluídas nos arquivos <i>transportProperties</i> do Modelo 2	77
4.4	Condições iniciais e de contorno para o Modelo 2	77
4.5	Propriedades Físicas incluídas nos arquivos <i>g</i> , <i>transportPropertie</i> e <i>thermophysicalProperties</i> dos Modelos 3 a 12 e de Otimização	79
4.6	Condições iniciais e de contorno para o Modelo 3	79
4.7	Condições iniciais e de contorno para o Modelo 4	82
4.8	Condições iniciais e de contorno radiativas para o Modelo 4	82
4.9	Condições iniciais e de contorno para os Modelo 6, 7 e 8	84
4.10	Condições iniciais e de contorno radiativas para o Modelo 7	86
4.11	Condições iniciais e de contorno radiativas para o Modelo 8	89
4.12	Condições iniciais e de contorno para o Modelo 9	92
4.13	Condições iniciais e de contorno para os Modelos 11 e 12	93
4.14	Condições iniciais e de contorno radiativas para os Modelos 11 e 12	94
4.15	Condições empíricas usualmente utilizadas no modelo de turbulência $k - \varepsilon$, conforme equações (4.34) a (4.35)	97
4.16	Condições iniciais e de contorno turbulentas para o Modelo 12	99
5.1	Resumo das características, propriedades físicas, algoritmos de acoplamento, <i>solvers</i> e modelos físicos incluídos nos Modelos construídos	106
5.2	Fatores de Forma calculados através de formulação analítica e por simulação numérica computacional	117
5.3	Quantidade de Calor Líquida por Radiação por superfície calculada através de formulação analítica e por simulação numérica com o modelo de radiação <i>fvDOM</i>	118
5.4	Quantidade de Calor Líquida por Radiação por superfície calculada através de formulação analítica e por simulação numérica com o modelo de radiação <i>viewFactor</i>	118
5.5	Transferências de calor por radiação e convecção integradas na esteira para os Modelos 7 e 8	123
5.6	Transferências de calor por radiação e convecção integradas na esteira para os Modelos 11 e 12	143
5.7	Transferências de calor por radiação e convecção integradas na esteira para os Modelos de Otimização	145

A.1	Executáveis <i>Allclean</i> e <i>Allrun</i> do Modelo 12	159
A.2	Condições iniciais e de contorno <i>alphat</i> e <i>mut</i> do Modelo 12	160
A.3	Condições iniciais e de contorno <i>k</i> e <i>epsilon</i> do Modelo 12	161
A.4	Condições iniciais e de contorno <i>G</i> e <i>IDefault</i> do Modelo 12	162
A.5	Condições iniciais e de contorno <i>Qr</i> e <i>T</i> do Modelo 12	164
A.6	Condições iniciais e de contorno <i>p</i> e <i>p_rgh</i> do Modelo 12	165
A.7	Condições iniciais e de contorno <i>U</i> do Modelo 12	167
A.8	Propriedades e Modelos Físicos <i>g</i> , <i>RASProperties</i> e <i>turbulenceProperties</i> do Modelo 12	168
A.9	Propriedades e Modelos Físicos <i>radiationProperties</i> e <i>thermophysicalProperties</i> do Modelo 12	168
A.10	Propriedades e Modelos Físicos <i>transportProperties</i> e <i>viewFactorsDict</i> do Modelo 12	169
A.11	Definição da Geometria e Malha do Modelo 12	170
A.12	Parâmetros de controle e ajuste de solução <i>controlDict</i> e <i>fvSchemes</i> do Modelo 12	171
A.13	Parâmetros de controle e ajuste de solução <i>fvSolution</i> do Modelo 12 ..	172

NOMENCLATURA

Letras Latinas

$a_{i,j}$	Coeficientes das equações discretizadas em x dos Métodos SIMPLE e PISO	
$a_{l,j}$	Coeficientes das equações discretizadas em y dos Métodos SIMPLE e PISO	
A_i, A_j, A	Área Transversal	$[m^2]$
$b'_{l,j}$	Desequilíbrio da equação da continuidade discretizada para os Métodos SIMPLE e PISO	
c	Velocidade da luz no vácuo ($c = 3 \cdot 10^8 \text{ m/s}$)	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Co	Número de Courant	
$\hat{C}_p$	Calor específico a pressão constante	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
$\hat{C}_v$	Calor Específico a Volume Constante	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
$C_{\varepsilon 1}$	Constante Empírica do Modelo $k - \varepsilon$, onde $C_{\varepsilon 1} = 1,44$	
$C_{\varepsilon 2}$	Constante Empírica do Modelo $k - \varepsilon$, onde $C_{\varepsilon 2} = 1,92$	
C_μ	Constante Empírica do Modelo $k - \varepsilon$, onde $C_\mu = 0,09$	
$d_{i,j}$	Coeficiente da equação de momento em x discretizada para o Método SIMPLE e PISO	
$d_{l,j}$	Coeficiente da equação de momento em y discretizada para o Método SIMPLE e PISO	
E_b	Poder Emissivo de Corpo Negro	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$
f	Termo fonte das equações de Navier-Stokes médias no tempo (RANS)	
F_{ij}	Fator de Forma	
$\vec{g}$	Vetor aceleração da gravidade ($\vec{g} = \langle g_x, g_y, g_z \rangle$)	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
G	Radiação Incidente ou Irradiação sobre uma superfície ($G = \int_{4\pi} I \cdot d\Omega$)	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$
G_0	Irradiação externa que chega a superfície de análise	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$
H	Altura da Esteira	$[m]$
H/L	Razão de Aspecto Geométrico	
i	Contador ou índice do somatório ($i = 1,2,3, \dots, N$)	
I	Intensidade de Radiação	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot sr}\right]$
$I_{b\eta}$	Intensidade de radiação de corpo negro (Função de Planck) por unidade de números de ondas	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot sr}\right]$
I_η	Intensidade de radiação por unidade de números de ondas	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot sr}\right]$
j	Contador ou índice do somatório ($j = 1,2,3, \dots, N$)	
J	Radiosidade	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$

κ	Energia Cinética Turbulenta	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
κ_η	Coeficiente de absorção do meio por unidade de números de ondas	
k_v	Constante de von Kármán ($k_v = 0,4$)	
k_t	Condutividade Térmica	$\left[\frac{W}{m.K} \right]$
L	Comprimento longitudinal da Esteira	$[m]$
p	Pressão Estática Normalizada	$\left[\frac{m^2}{s^2} \right]$
P	Pressão Estática Absoluta	$\left[\frac{N}{m^2} \right]$
$\bar{P}$	Componente Média da Pressão no Modelo RANS	$\left[\frac{N}{m^2} \right]$
p_{rgh}	Pressão Total Absoluta	$\left[\frac{N}{m^2} \right]$
p_{rgh}	Pressão Total Normalizada	$\left[\frac{m^2}{s^2} \right]$
Pr	Número de Prandtl laminar	
Pr_t	Número de Prandtl turbulento	
$\vec{q}$	Vetor Fluxo de Calor ($\vec{q} = \langle q_x, q_y, q_z \rangle$)	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
q_{cond}	Fluxo de calor total por condução	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
q_{rad}	Fluxo de calor total por radiação	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
$\bar{q}^{(v)}$	Fluxo de Calor Viscoso	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
$\bar{q}^{(t)}$	Fluxo de Calor Turbulento	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
$\vec{r}$	Vetor posição	$[m]$
$\vec{r'}$	Vetor posição direcionado ao elemento diferencial dA'	$[m]$
R	Raio	$[m]$
R	Constante do Gás ($R = \bar{R}/M$)	$\left[\frac{J}{kg.K} \right]$
$\bar{R}$	Constante Universal dos Gases Perfeitos ou Constante de Regnault ($\bar{R} = 8,314 \frac{J}{mol.K}$)	$\left[\frac{J}{mol.K} \right]$
Ra	Número de Rayleigh	
Re	Número de Reynolds	
Ri	Número de Richardson	
s	Comprimento do percurso geométrico	$[m]$
$\vec{s}$	Vetor direção do feixe	$[m]$
$\vec{s'}$	Vetor direção que aponta para a mesma direção do ângulo sólido Ω' , na mesma direção da dispersão	$[m]$
t	Tempo	$[s]$
T	Temperatura	$[K]$
$\bar{T}$	Temperatura Média	$[K]$
$\tilde{T}$	Componente flutuante da Temperatura	$[K]$

u	Componente x do campo de velocidades $\vec{U}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$
u_i	Componentes flutuantes da velocidade no Modelo RANS	$\left[\frac{m}{s}\right]$
u_+	Velocidade Adimensional para Função de Parede	
$\vec{U}$	Campo de Velocidades ($\vec{U} = \langle u, v, w \rangle = \langle U_x, U_y, U_z \rangle$)	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$\bar{U}_i$	Componentes médias da velocidade no Modelo RANS	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$\hat{U}$	Energia Interna Específica	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
v	Componente y do campo de velocidades $\vec{U}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$
V	Volume	$[m^3]$
w	Componente z do campo de velocidades $\vec{U}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$
x	Coordenada x	$[m]$
y	Coordenada y	$[m]$
y_+	Distância Adimensional para Função de Parede	
z	Coordenada z	$[m]$

Letras Gregas

α	Fator de subrelaxação ($0 < \alpha < 1$)	
α	Absortância	
α	Difusividade Térmica	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
α_t	Difusividade Térmica Turbulenta	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
β	Coeficiente de Expansão Volumétrica Térmica	$[K^{-1}]$
δ_{ij}	Função delta de Kronecker	$[K]$
δt	Passo de Tempo	$[s]$
δx	Tamanho da célula na direção da velocidade	$[m]$
ε	Taxa de dissipação viscosa da energia cinética turbulenta	$\left[\frac{J}{kg \cdot s}\right]$
ϵ	Emissividade	
η	Número de Ondas ($\eta = \frac{1}{\lambda}$)	$[m^{-1}]$
θ_i, θ_j	Ângulos polares para cálculo do fator de forma	$[rad]$
λ	Comprimento de Onda	$[m]$
μ	Viscosidade Dinâmica ou Absoluta	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$
μ_t	Viscosidade Dinâmica ou Absoluta Turbulenta	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$
ν	Viscosidade Cinemática	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
ν_t	Viscosidade Cinemática Turbulenta	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
π	Número irracional π ($\pi = 3,14159265 \dots$)	

ρ	Densidade ou Massa Específica	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
ρ	Refletância	
$\bar{\rho}$	Massa específica avaliada na $\bar{T}$ para aplicação no modelo de Boussinesq	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\bar{\rho}$	Componente Média da Massa Específica no Modelo RANS	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\tilde{\rho}$	Flutuações da Massa Específica no Modelo RANS	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$)	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$
$\sigma_{s\eta}$	Coeficiente de dispersão por unidade de números de ondas	
σ_k	Constante Empírica do Modelo $k - \varepsilon$, onde $\sigma_k = 1,0$	
σ_ε	Constante Empírica do Modelo $k - \varepsilon$, onde $\sigma_\varepsilon = 1,3$	
τ_{ij}	Tensor de Reynolds	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$
ϕ	Variável Genérica de Fluxo ($\phi = \frac{Propriedade}{Massa}$)	
Φ_η	Função de fase da dispersão por unidade de números de ondas	$[sr^{-1}]$
$\bar{\Phi}_v^{(v)}$	Função de Dissipação Viscosa.	$[s^{-2}]$
$\bar{\Phi}_v^{(t)}$	Função de Dissipação Térmica da Energia Cinética Turbulenta	$[s^{-2}]$
ψ	Função de adequação numérica utilizada conforme o esquema de discretização escolhido ($0 \leq \psi \leq 1$)	
ω	Vorticidade	$[s^{-1}]$
Ω	Ângulo Sólido de Radiação	$[sr]$

Subescrito

x	Componente vetorial na direção x
y	Componente vetorial na direção y
z	Componente vetorial na direção z
$máx$	Campo/Variável no valor máximo

Sobrescrito

<i>novo</i>	Campo/Variável corrigido atualizado conforme fator de subrelaxação (α)
*	Campo/Variável admitida (HIPÓTESE INICIAL)
**	Campo/Variável corrigido ou “uma vez corrigido” (Método PISO)
***	Campo/Variável “duas vezes corrigido” (Método PISO)
,	Fator de Correção para o Campo/Variável calculado através da Hipótese Inicial (*)

Operadores Matemáticos

$d(\quad)$	Diferencial de ($\quad$)
$\partial(\quad)$	Diferencial parcial de ($\quad$)
$\partial/\partial x$	Derivada Parcial em relação a x

$\partial/\partial y$	Derivada Parcial em relação a y
$\partial/\partial z$	Derivada Parcial em relação a z
$\partial/\partial t$	Derivada Parcial em relação a t
$\partial^2/\partial t^2$	Derivada Parcial Segunda em relação a t
$\frac{D()}{Dt}$	Derivada Substantiva, Material ou Total $\left(\frac{D()}{Dt} = \frac{\partial()}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla() \right)$
$\nabla()$	Vetor Gradiente de $()$
$\nabla \cdot ()$	Divergente de $()$
$\nabla^2()$	Laplaciano de $()$

SIGLAS

ABIA	Associação Brasileira das Indústrias de Alimentação
BICCG	<i>Bi-conjugate Gradient</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAM	<i>Computer Aided Manufacturing</i>
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics.</i>
DILU	Diagonal Incomplete LU
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
EDP	Equação Diferencial Parcial
EES	Engineering Equation Solver
fvDOM	<i>Finite Volume Discrete Ordinates Method</i>
GAMG	<i>General Algebraic Multi Grid</i>
GPL	<i>Gnu Public License</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
OpenFOAM	<i>Open Field Operation and Manipulation</i>
PBiCG	<i>Preconditioned Bi-Conjugate Gradient solver for asymmetric matrices</i>
PIMPLE	<i>Merged PISO SIMPLE</i>
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operators</i>
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
RTE	<i>Radiative Transport Equation</i>
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
V.C.	Volume de Controle

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	25
1.1	OBJETIVOS	27
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	29
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	30
2.1	FORNOS	30
2.2	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL – CFD	35
2.3	MÉTODOS NUMÉRICOS	38
2.4	OPENFOAM®	39
2.5	ESTADO DA ARTE	41
2.5.1	Utilização da Fluidodinâmica Computacional no estudo de Fornos	41
2.5.2	Esquemas de Discretização Numérica e Aplicações do OpenFOAM® ...	41
2.5.3	Utilização da Fluidodinâmica Computacional na Indústria Alimentícia ...	42
2.5.4	Diferenciações e contribuições ao presente trabalho	44
3.	MATERIAIS E MÉTODOS	45
3.1	MODELO NUMÉRICO	45
3.1.1	Equipamento Computacional	48
3.1.2	Construção da Geometria e Definição da Malha	48
3.1.3	Procedimentos Numéricos e de Controle	57
3.1.4	Algoritmos para os Esquemas Numéricos de Discretização	60
3.1.5	Algoritmos para os Esquemas de Solução e Controle	63
3.1.6	Algoritmos de Acoplamento	64
3.1.7	Modelos e Propriedades Físicas	67
3.2	LEVANTAMENTO DE DADOS EXPERIMENTAIS	69
4.	FORMULAÇÃO DO MODELO	71
4.1	DESCRIÇÃO E EVOLUÇÃO DOS MODELOS UTILIZADOS	71
4.1.1	Modelos de Teste	71
4.1.2	Modelos para Análise Paramétrica	89
4.1.3	Modelos de Otimização	100
4.2	MODELO FÍSICO	101
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	103
5.1	TESTES DE INDEPENDÊNCIA E CONSISTÊNCIA DE MALHAS	103
5.2	ANÁLISE DOS RESULTADOS	105
5.2.1	Análise dos resultados iniciais – Modelo 1	107
5.2.2	Inclusão das Forças de Campo	109
5.2.3	Influência do Algoritmo de Acoplamento Pressão-Velocidade	114
5.2.4	Validação dos Modelos de Radiação	116
5.25	Influência das Condições de Contorno de Temperatura na esteira sobre a Avaliação das Trocas Radiativas (Q_r)	119
5.2.6	Análise Comparativa dos Modelos de Radiação	120
5.2.7	Modelo Real Sem Turbulência	125
5.2.8	Modelo Real com Turbulência	136
5.3	OTIMIZAÇÃO DO FORNO	144
6.	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	152

	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	155
	ANEXOS	159
A.	ASPECTOS E PARÂMETROS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	159
A.1	Diretório <i>0</i>	159
A.2	Diretório <i>constant</i>	167
A.3	Subdiretório <i>polymesh</i>	170
A.4	Diretório <i>system</i>	171

1 INTRODUÇÃO

A descoberta do fogo mudou a história da humanidade. Através dela foi possível aos hominídeos:

- Aquecer-se em grutas: prevenindo e reduzindo a incidência de gripes, pneumonias e outras doenças do gênero.
- Defender-se de animais e outras tribos: possibilitando um crescimento populacional.
- Cozinhar alimentos: reduzindo o desgaste dentário e aumentando a expectativa média de vida – visto que o cozimento reduzia a quantidade de microrganismos presentes, tornando os alimentos mais saudáveis.
- Iniciar o processo de desenvolvimento da metalurgia: fabricação de peças de metal fundido e utilização na caça, pesca, agricultura, etc.

Através das operações de assar, tostar e cozer a matéria-prima irá transformar-se pela ação do calor em um produto alimentício com maior valor agregado. Destacando-se a presença de uma textura apropriada, aroma agradável e boa digestibilidade, além da vida útil prolongada devido a redução dos microrganismos presentes e do teor de água.

Durante o processamento diversas reações ocorrem (físicas, químicas, bioquímicas, etc.). De forma a garantir a qualidade do alimento produzido faz-se necessário o controle das taxas de transferência de calor, teor de umidade e tempo de exposição no interior do forno. Conforme o alimento a ser processado, diferentes parâmetros mostram-se necessários e em diferentes regiões no interior do forno – como as curvas de temperaturas, teor de umidade, pressão, taxas de transferência de calor, etc.

Considerando o crescente aumento da população mundial, a diminuição da oferta de alimentos e os maiores custos do setor, mostra-se imprescindível o melhor entendimento e otimização dos processos de transformação de alimentos. Dessa forma a aplicação das técnicas de CFD no estudo, modelagem e otimização de processos e fornos alimentícios objetiva a melhor utilização deste escasso recurso.

Do outro lado, alterações no perfil do consumidor proporcionaram um aumento significativo no consumo de alimentos pré-cozidos nas últimas décadas. Onde a busca por alimentos com propriedades sensoriais agradáveis e ao mesmo tempo com maior vida útil e redução de peso é cada vez mais comum no dia-a-dia dos brasileiros e no mundo todo. Destacando-se também na última década a crescente busca por gêneros mais saudáveis, menos calóricos e com teores reduzidos de açúcar, sódio, glúten, gordura *trans*, etc.

Segundo a Associação Brasileira das Indústrias de Alimentação (ABIA) entre 2001 e 2010, o setor de alimentos foi responsável por um dos maiores superávits da indústria brasileira, com US\$ 201,2 bilhões. Geração de 621 mil novos postos de trabalho na última década, incrementando em 68% a força laboral do setor. Também a presença média de 9% no PIB do país. Destacando-se por fim o direcionamento de esforços a pesquisa e desenvolvimento no setor de sustentabilidade dos alimentos – destacando-se o acordo com o Ministério da Saúde para redução do teor de sódio e gordura *trans* nos alimentos; área que em 2008 investiu R\$ 6,7 bilhões.

Do exposto tem-se a justificativa e necessidade do estudo dos processos de transferência de calor no interior de fornos, que é um dos objetivos deste trabalho. De forma a permitir a identificação de oportunidades e implementar condições mais adequadas para o processamento alimentício.

Outro fator que merece atenção e mostra-se como uma oportunidade de estudo, considerando-se a redução da oferta e aumento da demanda energética, são os combustíveis utilizados na geração da energia térmica para o processamento dos alimentos. Essa energia pode ser gerada através da combustão de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos, ou pela passagem da corrente elétrica, em resistências de aquecimento.

No caso de combustíveis sólidos, como a lenha, bagaço de cana, *pallets* e outras biomassas, a combustão exige a presença abundante de oxigênio para que se realizem as reações de combustão (exotérmicas). A fonte de oxigênio normalmente usada é o ar atmosférico, podendo usar-se oxigênio puro ou ar enriquecido com oxigênio nos processos de elevada temperatura. No caso de combustíveis gasosos destacam-se a utilização do GN, Biogás e o GLP; os dois últimos bastantes incomuns neste setor.

Destacando que a escolha da fonte de energia é motivada por razões técnicas e econômicas. Como princípio geral a utilização de combustíveis sólidos e líquidos é incompatível com produtos de elevada qualidade, notadamente quando a qualidade estética – que é um componente importante de agregação de valor.

Cabe ressaltar que a opção por gás natural, apesar das recentes incertezas e oscilações de preço, é uma opção plenamente justificável. Apesar destas condições não tão favoráveis, o consumo de gás natural no Brasil vem crescendo. Segundo os dados do Balanço Energético Nacional do ano de 2015 (relativo aos dados de 2014) com relação ao gás natural: “A média diária de produção do ano foi de 87,4 milhões de m³/dia e o volume de gás natural importado foi, em média, 52,9 milhões de m³/dia. Com isto, a participação do gás natural na matriz energética nacional atingiu o patamar de 13,5%”.

Assim sendo, fornos contínuos representam um dispositivo extremamente comum na indústria alimentícia atual. Estudos no sentido de desenvolvê-los e ajustá-los com mudanças que favoreçam a redução do consumo de combustível são demandas atuais da sociedade. Além disto, estes fornos operando a altas temperaturas envolvem significativas trocas de calor por radiação, que por serem menos comuns, representam um desafio relevante para a obtenção de resultados representativos. Por todos estes aspectos, os estudos envolvendo fornos alimentícios ainda têm muito a contribuir para a melhoria das condições de vida e sustentabilidade.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo físico tridimensional de um forno alimentício contínuo do tipo túnel de seção transversal de 1,5 m de largura e 0,5 m de altura e 23,6 m de comprimento; cujas dimensões e condições operacionais são semelhantes ao forno real de assar pizzas de uma empresa bauruense alimentícia, não identificada neste trabalho e que pode ser visualizado nas Figuras 1.1 e 1.2. Para a modelagem do problema utilizou-se o software livre de código aberto OpenFOAM®. Uma posterior otimização verificando a influência de parâmetros geométricos do forno também será realizada.

A avaliação do modelo partirá de uma simulação simples, na qual serão posteriormente incluídas variações: das condições iniciais e de contorno, nos algoritmos de acoplamento pressão-velocidade, forças de campo, transferência de calor por radiação e modelagem da turbulência. A partir destes estudos serão avaliadas vantagens, desvantagens, limitações e aplicações e a seleção das condições iniciais e de contorno, modelos e propriedades físicas mais adequados a situação-problema tratada.

Figura 1.1 – Vista Isométrica do forno real alimentício utilizado na formulação do modelo CFD.

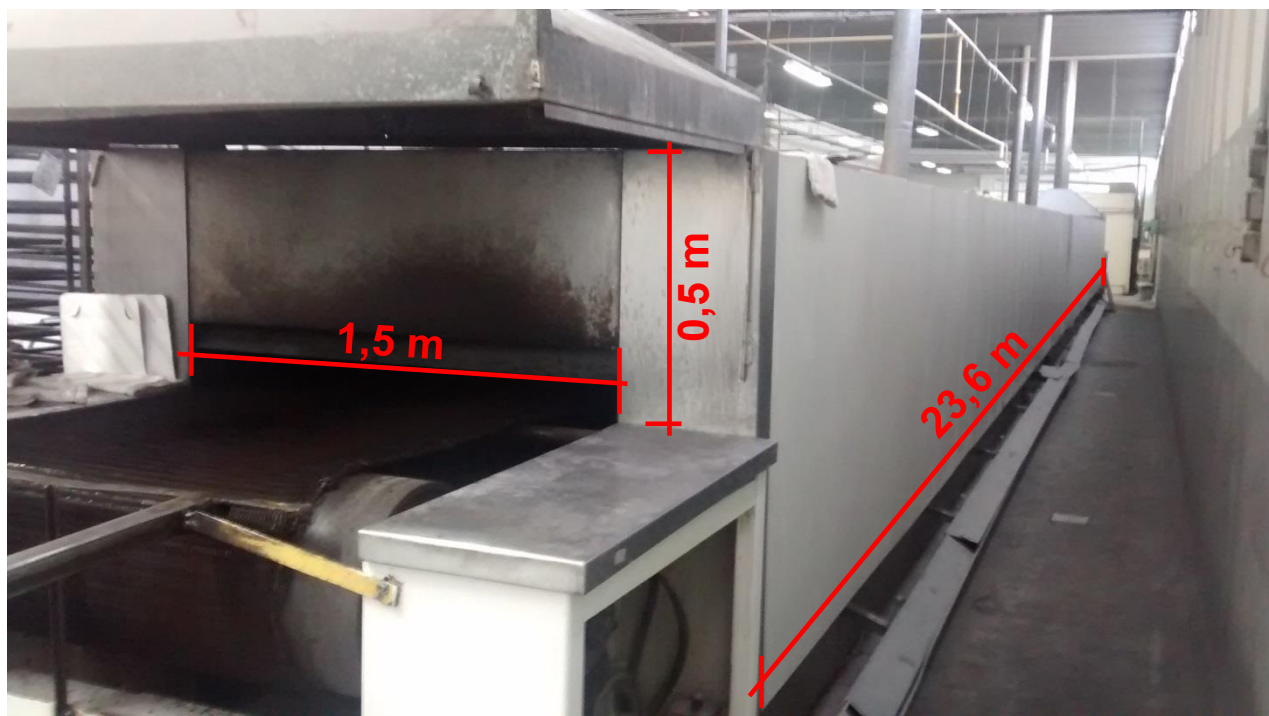


Figura 1.2 – Vista Frontal do forno real alimentício utilizado na formulação do modelo CFD.



1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho está organizado e dividido em 6 capítulos. De forma que:

- Capítulo 1: Introdução geral sobre o tema, identificação do problema, propostas de intervenção e objetivos.
- Capítulo 2: Revisão bibliográfica sobre o tema proposto. Destacando-se os assuntos principais: tipos de fornos, fluidodinâmica computacional (CFD), métodos numéricos, software OpenFOAM® e o estado da arte na modelagem e otimização de fornos.
- Capítulo 3: Metodologia e materiais utilizados na construção dos modelos numéricos e no levantamento de dados experimentais.
- Capítulo 4: Formulação dos modelos de testes, de análises paramétricas e de otimização. Destacando-se os processos de seleção do *solver*, algoritmo de acoplamento, condições iniciais e de contorno, modelos físicos incluídos e/ou modelagem da turbulência.
- Capítulo 5: Análise e discussão dos resultados alcançados.
- Capítulo 6: Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FORNOS

O forno é um dispositivo importante em instalação, pois requer um investimento inicial maior, uma manutenção mais complexa e um ajuste e operação mais delicado. Os modernos projetos incorporam sistemas de controle capazes de reduzir o consumo de combustível/energia garantindo, ao mesmo tempo, uma reprodutibilidade de resultados, reduzindo o erro do operador e grande versatilidade. Contribuiu muito para tanto o emprego de microprocessadores no controle da sequência, duração, temperatura e umidade dos processos. A classificação dos fornos pode ser de acordo com o sistema de aquecimento, o tipo de combustível, o sistema de transferência de calor e o tipo de alimentação empregado.

Fornos Contínuos, por exemplo, são utilizados para produção em grande escala; onde os produtos são carregados automaticamente, percorrem o forno durante as operações de processamento e ao final são descarregados. Apresentam comprimento de 25 m ou mais, são divididos em zonas, de forma que a temperatura, umidade e velocidade são controladas em função do tipo de produto que está sendo processado. Estes fornos apresentam superfícies móveis, sendo estruturados em correias de aço ou material cerâmico ou esteiras transportadoras (FELLOWS, 2006 e MATZ, 1992).

Nos Fornos Contínuos de Bandeja as câmaras de assamento são relativamente baixas e um conjunto de duas correias paralelas externas transportam as bandejas, enquanto uma terceira estabiliza a bandeja na posição horizontal durante sua passagem através do forno; modelos de uma única passagem proporcionam duas zonas de aquecimento – apresentando melhores resultados em função de sua simplicidade – conforme Figura 2.1, enquanto que modelos de duas passagens proporcionam quatro zonas de aquecimento, conforme Figura 2.2. O sistema de alimentação e descarga é acoplado na parte frontal do forno, podendo ser automatizado e geralmente são dotados de sistemas de aquecimento modular, podendo o número de bandejas variar de 18 a 74 e capacidade de produção de 1200 a 4000 kg/h (MATZ, 1992).

Os Fornos Contínuos de Esteira são extremamente avançados tecnicamente e proporcionam uma operação mais econômica, além de permitir a ventilação do produto em contato as mesmas, porém necessitam de um maior investimento inicial e ocupam um maior layout – por exemplo, um forno com capacidade de 4000 kg/h de produto assado requer uma área de 100 m² a mais que o forno de bandejas de uma única passagem. São divididos em zonas de 8 a 16 m, dependendo do fabricante e da produção desejada, cada uma com controle próprio de aquecimento; conforme Figura 2.3 (FELLOWS, 2006 e MATZ, 1992).

Figura 2.1 – Forno contínuo de bandeja de uma única passagem (Fonte: Matz (1992) – Adaptada).

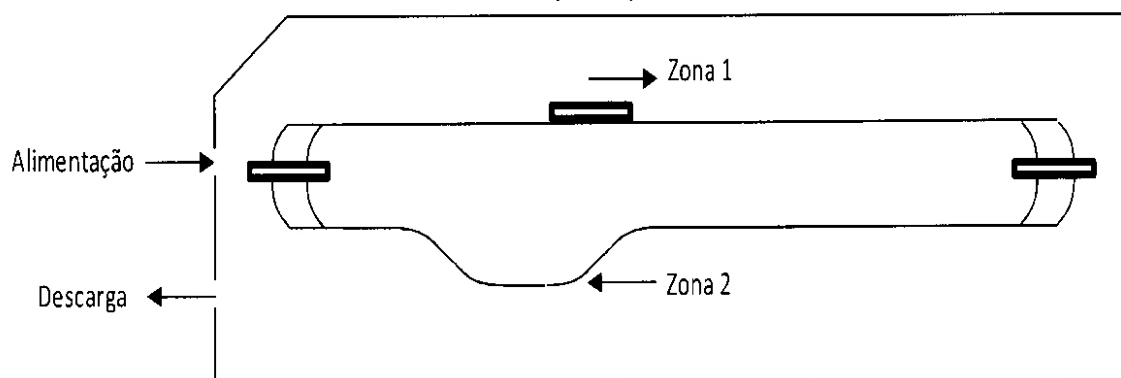


Figura 2.2 – Forno contínuo de bandeja de duas passagens (Fonte: Matz (1992) – Adaptada).

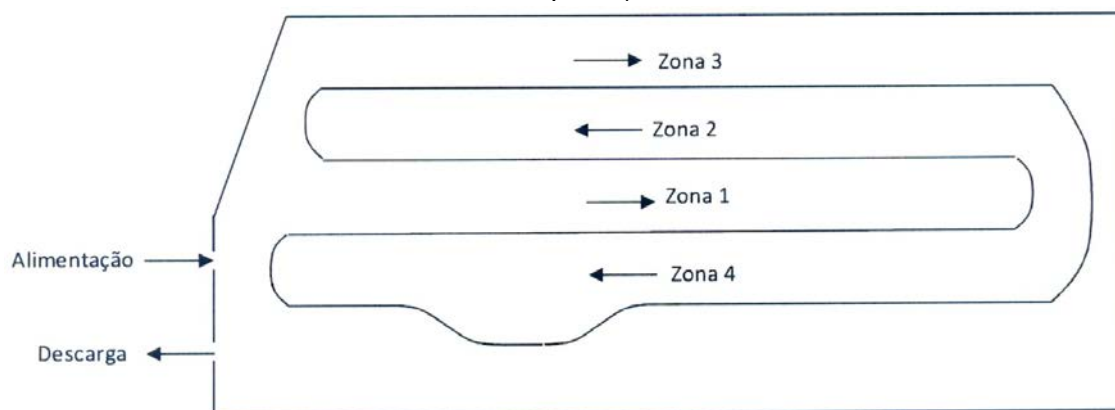
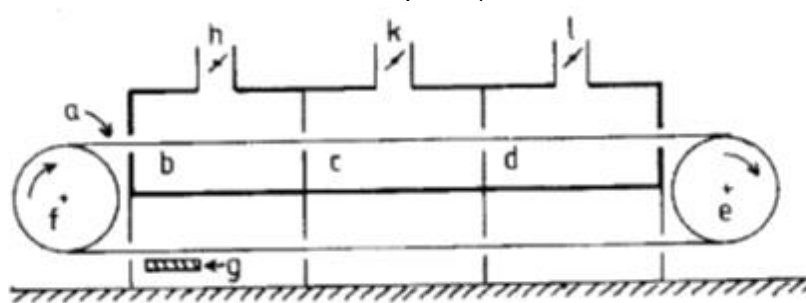


Figura 2.3 – Esquema de um forno típico de esteira transportadora (Fonte: Matz (1992) – Adaptada).



a – esteira transportadora
d – zona 3 do forno
g – aquecedor de esteira

b – zona 1 do forno
e – tambor de direção
h, k, l – válvulas de escape

e – zona 2 do forno
f – tambor de tensão

Fornos do tipo túnel tornaram-se muito populares na indústria alimentícia com a entrada do produto cru por um lado e saída de produto assado do outro, o que possibilitou inúmeras vantagens de layout para as instalações que não tinham problema de espaço; conforme Figura 2.4. O alto desempenho do controle de aquecimento nas várias zonas oferece grande uniformidade e versatilidade no

cozimento de alimentos, porém apresenta alto custo inicial por terem dimensões maiores do que os outros modelos de fornos e mecanismos mais complexos (FELLOWS, 2006 e MATZ, 1992).

Figura 2.4 – Forno tipo túnel (Fonte: Matz (1992) – Adaptada).



Com relação ao tipo de aquecimento os fornos podem ser classificados como diretos e indiretos.

Nos Fornos de Aquecimento Direto os queimadores geralmente encontram-se no interior da câmara de assar e a mistura ar em excesso e produtos da combustão circulam na câmara de assar por convecção natural ou forçada devido à ação de ventiladores convenientemente posicionados. Em consequência, somente combustíveis chamados “limpos” podem ser empregados – o gás natural é o mais utilizado, mas também são usados propano, butano, óleo combustível ou combustíveis sólidos, tais como carvão ou lenha. As principais vantagens são tempo de processamento reduzido, alta eficiência térmica, facilidade de controle das condições de temperatura (através do controle da velocidade do ventilador e da taxa de consumo de combustível) e inicialização (partida) rápida (FELLOWS, 2006 e MATZ, 1992).

Dependendo da relação ar-combustível, poderá existir uma grande quantidade de umidade gerada no interior do forno como resultado do processo de combustão. Nesse tipo de forno o mecanismo de radiação exerce papel preponderante na taxa de transferência de calor e os queimadores podem ser convenientemente distribuídos ao longo do equipamento, garantindo taxas de transferência de calor diferentes em cada zona do forno. Dessa forma, a taxa de transferência de calor pode ser controlada tanto pelo número de queimadores quanto pelo suprimento de gás em cada queimador.

Em Fornos de Aquecimento Indireto os gases resultantes da combustão não entram em contato com a câmara de assar; a atmosfera do forno é aquecida por um sistema de trocadores de calor, onde cada região possui um queimador que pode empregar óleo combustível, gás, combustível sólido ou mesmo eletricidade. Sua principal característica é proporcionar uma maior flexibilidade de projeto do sistema

de aquecimento, sendo possível favorecer o mecanismo de radiação através da colocação de mais tubos ou resistências de aquecimento e/ou o mecanismo de convecção forçada através da circulação de mais ar quente no interior da câmara (FELLOWS, 2006 e MATZ, 1992).

Os gases resultantes da combustão circulam no interior de tubos convenientemente dispostos na câmara de assar. Esses tubos aquecem-na tanto por radiação quanto por convecção forçada, uma vez que o ar é forçado a escoar sobre os tubos. Qualquer que seja o sistema, válvulas do tipo borboleta controlam a velocidade dos gases quentes nas várias seções do forno e promovem a exaustão da câmara de assar. Sistemas de convecção forçada proporcionam menor tempo de inicialização e permitem um controle mais eficaz da temperatura do forno.

Um forno é projetado levando-se em conta as formas de transferência de calor (condução, convecção e irradiação). Antigamente a radiação era a mais importante forma de transferência de calor em fornos alimentícios, mas gradualmente os projetos foram sendo reelaborados de forma a aproveitar as vantagens da convecção forçada e hoje em dia tem o mesmo grau de importância. As Figuras 2.5, 2.6, 2.7 e 2.8 ilustram os principais sistemas de aquecimento para os fornos atuais.

Figura 2.5 – Sistema de aquecimento com radiação indireta (Fonte: Matz (1960) – Adaptada).

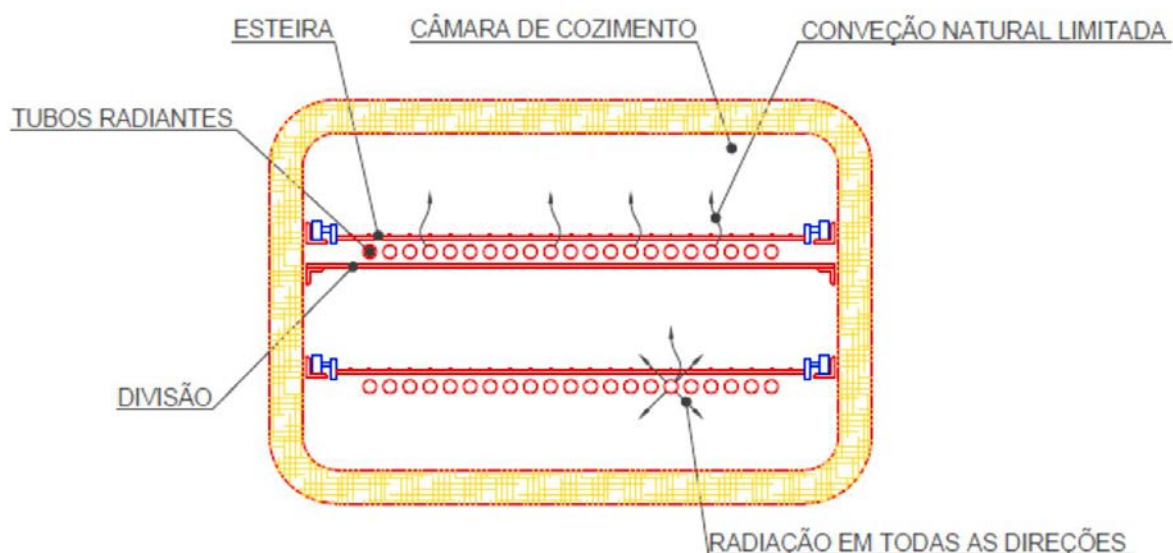


Figura 2.6 – Sistema de aquecimento por convecção natural com combustores lineares (Fonte: Matz (1960) – Adaptada).

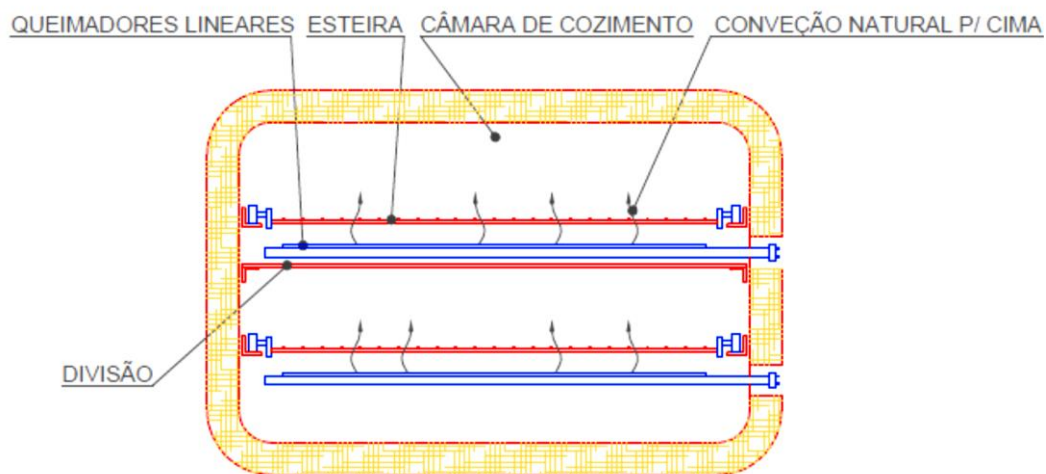


Figura 2.7 – Forno aquecido por radiação indireta e convecção forçada (Fonte: Matz (1960) – Adaptada).

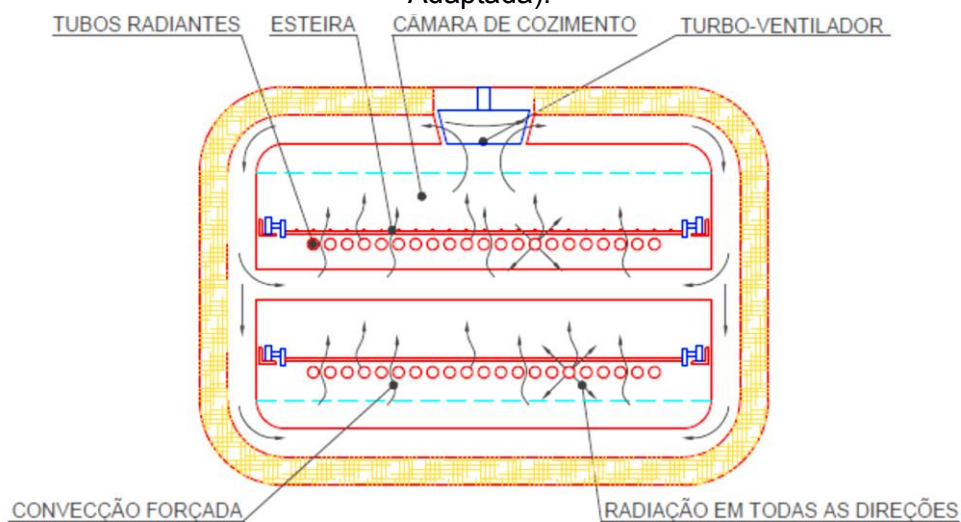
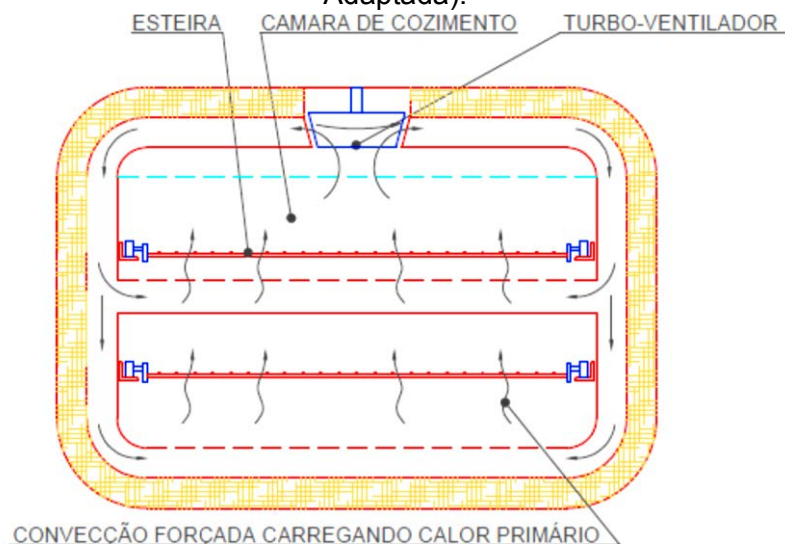


Figura 2.8 – Sistema de aquecimento com convecção forçada direta (Fonte: Matz (1960) – Adaptada).



A taxa de transferência de calor por radiação varia com a temperatura, proporcional à quarta potência e conforme Lei de Stefan-Boltzmann e com a absorção média na qual o produto está sendo cozido; que é função de fatores como a forma, cor e superfície. A condução é responsável por uma pequena parte da transferência de calor e é fortemente dependente das formas e materiais da câmara, bandeja e produto e, uma vez definidos e selecionados, pouco pode ser feito para aumentar ou diminuir tais trocas. A convecção forçada é a forma de transferência de calor que mais evoluiu em aplicações nos últimos anos e variáveis como densidade do fluido, viscosidade, velocidade e bem como o tamanho, formato, temperatura e superfície do objeto ao redor na qual o fluido é forçado, são variáveis importantes e tem melhorado a eficiência dos fornos ao permitir melhor transferência ao produto do calor extraído dos aquecedores/ queimadores (FELLOWS, 2006 E MATZ, 1992).

2.2 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL – CFD

Fluidodinâmica Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) é a área da Mecânica dos Fluidos, subárea da Fluidodinâmica, que simula os comportamentos dos processos de transferência da quantidade de movimento, energia e massa de fluidos em movimento através da resolução numérica de sistemas complexos de equações de transporte, utilizando para isso potência computacional. Tais equações são baseadas nos estudos dos cientistas Cloud-Louis Marie Henri Navier (NAVIER, 1823) e George Gabriel Stoke e hoje são conhecidas como equações de Navier-Stokes.

Como as principais aplicações e desafios do CFD, destacam-se:

- Aerodinâmica de veículos e aeronaves: Arrasto e Sustentação.
- Engenharia Naval e de Petróleo: Hidrodinâmica de navios e plataformas petrolíferas.
- Engenharia Elétrica e Eletrônica de Potência: Refrigeração de equipamentos e microcircuitos.
- Engenharia Química: Reações Químicas e Operações Unitárias.
- Engenharia Civil e Arquitetura: Conforto térmico e Climatização de ambientes.
- Engenharia Ambiental, Hidrologia, Oceanografia e Meteorologia: Distribuição de poluentes e efluentes, correntes marítimas, previsão do tempo, etc.
- Engenharia Biomédica: Escoamento Sanguíneo.

As três ferramentas fundamentais utilizadas por um engenheiro ou projetista na resolução de um problema são métodos analíticos, métodos numéricos (modelagem numérica) e experimentação em laboratório. Os métodos analíticos, sempre que possível dentro dos níveis de precisão e exigências necessários, devem ser usados; no entanto por limitações matemáticas são normalmente aplicáveis a geometrias e condições de contorno simples e sua principal relevância encontra-se na validação e desenvolvimento de métodos numéricos mais robustos. A experimentação em laboratório é muito utilizada em problemas com ausência de

soluções matemáticas consolidadas/validadas ou em geometrias extremamente complexas e a sua principal vantagem é o tratamento das configurações reais do problema; no entanto é de altíssimo custo e muitas vezes não pode ser realizada por questões de segurança ou pela dificuldade de reprodução das condições reais do problema. Por fim a modelagem numérica é a mais indicada e a mais utilizada atualmente, visto que não apresenta restrições, podendo resolver problemas com complicadas condições de contorno, em geometrias arbitrárias e/ou complexas e apresentando resultados com elevada rapidez; no entanto exige cuidados especiais com relação aos possíveis erros presentes, os quais relacionados principalmente a validação numérica e física do problema – em síntese, o método numérico deve resolver corretamente as equações diferenciais do modelo matemático, o qual representa fielmente a realidade física do problema estudado (MALISKA, 2004).

Maliska (2004) defende que a tendência atual é a utilização da experimentação em laboratório no intuito de utilizar seus resultados na corroboração de modelos matemáticos e numéricos, na investigação e entendimento de novos fenômenos que ainda necessitam ser matematicamente modelados e na avaliação final de produtos, projetos e/ou protótipos; utilizando-se da experimentação numérica (do computador) para realizar a tarefa repetitiva, ou seja, obter os mesmos dados experimentais através de um computador, com um custo e tempo demandados sensivelmente menores.

Versteeg e Malalasekera (2007) discutem que normalmente os investimentos necessários para implantação de um recurso CFD (hardwares adequados, licenças anuais e taxas de manutenção do software) não são pequenos, porém não tão grandes quanto a instalação de um laboratório/centro de pesquisa de alta qualidade. Além da variável custo de implantação citam como vantagens do CFD, especialmente na área de projetos fluido-térmicos, redução dos prazos de entrega e custos de novos projetos e possibilidade de simulação de experimentos difíceis ou impossíveis de controlar e realizar (sistemas robustos e/ou grandes), bem como realizados em condições perigosas e/ou com a exigência de um altíssimo nível de detalhes, parâmetros e resultados, sem com tudo isso encarecer os custos pessoa/equipamento.

Maliska (2004) expõe que o crescimento exponencial da capacidade computacional, a diminuição dos custos de aquisição de equipamentos e bem como o desenvolvimento de métodos numéricos/algoritmos/software cada vez mais robustos, propiciam cada vez mais a utilização de técnicas numéricas na solução de problemas físicos e de engenharia, tanto no meio acadêmico-científico, quanto no industrial.

Versteeg e Malalasekera (2007) defendem que os principais ingredientes para o sucesso no CFD são a experiência e um profundo conhecimento da física e química do escoamento de fluidos, bem como os fundamentos dos algoritmos

numéricos e que sem isso, dificilmente o usuário conseguirá tirar o melhor proveito de um código.

Os códigos CFD são estruturados em algoritmos numéricos responsáveis por resolver as equações de transferência/transporte e solucionar problemas fluidodinâmicos. São divididos em três elementos principais; pré-processador, solucionador e pós-processador (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A etapa de **pré-processamento** consiste na definição do domínio computacional (geometria do problema, definição da malha, número de células/elementos/volumes de controle, número de nós, etc.), seleção dos fenômenos/modelos físicos e químicos a serem resolvidos e definição das propriedades do fluido e condições de contorno necessárias (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A solução do problema (campos de velocidade, pressão, temperatura, concentrações mássicas, etc.) é definida dentro dos nós de cada célula. Quanto mais refinada for a malha, ou seja, quanto maior o número de células dentro da malha, maior será a precisão da solução, porém maior será o tempo computacional demandando e os custos envolvidos. Malhas não estruturadas costumam ser a melhor opção, dado que são mais refinadas em regiões de grande variação entre nós e mais grosseiras em regiões de pouca variação, reduzindo assim o tempo de processamento e otimizando recursos. Atualmente grande esforço vem sendo desenvolvido na pesquisa e desenvolvimento de malhas autoadaptativas, capazes de refinar-se automaticamente conforme as regiões de maior ou menor variância de soluções (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A etapa de pré-processamento representa 50% do tempo demandado num projeto CFD e a fim de reduzir esse gargalo, maximizando a produtividade e reduzindo o tempo e potência computacionais necessários, diversos recursos vêm sendo incorporados. Tais como desenvolvimento de uma interface gráfica ao usuário, incorporação CAD (*Computer Aided Design*) e CAM, inclusão de bibliotecas com as principais propriedades dos materiais e fluidos e principais modelos de processos físicos e químicos (modelos de turbulência, transferência de calor por radiação, combustão, etc.) e bem como as principais equações de transporte/transferência (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007) o **solucionador** ou algoritmo numérico consiste na integração das equações de transporte/transferência ao longo de todos os volumes de controle, seguindo-se com a discretização dessas em equações algébricas e por fim, através de um método iterativo, solucioná-las. A primeira etapa do solucionador estabelece uma relação clara entre o algoritmo e um princípio físico conservacional, tornando mais intuitivo e lógico a aplicação do Método dos Volumes Finitos (MVF).

As equações de transporte, devido a extrema complexidade e mesmo impossibilidade/ausência atual de soluções e métodos analíticos para resolvê-las, exigem a aplicação de métodos numéricos, os quais são responsáveis por transformar o sistema de equações diferenciais parciais (EDP) em um sistema de equações lineares discretas, possibilitando assim a previsão e cálculo dos parâmetros e variáveis de modelos físicos e matemáticos, principalmente para geometrias tridimensionais (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Segundo Hastings (1955), antes da era da tecnologia da informação, em sua fase premonitória, “O objetivo da computação é visualização e não números”. Assim, a etapa de **pós-processamento** consiste na visualização e análise dos dados e resultados obtidos, tais como visualização dos campos de pressões, temperaturas e velocidades, plotagens vetoriais, levantamento de curvas 2D e 3D, rastreamento de partículas, manipulações visuais, etc., podendo incluir também animações para apresentação dos resultados de uma forma dinâmica (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

2.3 MÉTODOS NUMÉRICOS

Os métodos numéricos que merecem destaque no estudo da Fluidodinâmica Computacional são o Método das Diferenças Finitas - MDF (HARLOW e SCANNAPIECO, 1995); Método dos Elementos Finitos - MEF (HUTTON, 2004) e, o mais utilizado, Método dos Volumes Finitos - MVF (PATANKAR, 1980; FERZIGER e PERIC, 1996; MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Historicamente o MDF foi empregado na área de escoamento dos fluidos com ou sem transferência de calor, cujas maiores dificuldades são as acentuadas não linearidades dos termos convectivos e o difícil acoplamento dos campos de pressão, velocidade e temperatura. Isso motivou diversas pesquisas nessa área e acabou por deixar em segundo plano a questão do tratamento de geometria complexas, centralizando-se nos sistemas coordenados ortogonais (cartesiano retangular, cilíndrico e esférico). Por outro lado o MEF seguiu para a área estrutural, com atenção especial aos problemas de elasticidade, os quais bastante semelhantes aos problemas puramente difusivos de transferência de calor e sem a presença das não linearidades dos termos convectivos; centralizando-se assim em malhas não-estruturadas e permitindo a resolução de geometrias mais complexas (MALISKA, 2004).

As limitações do MDF e MEF motivaram pesquisas no desenvolvimento do MVF, no qual as equações aproximadas são obtidas através de balanços de conservação da propriedade envolvida (massa, quantidade de movimento, entalpia, etc.) no volume elementar, o que possibilita a interpretação simultânea da física com a matemática do problema; motivando assim a migração da maioria dos estudiosos

do MDF para o MVF e levando diversas pessoas a confundi-los. Paralelamente o MEF passou a incorporar funções de interpolação do tipo Petrov-Garlekin, as quais responsáveis pelo tratamento adequado dos termos convectivos não lineares e permitiram assim expressivos avanços do método na área de escoamento de fluidos (MALISKA, 2004).

Aplicando o método de volumes finitos a malha, um sistema linear é formado, onde seu tamanho é proporcional ao tamanho da malha gerada. Atualmente problemas com malhas de aproximadamente um milhão ou mais são comuns e a resolução desses sistemas somente se torna possível com o avanço da informática e computação científica, nos fornecendo máquinas com processadores cada vez mais poderosos.

2.4 OPENFOAM®

Segundo Lysenko et. al. (2012), o software livre e de código aberto OpenFOAM® (*Open Field Operation and Manipulation*) foi originalmente desenvolvido como um conjunto de bibliotecas em C++ visando análise e manipulação de campos tensoriais em Dinâmica dos Fluidos e rapidamente tornou-se muito popular, tanto na área industrial quanto na pesquisa acadêmica. Sua escolha justifica-se em diversas razões, das quais a inexistência de limitações para a computação paralela; possibilidade de compreensão total do código, sem a presença de “caixas pretas”, como ocorrido com softwares comerciais famosos, como exemplo ANSYS FLUENT® e CFX® e ainda a vasta lista de esquemas de discretização numéricos e modelos matemáticos implantados, o que oferece robustez e eficiência na ampla modelagem de problemas de Fluidodinâmica Computacional.

Segundo o Mitre (2008b) o OpenFOAM® surgiu em 1993, quando os alunos de doutorado da *Imperial College* de Londres, Henry Weller e Hrvoje Jasak, na busca de um código CFD suficientemente amplo, confiável, eficiente e de fácil manipulação combinaram seus esforços para desenvolver o código FOAM para operar e manipular campos tensoriais visando a sua aplicação à Fluidodinâmica Computacional. Escrito como um conjunto de módulos C++ objetiva o desenvolvimento de: (a) solucionadores/ *solvers* para solução de problemas específicos de engenharia que envolvam campos vetoriais e/ou tensoriais, (b) utilitários para manipulação de dados, construção e processamento de malhas e visualização científica (etapas de pré e pós-processamento) e (c) bibliotecas de propriedades e modelos físicos a serem utilizados pelos solucionadores e utilitários. Inicialmente o FOAM desenvolveu-se na linha comercial da empresa inglesa Nabla com a ideia de fornecer ao usuário final uma ferramenta para simulações CFD de processos fisicamente complexos e oferecer serviços de consultoria sobre uso do software e implementação de novos *solvers* com modelagem complexa. Porém em 12/12/2014 o código abandona sua abordagem comercial e torna-se de domínio

público sobre a GPL (*Gnu Public License*), passando a se chamar OpenFOAM® e desenvolvendo-se a partir das colaborações e interações com o meio acadêmico.

Ainda de acordo com Mitre (2008b), a escolha do OpenFOAM® fundamenta-se:

- Código aberto e escrito em C++, de forma a permitir ao usuário final total compressão e possibilidade de modificação do código conforme as necessidades e particularidades do problema.
- Simplicidade no uso como ferramenta CFD, apesar de não possuir uma interface gráfica tão avançada quanto os softwares comerciais mais conhecidos.
- Ferramentas gratuitas de geração de malhas (*blockMesh* e *snappyHexMesh*) e de visualização de dados incorporados ao pacote (*ParaView*).
- Generalidade da malha (estrutura ou não-estruturada) e possibilidade de importação de malhas de outros programas (gratuitos e comerciais).
- Possibilidade de interação direta com os desenvolvedores do pacote através de listas de discussão sobre uso, implementação, estudos de caso, etc.
- Ampla gama de aplicações na engenharia.
- Multi-plataforma (Linux, MacOS, Linux 64 bits, Windows, etc.).
- Inexistência de limitações para a computação paralela, possibilitando a execução de simulações de grande porte em uma rede de computadores.
- Ferramentas de exportação de resultados para visualização em outros programas gráficos, conforme necessidades do usuário.
- Grande desenvolvimento realizado pelo meio acadêmico, especialmente nas tecnologias mais avançadas de modelagem CFD: Técnicas Numéricas (geração de malhas, métodos de discretização, solução de sistemas lineares, etc.) e Computação Científica (visualização de dados e computação em paralelo).

Segundo Mitre (2008c) as vantagens da programação orientada ao objeto em linguagem C++ do código OpenFOAM® são: (a) fácil manutenção e modificação dos códigos, bem como criação de novos objetos a partir de pequenas diferenças entre os existentes e (b) fornecimento de uma boa estrutura para bibliotecas de códigos onde os componentes podem ser facilmente adaptados e modificados pelo programador. No entanto, como desvantagens têm-se a necessidade de conhecimentos prévios em C++ para compreensão do funcionamento das bibliotecas do OpenFOAM® e diminuição da efetividade computacional, como exemplo, redução de 10% da eficiência computacional em comparação a utilização da linguagem C.

2.5 ESTADO DA ARTE

2.5.1 Utilização da Fluidodinâmica Computacional no estudo de Fornos

Medeiros e Resende (1983) realizaram um estudo através de simulação numérica do canal de escoamento de ferro gusa em um alto-forno a fim de verificar o desgaste do revestimento refratário e assim, esclareceram dúvidas sobre as características do escoamento, visualização dos perfis de desgaste e as zonas mais afetadas. França (2002) simulou o processo de resfriamento natural de um leito de carvão vegetal no interior de um forno retangular de carbonização de madeira através de um modelo matemático bidimensional pelo MDF objetivando melhor compreender as trocas de calor pertinentes e assim embasar futuras melhorias para redução do tempo total de resfriamento do forno – concluiu que a velocidade de circulação e a redução da espessura do teto exercem pouca influência sobre o tempo total de resfriamento, ao contrário do efeito da redução da espessura da parede. Miranda, Ziviani e Fullin Júnior (2006) desenvolveram um modelo tridimensional para o aquecimento de placas em um forno destinado a tratamentos térmicos, onde através do Método das Diferenças Finitas calculou-se o campo de temperaturas do forno e otimizou-se o equipamento, melhorando a qualidade do produto final (*apud* AMELOTI e CARVALHO, 2012).

Jahn (2007) realizou um trabalho numérico e experimental na avaliação e otimização da eficiência térmica de um forno de rolos, utilizado na produção de revestimentos/pisos cerâmicos. Para avaliar o comportamento e estudar o impacto das alterações nos parâmetros fluxo de massa e/ou energia do forno de rolos, desenvolveu um programa em linguagem *Fortran*; onde as trocas de calor por radiação foram incluídas através da metodologia dos fatores de forma em uma sub-rotina e adicionadas a equação da energia como termo fonte, eliminando a necessidade de discretização. Para a alimentação do programa desenvolvido utilizou o software EES[®] para análise inicial do balanço de energia e massa (limitado a um pequeno trecho do forno), o software CFX[®] para análise dos fluxos de gases no interior do forno e resultados experimentais de medições em campo e testes em laboratório para validação. Concluiu que melhorias significativas na eficiência do forno foram alcançadas controlando os fluxos de massa dentro do forno, principalmente não permitindo que o ar da região fria penetre na região dos queimadores.

2.5.2 Esquemas de Discretização Numérica e Aplicações do OpenFOAM[®]

Gaspar e Pitarma (2003) estudaram a discretização do termo convectivo da equação de transporte de um escalar utilizando os esquemas de discretização *Upwind* de 1ª Ordem, *Upwind* de 2ª Ordem, *Power Law* e *QUICK* na simulação bidimensional do escoamento de ar no interior de um expositor refrigerado e nas condições de regime estacionário, não isotérmico, convecção mista, modelo de

turbulência $k - \epsilon$, propriedades físicas constantes e ar como gás ideal e no modelo de Boussinesq, através do Método dos Volumes Finitos aplicados no software FLUENT®. Concluiu que, concordante com diversas literaturas científicas, o esquema de discretização *QUICK* apresentou o menor erro absoluto médio e reproduziu mais fielmente os detalhes de recirculação nos escoamentos, sem necessidade de refinar a malha, porém apresenta maior complexidade em relação aos demais, demandando maior tempo computacional. Justificando-se, portanto a escolha clássica e quase padrão pelo método de discretização *Upwind* de 1ª Ordem.

Moreira (2012) simulou problemas de aerodinâmica e hidrodinâmica bidimensionais para avaliação do potencial numérico e validação dos resultados do OpenFOAM®, objetivando aplicá-lo na geração renovável de energia pelas ondas, na forma de coluna d'água oscilante e com a utilização de turbinas do tipo *wells*. Na etapa aerodinâmica, o escoamento estacionário e não estacionário de ar no interior de uma cavidade, representando o interior da câmara pneumática, é simulado. Na etapa hidrodinâmica o escoamento bifásico (ar e água) é simulado através da instabilidade de Rayleigh-Taylor com o estudo do colapso de uma coluna de água, com e sem obstáculos. Por fim, após avaliação do potencial de geração de ondas do OpenFOAM®, uma turbina do tipo *wells* é simulada em condições de águas profundas e com duas diferentes frequências de ondas incidentes. Todos os resultados alcançados mostram-se satisfatórios e foram validados através de dados experimentais e numéricos de outros autores; demonstrando o grande potencial e versatilidade do software OpenFOAM®.

Ribeiro Fontoura (2013) simulou o escoamento de petróleo no interior de um tubo nas dimensões reais da planta, 25 m de comprimento e 0,152 m de diâmetro, para melhor compreender o processo de formação de coque – condições de mínima e/ou máxima produção – através do craqueamento térmico. Utilizando um sistema bifásico gás-líquido; as equações de transferência de massa, energia e quantidade de movimento; o modelo de turbulência $k - \epsilon$ e dois modelos de vaporização para caracterização da mudança de fase, implementou o modelo no software livre e de código aberto OpenFOAM® e obteve os perfis de velocidades, temperaturas e concentrações das fases líquida e gasosa.

2.5.3 Utilização da Fluidodinâmica Computacional na Indústria Alimentícia

Anishaparvin et. al. (2010) desenvolveram um modelo tridimensional CFD para o processo de assamento de pães em escala piloto em um forno elétrico, que foi validado através de temperaturas experimentais dos pães e estudaram os efeitos da distribuição de ar quente e posicionamento dos pães sobre a temperatura e índice de gelatinização do amido (parâmetro utilizado na definição do índice mínimo de cozimento e, portanto, do tempo de cozedura dos pães). Os resultados observados foram: A) Alterações no fluxo de ar devido ao posicionamento dos pães, resultando numa movimentação ascendente devido à convecção natural e maiores

velocidades perto das fontes de aquecimento, provocando pequenas recirculações nessas regiões e B) Variações na distribuição de temperatura no interior do forno, resultantes da não uniformidade do fluxo de ar e que podem provocar alterações na qualidade do pão, que é altamente depende do grau de uniformidade da temperatura.

Chhanwal et al. (2010) desenvolveram um modelo CFD em escala doméstica para um forno de aquecimento elétrico, objetivando estudar os perfis de temperaturas no interior do pão e durante o processo de cozimento. Também compararam e concluíram que os três modelos de radiação (Modelo de Radiação de Transferência Discreta (DTRM), Modelo *viewFactor* (S2S) e Modelo de Ordenadas Discretas (FvDOM)) apresentavam as mesmas previsões; no entanto o modelo FvDOM mostrou-se mais vantajoso pela possibilidade de inclusão de meios participantes nas trocas radiantes e entre superfícies e também por permitir a solução entre paredes semi-transparentes.

Mondal e Datta (2010) desenvolveram e validaram um modelo CFD 2D para o processo de cozimento do pão de forma sem casca, onde água é aspirada sobre a superfície superior dos pães, reduzindo a temperatura e impedindo a formação da crosta (casca). Pelas limitações na modelagem simultânea da transferência de calor e massa do software ANSYS FLUENT® e como a maioria dos softwares CFD mais conhecidos resolve obrigatoriamente as complexas equações Navier-Stokes na obtenção dos campos de velocidade e pressão, o software escolhido foi o COMSOL Multiphysics®; diferente ao permitir a incorporação da Lei de Darcy, que na hipótese do alimento como meio poroso, fornece diretamente o escoamento pelo gradiente de pressões, sem a necessidade do campo de velocidades, reduzindo o tempo e potência computacional demandados. O forno foi admitido isotérmico a 168 °C, em equilíbrio térmico com o ar interior escoando a 1,5 m/s e negligenciou-se as trocas de calor por radiação, as transferências de massa pelas fronteiras e os efeitos do transporte calor pelo vapor d'água e outros gases presentes. Observou-se que o cozimento terminou quando a temperatura do centro atingiu 90 °C e, nessa condição, não se tem a formação de cascas, visto que as temperaturas inferior e superior não alcançaram 110 °C, temperatura característica para início do processo de formação da crosta. Observou-se ainda a formação de uma superfície mais seca na região superior, característica por possuir menor teor de umidade e presente em regiões de maiores temperaturas, logo com maiores taxas de evaporação. Por fim, observou-se uma maior taxa de remoção de umidade nos primeiros 7 min de cozimento, onde o acentuado aumento de temperatura na superfície superior, lenta e gradualmente conduz a formação de uma zona de secagem.

Tank et. al. (2014) desenvolveu e validou um modelo CFD 3D para o processo de cozimento de pães em um forno elétrico em escala piloto usando mecanismos de evaporação e condensação da água dentro do pão, além do estudo da influência da carga (parcialmente e totalmente carregado) nos perfis de

temperaturas e velocidades do ar no interior do forno. As geometrias do forno nas condições de parcialmente carregado e totalmente carregado foram geradas através do software GAMBIT®, exportadas posteriormente para o software ANSYS FLUENT®, que resolveu as equações governantes (conservação de massa, balanço de momentos, energia, modelo de radiação FvDOM e mecanismos de evaporação e condensação) para as malhas e condições de contorno associadas. Observou-se perfis de velocidades não uniformes e a presença de vórtices de turbulência no forno parcialmente carregado, enquanto que maior uniformidade foi observada na condição totalmente carregado. Quanto aos perfis de temperaturas têm-se na condição parcialmente carregado maiores temperaturas na região superior do forno (efeitos da convecção natural e ventilação na base do forno); enquanto que para o forno totalmente carregado tem-se maior uniformidade da temperatura, porém menores temperaturas, o que provoca aumento no tempo de cozimento dos pães. Tem-se a formação de duas zonas distintas no pão – a crosta, que mantém maior temperatura devido as trocas de calor por radiação e a parte inferior, chamada de migalhas, que tem temperatura limitada em 100 °C pelos mecanismos de evaporação e condensação da água pelo calor latente. A variação de temperaturas em diferentes posições no forno permite observar que as zonas inferiores requerem de 3 a 5 min a mais de tempo de cozimento que as zonas superiores, o que poderia ser minimizado através de bandejas rotativas em trabalhos futuros.

2.5.4 Diferenciações e contribuições ao presente trabalho

O presente trabalho, por sua vez, se propõe a estudar os parâmetros e condições físicas do escoamento de ar no interior no forno e não seus efeitos sobre a transferência de calor sobre um determinado produto a ser processado. Além disso, o trabalho foca na otimização construtiva do forno e não em alterações operacionais e de posição, como nas grelhas de aquecimento e/ou posição dos alimentos. Este trabalho também se diferencia ao modelar o dispositivo com base na utilização do software livre e de código aberto OpenFOAM®, enquanto que a bibliografia consultada tem preferência pelas versões comerciais dos softwares CFD mais conhecidas. Apesar disto, as ideias propostas por Chhanwal et al. (2010), Castelli (2012) e Ribeiro Fontoura (2013) para a modelagem das forças de campo, trocas radiantes e tratamento da turbulência foram de grande valia para o desenvolvimento e aplicação do modelo proposto.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

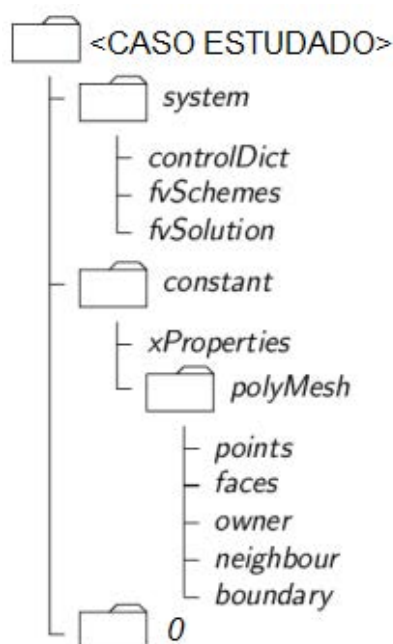
3.1 MODELO NUMÉRICO

Foram desenvolvidos diversos modelos físicos tridimensionais – classificados em modelos de testes, de análises paramétricas e de otimização – utilizados no estudo, modelagem e otimização de fornos alimentícios contínuos do tipo túnel com aquecimento indireto. A seleção e definição das geometrias e condições iniciais e de contorno tomou como referência os dados experimentais levantados para o processo de pré-assamento de pizzas de uma indústria alimentícia bauruense.

Cada modelo foi estruturado e estudado através de um caso OpenFOAM® (Modelo 1, Modelo 2, Modelo 3, ..., Modelo 12) e que, segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014), deve ter um formato básico de diretório e conter o mínimo de arquivos e estruturação, conforme Figura 3.1 e de forma que:

- Diretório *constant*: Contém a descrição completa da malha, através do subdiretório *polyMesh* e arquivos especificando propriedades físicas, como o *transportProperties*, *turbulenceProperties*, *thermalProperties*, etc.
- Diretório *system*: Contém os parâmetros de ajuste do processo de solução e é composto por três arquivos; *controlDict* onde os parâmetros de controle de execução são definidos, *fvSchemes* onde os esquemas de discretização numéricos são selecionados e o *fvSolution* onde os *solvers* de equações, tolerâncias e outros algoritmos de controle são definidos.
- Diretório *0*: Definição das condições iniciais e de contorno para especificação do problema.

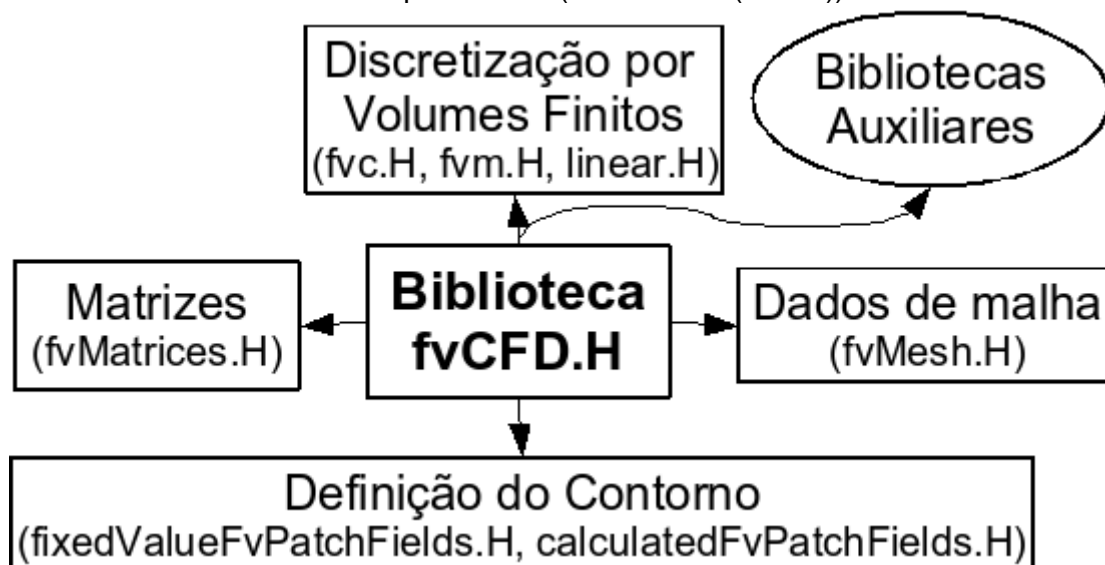
Figura 3.1 – Estruturação geral de um case OpenFOAM® (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).



Conforme as particularidades do modelo (condições iniciais e de contorno, propriedades físicas, forças de campo e/ou trocas radiantes consideradas ou desprezadas, diferentes geometrias, etc.) diferentes *solvers* necessitam ser utilizados e por vezes alterações no código fonte precisam ser introduzidas. De acordo com Mitre (2008d) e The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) todos os *solvers* do OpenFOAM® utilizam a biblioteca *fvCFD.H*, declarada no início do código e utilizada para definir várias outras bibliotecas e assim permitir o acesso a vários comandos, operadores, funções, etc.; importantes ao funcionamento do código – subdividida conforme Figura 3.2 em:

- Biblioteca *fvMesh.H*: Responsável por armazenar os dados necessários para a discretização do domínio por volumes finitos, incluindo informações topológicas e geométricas da malha. Também é possível apagar, modificar ou recalcular dados referentes a mudanças topológicas (refinamento de malha) ou geométricas (malhas poliédricas móveis).
- Biblioteca *fvm.H*: Agrupa funções para realizar operações implícitas de discretização pelo MVF, onde os resultados são armazenados em uma matriz definida pela classe *fvMatriz*. Também é capaz de construir uma matriz dos termos fonte com discretização implícita ou explícita.
- Biblioteca *fvC.H*: Agrupa funções para realizar operações explícitas de discretização pelo MVF, onde os resultados explicitam um campo geométrica de classe *geometricField*, além de possuir classes para integração de um campo tensorial sobre um volume ou superfície.
- Biblioteca *linear.H*: Responsável pelas funções de Interpolação por Diferenças Centrais.
- Biblioteca *fvMatrices.H*: Agrupa ferramentas para montar as matrizes e os *solvers* de sistemas de equações algébricas lineares especificamente projetados para o solução por volumes finitos de equações escalares.
- Bibliotecas *fixedValueFvPatchFields.H* e *calculatedFvPatchFields.H*: Responsáveis pela implementação da estrutura de dados e aplicação das condições de contorno na simulação, retornando os coeficientes da matriz afetados pela condição de contorno (diagonal da matriz e termo fonte) para determinado *patch*.
- Bibliotecas Auxiliares: Como exemplo a *parRun.H* responsável por testar e avaliar os argumentos de simulações em paralelo, biblioteca *Time.H* responsável pela criação de um banco de dados para controle do tempo (instante inicial e final, passo de tempo, etc.) e biblioteca *physicalConstants.H* responsável pela definição das propriedades físicas constantes.

Figura 3.2 – Estrutura Geral da Biblioteca *fvCFD.H*, fundamental ao desenvolvimento dos *solvers* OpenFOAM® (Fonte: Mitre (2008d)).



The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) ressalta que como o OpenFOAM® precisa ler uma variedade de estruturas de dados, como *strings*, escalares, vetores, tensores, listas, etc., o formato dos arquivos de entrada e saída (I/O – *Input/Output*) é projetado para ser extremamente flexível e fácil de entender, de forma a permitir ao usuário modificá-lo e adaptá-lo facilmente conforme suas necessidades. Todos os arquivos de dados que são lidos e escritos no OpenFOAM® começam com um dicionário *Foamfile*, responsável por configurar algumas informações características dos arquivos de entrada e saída, conforme Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Dicionário *Foamfile* para definição do formato de entrada e saída (I/O) dos arquivos de dados OpenFOAM® (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

PALAVRA CHAVE	DESCRIÇÃO	ENTRADA
<i>version</i>	Versão do Formato I/O	2.0
<i>format</i>	Formato dos Dados	<i>ascii / binary</i>
<i>location</i>	Localização do Arquivo	(Opcional)
<i>class</i>	Classe OpenFOAM® construída a partir do arquivo de dados	Dicionário ou Campo Ex. <i>volVectorField</i>
<i>object</i>	Nome do Arquivo	Ex. <i>controlDict</i> , <i>system</i>

Conforme a escolha do *solver*, diferentes especificações são necessárias – como condições iniciais e de contorno no diretório 0; esquemas de discretização numéricos no arquivo *fvSchemes*; solucionadores algébricos de equações ou algoritmos de controle no arquivo *fvSolution* e/ou diferentes propriedades físicas. Neste trabalho foram utilizados os *solvers* *my_pimpleFoam*, *buoyantBoussinesqPimpleFoam*, *buoyantBoussinesqSimpleFoam* e *buoyantSimpleFoam*; cujas respectivas aplicações, limitações, parâmetros exigidos, condições iniciais e de

contorno e possíveis modelos físicos adicionais a serem incluídos serão detalhados e discutidos no Capítulo 4, conforme a necessidade e utilização nos Modelos.

O OpenFOAM® visando preservar a coerência dimensional, define um formato de entrada para especificação das dimensões das propriedades físicas, de forma que, segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014), é dado por:

dimensions [1 2 3 4 5 6 7]

, onde os números representam e são substituídos pelas respectivas potências das unidades fundamentais, conforme análise dimensional realizada e segundo Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Formato geral para especificação dimensional das propriedades físicas no OpenFOAM®.

Nº	PROPRIEDADE	UNIDADES	
		SI	USCS (Sistema de Unidades Costumeiras dos EUA)
1	Massa	Quilograma (kg)	Libra-Massa (lbm)
2	Comprimento	Metro (m)	Pé (ft)
3	Tempo	Segundo (s)	
4	Temperatura	Kelvin (K)	Rankine (°R)
5	Quantidade de Substância	Quilograma-Mol (kg.mol)	Libra-Mol (lbmol)
6	Corrente Elétrica	Ampère (A)	
7	Intensidade Luminosa	Candela (cd)	

3.1.1 Equipamento Computacional

O equipamento computacional utilizado para a simulação dos Modelos é um notebook Intel® Core™ i3 CPU M350 2,27 GHz, com 3 GB de RAM, 232 GB de HD e Sistema Operacional Windows 7 Home Basic.

3.1.2 Construção da Geometria e Definição da Malha

Primeiramente faz-se necessário a elaboração e definição do domínio físico a ser estudado, a geometria do problema. Tal etapa exige cuidados especiais, pois detalhes que não são relevantes para o estudo são omitidos. A definição das condições de contorno deficientes é outro fator que pode levar a resultados fisicamente inconsistentes. Uma geometria com excesso de detalhes, por sua vez, pode tornar a simulação difícil ou impossível de ser executada ou exigir grande capacidade computacional e, assim, demandando muito tempo.

Diversos softwares CAD, comerciais e livres e alguns já com a incorporação do recurso CAD e CAM, podem ser usados para gerar o domínio computacional, como exemplos o *AutoCad*[®] e o *SolidWorks*[®] e alguns mais específicos à aplicação em Fluidodinâmica Computacional, como o ICEM CFD[®], ferramenta CAD do ANSYS[®]; o SALOME[®], software CAD gratuito de código aberto sobre licença GPL desenvolvido pela Agência Espacial Europeia e os aplicativos do OpenFOAM[®]: *blockMesh* e *snappyHexMesh*, os quais além da construção da geometria possuem funções para definição e tratamento das malhas.

A construção da malha a partir do domínio é fundamentalmente uma representação ou discretização do plano físico utilizado na simulação numérica, ou seja, o forno. Alguns softwares complementares permitem a construção da geometria e também contam com sub-rotinas de geração de malhas hexaédricas e tetraédricas, como o SALOME[®]. Os aplicativos do OpenFOAM[®] destacadas para este fim são o:

- *blockMesh*: que produz malhas representadas por geometrias simples.
- *snappyHexMesh*: que constrói malhas não estruturadas formadas por blocos que se auto adaptam a superfície da geometria a ser estudada.

Neste trabalho foi utilizado o utilitário *blockMesh* do próprio pacote OpenFOAM[®] para a geração das malhas. Interessante ressaltar que a opção pela utilização de softwares CAD comerciais mais conhecidos não implicam na impossibilidade de utilização do OpenFOAM[®], dado a presença de aplicativos de conversão de malhas, tais como o *fluentMeshToFoam*, *foamMeshToFluent*, *ansysToFoam*, *cfx4ToFoam*, *fluent3DMeshToFoam*, *gmshToFoam*, etc.

Segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) o princípio fundamental do *blockMesh* é decompor a geometria do domínio físico em um conjunto de um ou mais de blocos hexaédricos tridimensionais com taxa de expansão, podendo conter arestas retas ou curvas. A malha é gerada a partir de um arquivo dicionário, chamado *blockMeshDict* e localizado no diretório do caso em estudo em *constant/polyMesh*. O aplicativo *blockMesh* lê o arquivo *blockMeshDict*, o interpreta e gera a malha, a qual é representada por um conjunto de arquivos de dados com as informações dos pontos, faces, células e contornos e fronteiras da geometria; respectivamente localizados nos arquivos *points*, *faces*, *neighbor*, *owner* e *boundary* do mesmo diretório.

O arquivo dicionário *blockMeshDict* é dividido em seções (*vertices*, *blocks*, *edges* e *boundary*) e a construção da geometria e definição da malha ocorre conforme os parâmetros incluídos nessas seções, conforme exemplificado no Anexo A.3. Antes de incluir e/ou substituir os parâmetros no arquivo, um esboço para a construção da malha para os Modelos 1 a 8 foi elaborado, conforme Figura 3.3; que objetiva facilitar a visualização e definição geométrica (posição e ordenação tridimensional dos vértices e blocos, definição e nomenclatura das faces,

vizinhanças e superfícies e cálculo e definição do raio de concordância para o tubo central/queimador), visto que tudo é realizado de forma bastante mecânica, através de conceitos e cálculos geométricos, o que inviabiliza a utilização do aplicativo *blockMesh* para geometrias de grande complexidade ou com muitos detalhes. A Tabela 3.3 ilustra e exemplifica as principais seções e palavras-chave do arquivo *blockMeshDict*.

Figura 3.3 – Esboço da Geometria do Forno objetivando facilitar o processo de construção do domínio físico e definição da malha para os Modelos 1 a 8.

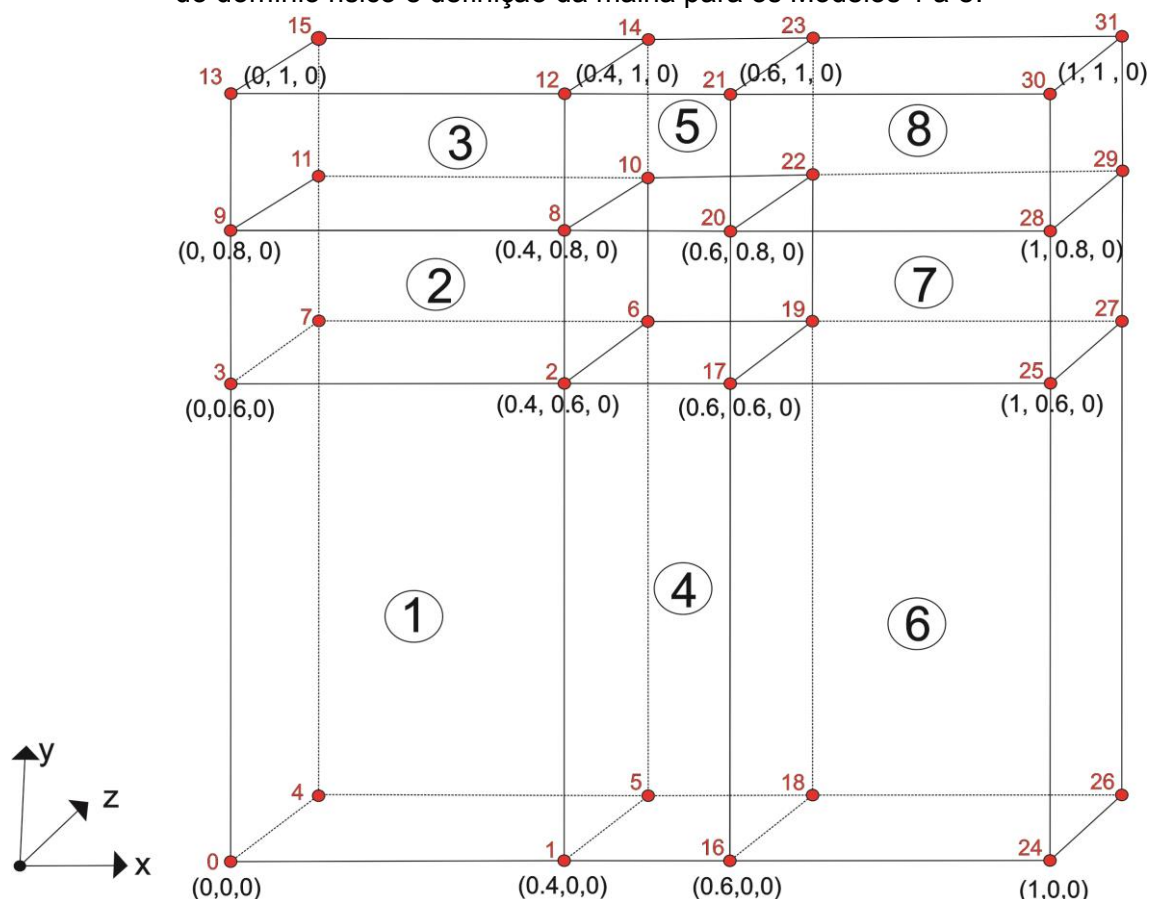


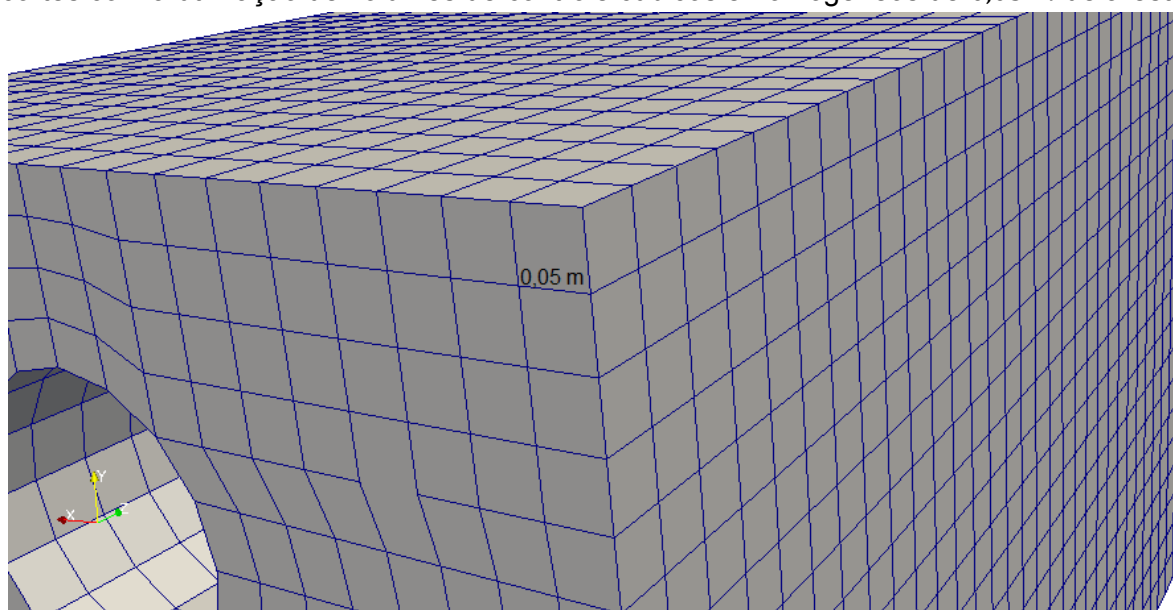
Tabela 3.3 – Parâmetros a serem incluídos no dicionário *blockMeshDict* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

COMANDOS	DESCRIÇÃO	EXEMPLOS/SEÇÃO
<i>convertToMeters</i>	Fator de Escala para as coordenadas dos vértices	0,001 escala para mm
<i>vertices</i>	Lista de Coordenadas dos Vértices	(0 0 0)
<i>edges</i>	Usado para descrever arestas curvas no <i>splines</i>	arc 1 4 (0.939 0.342 -0.5)
<i>block</i>	Lista ordenada dos rótulos dos vértices e tamanho da malha	hex (0 1 2 3 4 5 6 7) (10 10 1) simpleGrading (1.0 1.0 1.0)
<i>patches</i>	Lista de patches	symmetryPlane base ((0 1 2 3))
<i>mergePatchPairs</i>	Lista de correções/patches a serem incorporados	Conforme The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014)

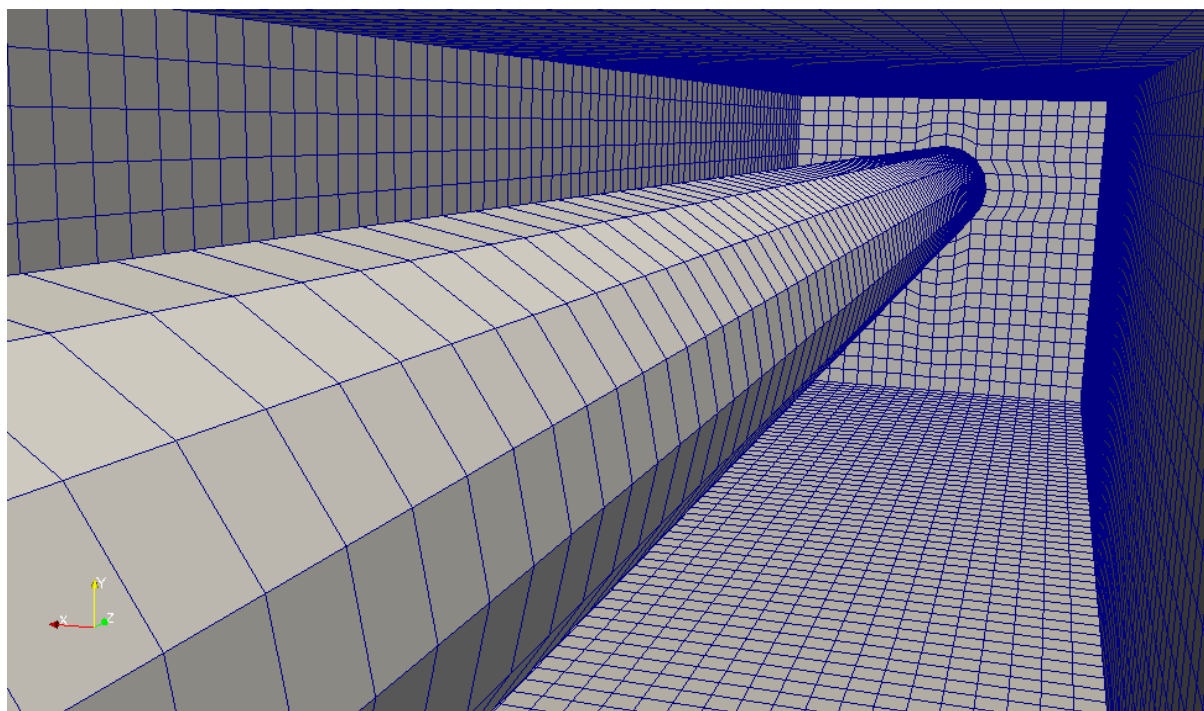
O processo de construção inicia-se na seção *vertices*, onde os vértices dos blocos devem ser identificados através de pontos tridimensionais, os quais rotulados/identificados a partir da posição “0”. Necessário ressaltar que a lista de pontos não pode conter dois pontos diferentes numa posição exatamente igual, nem qualquer ponto que não seja parte de pelo menos uma face.

Em seguida tem-se a seção *blocks*, onde os blocos são identificados numa lista, em ordem arbitrária e devem satisfazer as condições/propriedades de serem contínuos, convexos, fechados e ortogonais (The Open Source CFD Toolbox User Guide, 2014). A seção tem início com a palavra *hex*, em referência ao formato hexaédrico dos blocos e segue com a identificação dos 8 vértices que o definirão – observando-se que na identificação dos vértices e definição dos blocos adotou-se o sentido anti-horário, de frente para trás. Não se deve rotular dois pontos diferentes numa mesma posição, o que implicaria em justaposição de superfícies. Imediatamente depois se tem a definição do número de elementos/células/volumes de controle nas direções x, y e z , respectivamente e para cada bloco, que preferencialmente devem ser definidos de forma a criação de um elemento cúbico e homogêneo para todos os blocos. Este procedimento confere maior homogeneidade e maior estabilidade computacional à malha e tende a tornar mais rápido o processo de convergência da simulação. Deve ser observado ainda que quanto menor o tamanho do elemento, mais refinada a malha será e, portanto, maior a demanda de tempo computacional. Através dos testes de independência e consistência de malhas, que posteriormente serão discutidos no Capítulo 5, optou-se pela utilização de volumes de controle cúbicos homogêneos de $0,05\text{ m}$ de arestas para os Modelos 1 a 8, cuja malha pode ser visualizada através da Figura 3.4. Por fim, o *simpleGrading* representa a taxa de expansão da malha nas direções x, y e z , respectivamente e como neste trabalho utilizou-se malhas estáticas, não estruturadas ou sem expansão, tem-se *simpleGrading* (1 1 1).

Figura 3.4 – Malha Computacional para os Modelos 1 a 8 em diferentes vistas e seções de cortes com a utilização de volumes de controle cúbicos e homogêneos de 0,05 m de aresta.

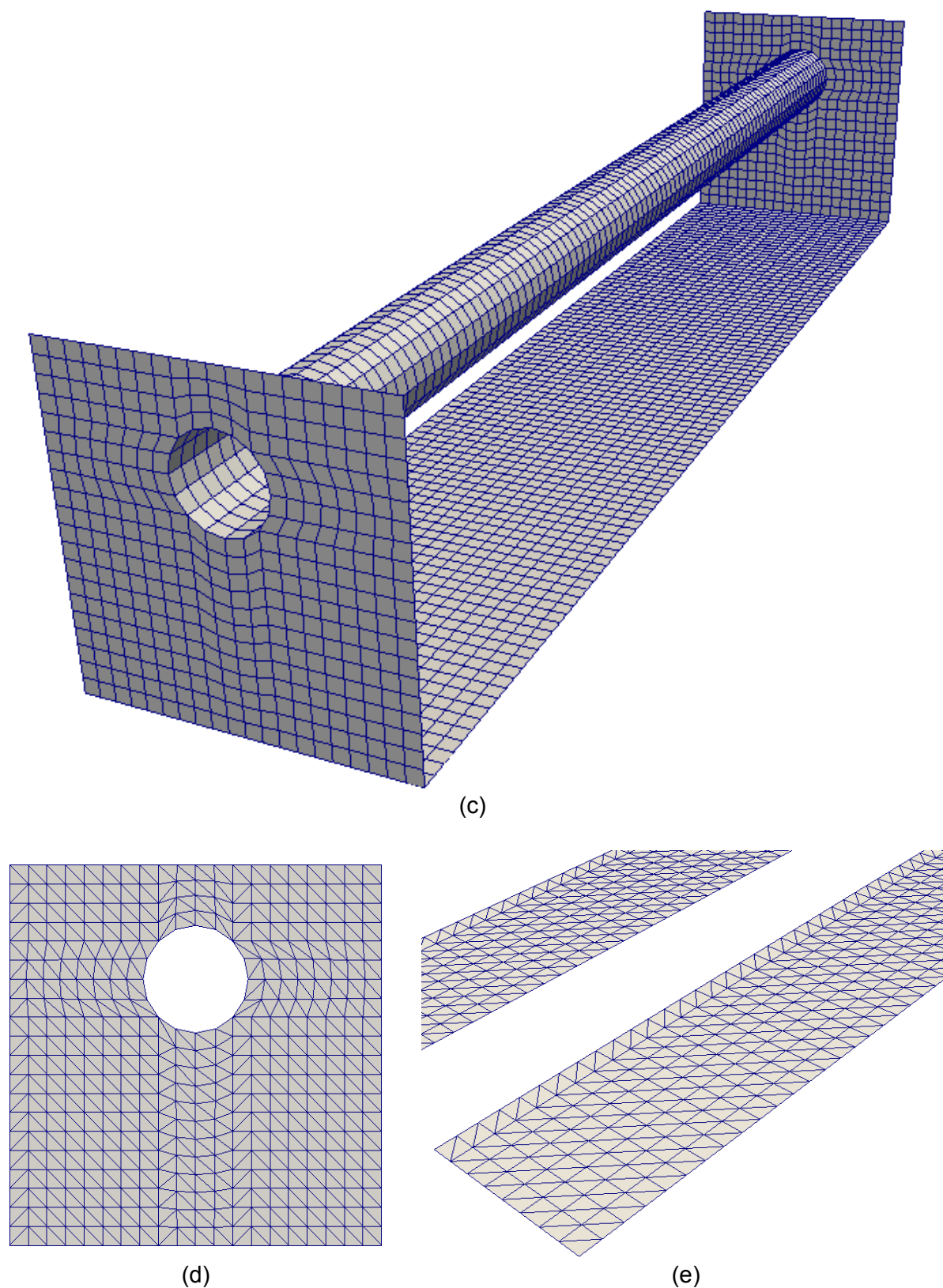


(a)



(b)

Figura 3.4 (cont.) – Malha Computacional para os Modelos 1 a 8 em diferentes vistas e seções de cortes com a utilização de volumes de controle cúbicos e homogêneos de 0,05 *m* de aresta.



Em seguida tem-se a seção *edges*, onde as arestas de ligação dos vértices são definidas. Por padrão o OpenFOAM® considera a ligação entre 2 pontos como

uma linha reta, podendo essa seção ser omitida na ausência de arestas curvas. A Tabela 3.4 ilustra e exemplifica as principais palavras chaves/comandos a serem utilizadas na seção.

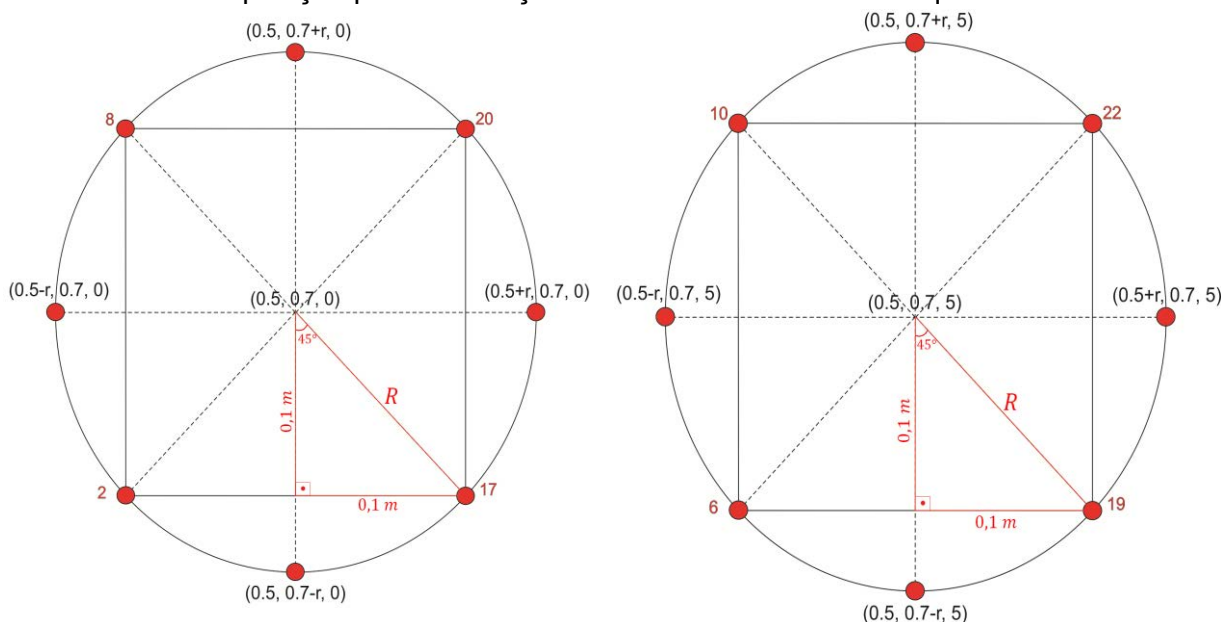
Tabela 3.4 – Parâmetros a serem incluídos na seção *edges* do dicionário *blockMeshDict* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

COMANDOS	DESCRIÇÃO	ENTRADAS ADICIONAIS
<i>arc</i>	Arco Circular	Ponto único de Interpolação
<i>simpleSpline</i>	Curva de Aproximação (<i>Spline</i>)	Lista de pontos de interpolação
<i>polyLine</i>	Conjunto de Linhas	
<i>polySpline</i>	Conjunto de <i>Splines</i>	
<i>line</i>	Linha Reta	—

Na geometria do forno todas as arestas são linhas retas, com exceção do tubo queimador central, que é um cilindro e que será construído/definido através do comando *arc*, necessitando-se identificar pontos de interpolação central para a construção do arco – obtidos através do conceito matemático do Apótema, equação (3.01) e conforme Figura 3.5.

$$\text{sen}(45^\circ) = \frac{0,1}{R} \Rightarrow R = \frac{0,1}{\text{sen}(45^\circ)} \cong 0,141 \text{ m} \quad (3.01)$$

Figura 3.5 – Processo de cálculo do apótema do círculo para definição e cálculo dos pontos de interpolação para construção da forma cilíndrica do tubo queimador.



Portanto a partir da definição do raio de concordância, calculam-se facilmente os pontos de interpolação para as respectivas faces e tem-se a construção da forma cilíndrica do tubo queimador.

Por fim estrutura-se a seção *boundary*, onde as vizinhanças/fronteiras são definidas como um conjunto de patches/superfícies, identificadas e nomeadas por uma palavra chave. Esta deve ser escolhida pelo usuário de forma a permitir a fácil identificação para implementação das condições iniciais e de contorno. O patch pode ser definido em três tipos, conforme Tabela 3.5 – Patch de BASE, que é aquele descrito unicamente em termos da Geometria; Patch PRIMITIVO, que é aquele em que a condição base atribuída é sobre uma variável numérica de campo (ϕ) e *Patch* DERIVADO, que é aquele que a condição é derivada do tipo primitivo e é atribuída a uma variável de campo sobre o patch; respectivamente conforme Tabelas 3.6, 3.7 e 3.8.

Tabela 3.5 – Tipos de Patch e possíveis condições a serem atribuídas (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

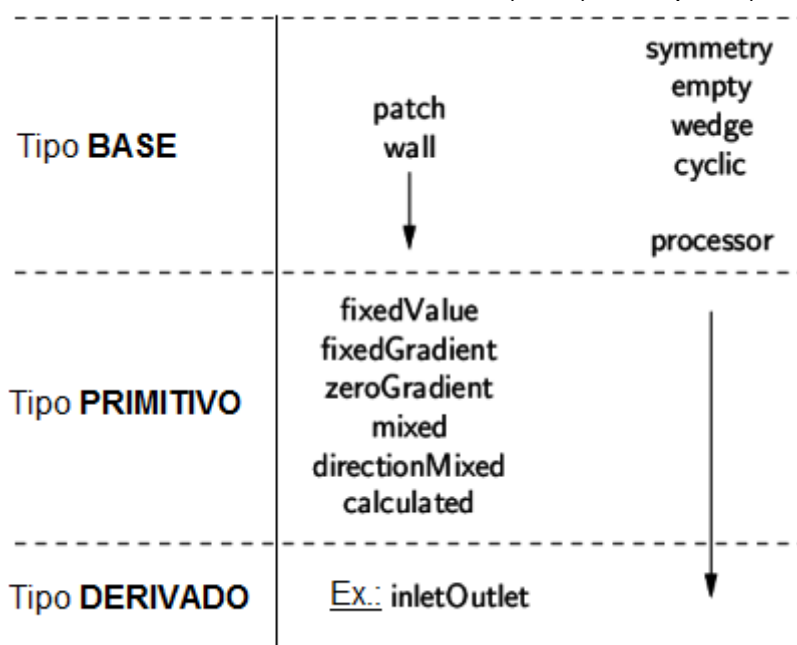


Tabela 3.6 – Parâmetros para o Patch do tipo BASE (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

PATCH TIPO BASE	
COMANDOS	DESCRIÇÃO
<i>patch</i>	Patch genérico
<i>symmetryPlane</i>	Plano de Simetria
<i>empty</i>	Planos Frontal e Traseiros de uma geometria 2D
<i>wedge</i>	Cunha frontal e traseira de uma geometria axi-simétrica
<i>cyclic</i>	Plano cíclico
<i>wall</i>	Parede – Usado como Função Parede em escoamentos turbulentos
<i>processor</i>	Fronteiras/Vizinhanças Multiprocessamento

Tabela 3.7 – Parâmetros para o Patch do tipo PRIMITIVO (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

PATCH TIPO PRIMITIVO		
TIPO	DESCRIÇÃO DAS CONDIÇÕES PARA O CAMPO ϕ NO PATCH	DADOS A ESPECIFICAR
<i>fixedValue</i>	Valor de ϕ é especificado	<i>value</i>
<i>fixedGradient</i>	Gradiente normal de ϕ é especificado	<i>gradient</i>
<i>zeroGradient</i>	Gradiente normal de ϕ é zero	–
<i>calculated</i>	Campo de fronteira de ϕ é derivado de outros campos	–

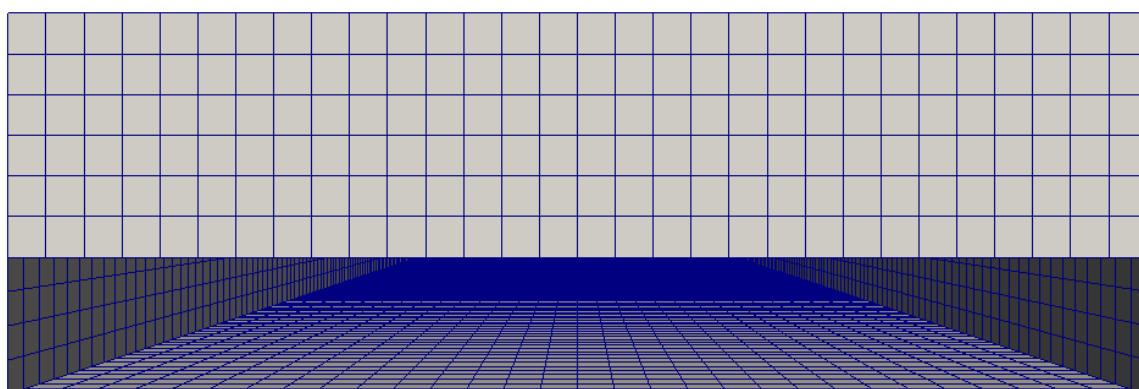
Tabela 3.8 – Parâmetros para o Patch do tipo DERIVADO (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

PATCH TIPO DERIVADO		
TIPOS DERIVADOS DO <i>fixedValue</i>		DADOS A ESPECIFICAR
<i>movingWallVelocity</i>		
<i>pressureInletVelocity</i>	Quando a p é conhecida na entrada, $\mathbf{U}$ é avaliada no escoamento, normal ao patch	<i>value</i>
<i>pressureDirectedInletVelocity</i>	Quando a p é conhecida na entrada, $\mathbf{U}$ é calculada no escoamento na direção de entrada	<i>value</i> , <i>inletDirection</i>
TIPOS DERIVADOS DO <i>fixedGradient</i> / <i>zeroGradient</i>		DADOS A ESPECIFICAR
<i>fluxCorrectedVelocity</i>	Calcula o componente normal da $\mathbf{U}$ na entrada do escoamento	<i>value</i>
<i>buoyantPressure</i>	Define o <i>fixedGradient</i> de pressão baseado no gradiente da P_{atm}	–

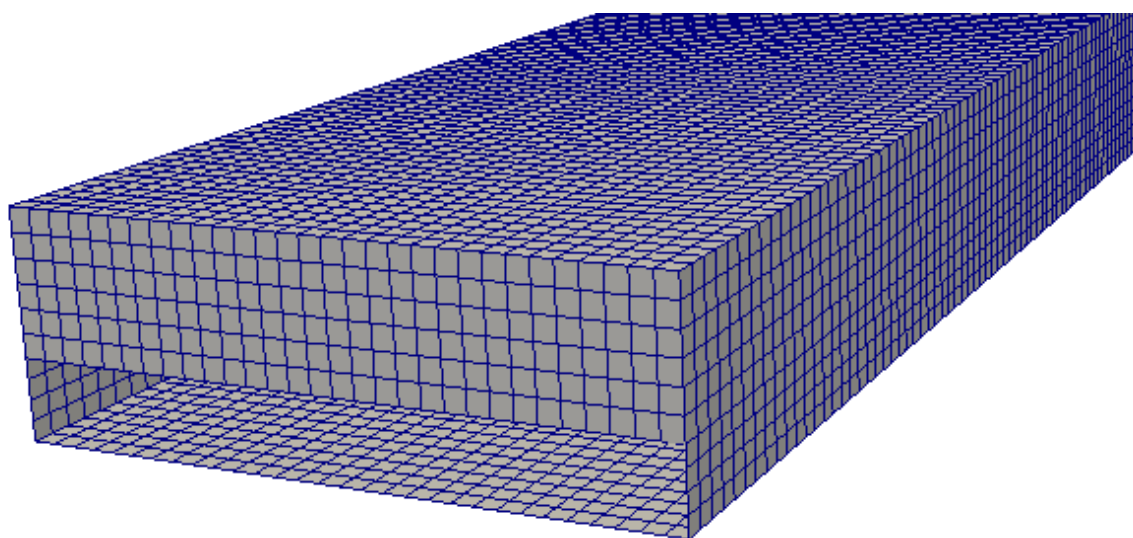
Ainda na seção *boundary* e encerrando o processo de construção tem-se a identificação e rotulação das faces, observando-se o sentido definido pela regra da mão direita, onde o vetor área deve ser sempre ortogonal e direcionado para o exterior do bloco.

O processo de construção e definição da geometria e malha utilizado para os modelos de testes anteriores será aplicado de forma semelhante para os Modelos 9 a 12. Nestes casos não existem arestas curvas e a representação da malha do forno real pode ser visualizada na Figura 3.6. Tem-se ainda que bem como para os Modelos 1 a 8, os testes de independência e consistência de malhas levaram a utilização de volumes de controle cúbicos homogêneos de 0,05 m de arestas; tais testes serão apresentados e melhor discutidos no Capítulo 5.

Figura 3.6 – Malha Computacional para os Modelos 9 a 12 nas vistas (a) frontal e (b) isométrica com a utilização de volumes de controle cúbicos e homogêneos de 0,05 m de aresta.



(a)



(b)

3.1.3 Procedimentos Numéricos e de Controle

O arquivo *controlDict* trata da definição dos parâmetros de controle e execução da simulação, que segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) e Mitre (2008e), tem-se a Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Parâmetros de entrada do dicionário *controlDict* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

PALAVRA CHAVE	DESCRIÇÃO	
<i>application</i>	Nome do Aplicativo/ <i>solver</i> que resolverá o problema.	
<i>startFrom</i>	Controla o instante de tempo que inicia a simulação.	
	<i>firstTime</i>	Início a partir do menor instante de tempo, geralmente $t = 0$.
	<i>startTime</i>	Definição do instante de tempo inicial, onde se $t = 0$ tem-se o mesmo efeito do <i>firstTime</i> .
	<i>latestTime</i>	Início a partir do último diretório de tempo criado.
<i>stopAt</i>	Controla o instante de tempo que encerra a simulação.	
	<i>endTime</i>	Encerra no ponto escolhido para término.
	<i>writeNow</i>	Interrupção imediata gravando o resultado final.
	<i>noWriteNow</i>	Interrupção imediata sem gravar o resultado final.
	<i>nextWrite</i>	Antes de interromper a simulação, aguarda a próxima e última gravação dos resultados.
<i>deltaT</i>	Intervalo/Passo de tempo da simulação.	
<i>writeControl</i>	Controle da gravação de dados.	
	<i>timeStep</i>	Gravação em todos os passos de tempo do <i>writeInterval</i> .
	<i>runTime</i>	Grava dados a cada <i>writeInterval</i> segundos de tempo simulado.
	<i>adjustableRunTime</i>	Grava dados a cada <i>writeInterval</i> segundos de tempo simulado, mas pode ajustar o passo de tempo para coincidir com o <i>writeInterval</i> se necessário.
	<i>cpuTime</i>	Grava dados a cada <i>writeInterval</i> segundos de tempo de CPU.
	<i>clockTime</i>	Grava dados a cada <i>writeInterval</i> segundos de tempo real.
<i>writeInterval</i>	Período em que os resultados da simulação serão salvos.	
<i>purgeWrite</i>	Número inteiro que representa o limite de diretórios de tempo que serão armazenados sobrescrevendo os antigos de forma cíclica. Especificando <i>purgeWrite</i> igual a 1 apenas o último instante de tempo será salvo, o que é interessante para simulações em regime estacionário e para desabilitá-lo tem-se <i>purgeWrite</i> igual a 0, ressaltando que o espaço consumido em HD sensivelmente será maior.	
<i>writeFormat</i>	Formato do Arquivo de Dados.	
	<i>ascii</i>	Formato ASCII, com <i>writePrecision</i> algarismos significativos.
	<i>binary</i>	Formato Binário.
<i>writePrecision</i>	Número de algarismos significativos ao utilizar a opção <i>writeFormat</i> <i>ascii</i> . O padrão utilizado é 6.	

Tabela 3.9 (cont.) – Parâmetros de entrada do dicionário *controlDict* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

<i>writeCompression</i>	Informa se os dados serão ou não comprimidos, reduzindo o espaço necessário de armazenamento, porém exigindo potência computacional adicional para compressão.	
	<i>uncompressed</i>	Sem Compressão.
	<i>compressed</i>	Compressão no formato <i>gzip</i> .
<i>timeFormat</i>	Escolha do formato dos diretórios de tempo.	
	<i>fixed</i>	$\pm m.dddddd$, onde <i>d</i> é definido pelo <i>writePrecision</i> .
	<i>scientific</i>	$\pm m.dddddd \pm xx$, onde <i>d</i> é definido pelo <i>writePrecision</i> .
	<i>general</i>	Especifica o formato <i>scientific</i> se o expoente é menor que -4 ou maior ou igual ao especificado no <i>timePrecision</i> .
<i>timePrecision</i>	Número de dígitos que será utilizado para escrever os diretórios. Por padrão é utilizado o 6.	
<i>graphFormat</i>	Formato para dados gráficos (Por padrão <i>raw</i> , mas como opções têm-se <i>gnuplot</i> , <i>xmgr</i> e <i>jplot</i>).	
<i>adjustTimeStep</i>	Ajusta o passo de tempo (<i>timeStep</i>) durante a simulação, conforme o máximo valor do N° de Courant definido.	
	<i>yes</i>	<i>timeStep</i> ajustável.
	<i>no</i>	<i>timeStep</i> não ajustável ou fixo.
<i>maxCo</i>	Definição do Máximo N° de Courant para a simulação.	
<i>runTimeModifiable</i>	Configura a possibilidade de realizar modificações durante a simulação	
	<i>yes</i>	O <i>controlDict</i> é continuamente lido a cada passo de tempo a procura de eventuais modificações nas condições iniciais.
	<i>no</i>	Não permite modificações. Não necessitando o OpenFOAM® ficar verificando se o <i>controlDict</i> foi modificado a cada passo de tempo.

Observando-se que os *solvers* que incorporam o algoritmo de acoplamento PIMPLE – *my_pimpleFoam* e *buoyantBoussinesqPimpleFoam* – utilizam passo de tempo variável e limitado a um valor máximo – *writeControl adjustableRunTime*. Tal limitação objetiva respeitar e satisfazer o critério de convergência do Número de Courant-Friedrich-Levy máximo igual a 0,5 (COURANT, FRIEDRICHS e LEWY; 1967 *apud* RIBEIRO FONTOURA, 2013). Do exposto tem-se que:

$$Co = \frac{\delta t \cdot |\vec{U}|}{\delta x} \leq 0,5 \quad (3.02)$$

, onde δt é o passo de tempo, $|\vec{U}|$ é a magnitude da velocidade através da célula e δx é o tamanho da célula na direção da velocidade. Ressaltando que neste trabalho limitou-se o Número de Courant a 0,45 – *maxCo 0,45*.

Por outro lado os *solvers* que incorporam o algoritmo de acoplamento SIMPLE – *buoyantBoussinesqSimpleFoam* e *buoyantSimpleFoam* – não apresentam implementando em seu código a opção de controle e ajuste do passo de tempo, utilizando unicamente o passo de tempo fixo – *writeControl timeStep*. Neste trabalho, para esta classe de *solvers*, optou-se pela utilização do passo de tempo igual a $1 - \delta T$.

3.1.4 Algoritmos para os Esquemas Numéricos de Discretização

No arquivo *fvSchemes* tem-se a definição e seleção dos métodos numéricos de discretização e interpolação a serem utilizados pelo OpenFOAM® nos diferentes termos das equações de transporte que, segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) e Mitre (2008a), são mostrados na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 – Parâmetros principais usados no dicionário *fvSchemes* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

DICIONÁRIO <i>fvSchemes</i>	
PALAVRA CHAVE	DESCRIÇÃO
<i>interpolationSchemes</i>	Método de interpolação de variáveis na face.
<i>snGradSchemes</i>	Discretização dos gradiente normais à superfície, avaliado na face da célula.
<i>gradSchemes</i>	Discretização do vetor gradiente (∇).
<i>laplacianSchemes</i>	Discretização do Laplaciano (∇^2).
<i>divSchemes</i>	Discretização do termo Divergente ($\nabla \cdot$).
<i>timeScheme</i>	Discretização das derivadas temporais, de 1ª e 2ª ordem, respectivamente $\partial/\partial t$ e $\partial^2/\partial t^2$ e se existirem.
<i>fluxRequired</i>	Lista as variáveis que são acopladas com o cálculo do fluxo, ou seja, aquelas que dependem do fluxo para serem determinadas; como exemplo, acoplamento pressão e velocidade.

Os esquemas de discretização possíveis a serem utilizados nas seções do *fvSchemes* para os termos de interpolação entre pontos, vetor gradiente normal à superfície, operadores de campo (gradiente, laplaciano e divergente) e derivadas temporais de 1ª e 2ª ordem; encontram-se listados e descritos, respectivamente, nas Tabelas 3.11 a 3.16, conforme The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014).

Tabela 3.11 – Esquemas de interpolação disponíveis para a seção *interpolationSchemes* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>interpolationSchemes</i>	
ESQUEMAS CENTRAIS	
<i>linear</i>	Interpolação linear (Diferenças Centrais).
<i>cubicCorrection</i>	Esquema cúbico.
<i>midPoint</i>	Interpolação linear com ponderação simétrica.
ESQUEMAS DE CONVECÇÃO UPWIND	
<i>upwind</i>	Diferenciação Upwind.
<i>linearUpwind</i>	Diferenciação linear Upwind.
<i>skewLinear</i>	Linear com correção de assimetria.
<i>filteredLinear2</i>	Linear com filtragem de alta frequência (<i>Linear with filtering for high-frequency ringing</i>).
ESQUEMAS TVD – VARIAÇÃO TOTAL DIMINUÍDA	
<i>limited</i>	Diferenciação linear limitada.
<i>vanLeer</i>	Limitador van Leer.
<i>MUSCL</i>	Limitador MUSCL.
<i>limitedCubic</i>	Limitador cúbico.
ESQUEMAS NVD - VARIÁVEIS NORMALIZADAS	
<i>SFCD</i>	Diferenciação Central auto filtrada.
<i>Gamma ψ</i>	Diferenciação gamma.

Tabela 3.12 – Esquemas de discretização disponíveis para a seção *snGradSchemes* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>snGradSchemes</i>	
ESQUEMA	DESCRIÇÃO
<i>corrected</i>	Correção explícita de não ortogonalidade da malha.
<i>uncorrected</i>	Sem correção não-ortogonal.
<i>limited ψ</i>	Correção não-ortogonal limitada baseado no valor do parâmetro ψ .
<i>bounded</i>	Correção limitada para escalares positivos.
<i>fourth</i>	Correção de 4ª ordem.

, onde $0 \leq \psi \leq 1$, de forma que:

$$\psi = \begin{cases} 0, & \text{Não corrigido.} \\ 0.333, & \text{correção não ortogonal} \leq 0,5 \times \text{Parte Ortogonal.} \\ 0.5, & \text{correção não ortogonal} \leq \text{Parte Ortogonal.} \\ 1, & \text{Corrigido.} \end{cases}$$

Tabela 3.13 – Esquemas de discretização disponíveis para a seção *gradSchemes* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>gradSchemes</i>	
ESQUEMA	DESCRIÇÃO
Gauss <interpolationScheme>	Integração Gaussiana de 2ª ordem.
leastSquares	Mínimos Quadrados de 2ª ordem.
fourth	Mínimos Quadrados de 4ª ordem.
cellLimited <gradScheme>	Versão Limitada para células.
faceLimited <gradScheme>	Versão Limitada para faces.

Quanto aos esquemas de discretização para a seção *laplacianSchemes*, representando os termos difusivos das equações de transporte, a única possibilidade é o Esquema de Integração de Gauss. Este esquema requer a escolha combinado de um esquema de discretização para o coeficiente de difusão e outro para a direção do gradiente normal a superfície, conforme ilustrado e exemplificado na Tabela 3.14 e consoante as Tabela 3.11 e 3.13.

Gauss <interpolationScheme> <snGradScheme>

Tabela 3.14 – Esquemas de discretização disponíveis para a seção *laplacianSchemes* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>laplacianSchemes</i>	
ESQUEMA	COMPORTAMENTO NUMÉRICO
<i>corrected</i>	Ilimitado, 2ª ordem e conservativo.
<i>uncorrected</i>	Limitado, 1ª ordem e não conservativo.
<i>limited ψ</i>	Corrigido e não corrigido misturados.
<i>bounded</i>	1ª ordem para escalares limitados.
<i>fourth</i>	Ilimitado, 4ª ordem e conservativo.

Quanto aos esquemas de discretização para a seção *divSchemes*, representando os termos convectivos das equações de transporte, a única possibilidade é o Esquema de Integração de Gauss. Este esquema requer a escolha do esquema de interpolação adequado para o campo dependente, como ilustrado e exemplificado na Tabela 3.15 e consoante a Tabela 3.11.

Gauss <interpolationScheme>

Tabela 3.15 – Esquemas de discretização disponíveis para a seção *divSchemes* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>divSchemes</i>	
ESQUEMA	COMPORTAMENTO NUMÉRICO
<i>linear</i>	2ª ordem, ilimitado.
<i>skewLinear</i>	2ª ordem (ou maior), ilimitado, correção de assimetria.
<i>cubicCorrected</i>	4ª ordem, ilimitado.
<i>upwind</i>	1ª ordem, limitado.
<i>linearUpwind</i>	1ª ordem/2ª ordem, limitado.
<i>QUICK</i>	1ª ordem/2ª ordem, limitado.
<i>TVD schemes</i>	1ª ordem/2ª ordem, limitado.
<i>SFCD</i>	2ª ordem, limitado.
<i>NVD schemes</i>	1ª ordem/2ª ordem, limitado.

Finalmente para as derivadas temporais de 1ª e 2ª ordem, fortemente representadas em escoamentos transientes, têm-se as seções *ddtSchemes* e *d2dt2Schemes*, respectivamente $\partial/\partial t$ e $\partial^2/\partial t^2$.

Tabela 3.16 – Esquemas de discretização disponíveis para as seções *ddtSchemes* e/ou *d2dt2Schemes*. (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>ddtSchemes</i>	
ESQUEMA	COMPORTAMENTO NUMÉRICO
<i>Euler</i>	1ª ordem, limitado e implícito.
<i>localEuler</i>	Passo de tempo local, 1ª ordem, limitado e implícito.
<i>CrankNicholson ψ</i>	2ª ordem, limitado e implícito.
<i>backward</i>	2ª ordem e implícito.
<i>steadyState</i>	Não resolve derivadas temporais, ou seja, regime estacionário ou permanente.
SEÇÃO <i>d2dt2Schemes</i>	
ESQUEMA	COMPORTAMENTO NUMÉRICO
<i>Euler</i>	Unicamente aplicável.

3.1.5 Algoritmos para os Esquemas de Solução e Controle

Prosseguindo tem-se definição dos métodos, tolerâncias e algoritmos de controle utilizados pelo OpenFOAM® na resolução das equações lineares algébricas obtidas da discretização das equações de transporte, que ocorre no arquivo *fvSolution*, presente no diretório *system* do caso estudado. Assim, segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014), os principais *solvers* são dados conforme pela Tabela 3.17.

Tabela 3.17 – *Solvers* Lineares (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO <i>solver</i>	
SOLUCIONADOR/SOLVER	PALAVRA CHAVE
Gradientes conjugados pré-condicionados	<i>PCG/PBiCG</i>
Solucionador usando um “smoother”	<i>smoothSolver</i>
Generalização algébrica geométrica para múltiplas malhas	<i>GAMG</i>
Solucionador Diagonal para sistemas explícitos	<i>diagonal</i>

Deve ser observado que a escolha do *solver* adequado deve considerar os critérios de matrizes simétricas e não simétricas. Ressaltando que o PCG é utilizado para matrizes simétricas e o PBiCG para não-simétricas.

Os pré-condicionadores são responsáveis por conduzir a uma propagação mais rápida da informação pelo domínio computacional, fazendo com que a solução tenha convergência mais rápida. Para o Método dos Gradientes Conjugados (PCG/PBiCG) há uma grande possibilidade de opções para o pré-condicionamento das matrizes, de forma que segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) estão mostrados na Tabela 3.18.

Tabela 3.18 – Opções de Pré-Condicionadores (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO preconditioner	
PRÉ-CONDICIONADOR	PALAVRA CHAVE
Diagonal Incompleta de Cholesky (Simétrica)	<i>DIC</i>
Diagonal Incompleta Rápida de Cholesky (DIC com “cache”)	<i>FDIC</i>
Diagonal incompleta-LU (Assimétrica)	<i>DILU</i>
Diagonal	<i>Diagonal</i>
Generalização algébrica geométrica para múltiplas malhas	<i>GAMG</i>
Sem condicionamento	<i>none</i>

Os *solvers* do tipo *Smooth* (*smoothSolver*), por sua vez, são utilizados na suavização e ajuste de curvas, conforme mostrado na Tabela 3.19.

Tabela 3.19 – Opções de *Smoothers* (Fonte: The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) – Adaptada).

SEÇÃO smoother	
SMOOTHER	PALAVRA CHAVE
Gauss-Seidel	<i>GaussSeidel</i>
Diagonal Incompleta de Cholesky (Simétrica)	<i>DIC</i>
Diagonal Incompleta de Cholesky com Gauss-Seidel (Simétrica)	<i>DICGaussSeidel</i>

Ainda e segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) para o parâmetro *relaxationFactors* tem-se o controle do fator de subrelaxação linear α . Segundo Versteeg e Malalasekera (2007) subrelaxação é uma técnica utilizada para obter a convergência da solução fazendo que as correções ao longo das iterações diminuam, portanto reduzindo a taxa de convergência sem comprometer a solução e favorecendo ainda a estabilidade computacional. Pode ser do tipo linear ou falso transiente (*false time step*). A escolha do fator de subrelaxação linear α deve considerar a estabilidade computacional e bem como evolução rápida do método, de forma que para $\alpha = 1$ não há relaxação e para $\alpha = 0$ não há correção, ou seja, a solução não mudará mesmo após sucessivas iterações.

Neste trabalho, para a resolução do sistema linear de equações discretizadas gerado e em consonância ao observado em Ribeiro Fontoura (2013) utilizou-se predominantemente o método PBiCG com pré-condicionador DILU. Em exceções a matriz da pressão, na qual o método utilizado foi GAMG e a matriz de temperatura, cujo método utilizado foi o BICCG, que segundo The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014) é um *solver* algébrico obsoleto, substituído pelo PBiCG e presente unicamente para compatibilidade com versões anteriores.

3.1.6 Algoritmos de Acoplamento

Versteeg e Malalasekera (2007) apontam como principais dificuldades à solução das equações de transporte a presença de não linearidades; o forte acoplamento entre as equações, que é principalmente observado nas equações de

balanço de momentos com a equação da continuidade e a grande dificuldade da ligação/entendimento da pressão. Assim, para um escoamento compressível tem-se a utilização da equação da continuidade como equação de transporte para a densidade e a equação da energia como transporte da temperatura; dessa forma tem-se a obtenção da pressão pela solução da equação de estado $p = f(\rho, T)$. Mas quando o escoamento é incompressível não se tem um acoplamento/equação de transporte para a pressão diretamente e para contornar essa situação uma restrição é induzida, de forma que, se o campo de pressão é corretamente aplicado na equação de balanço de momentos, o campo de velocidades obtido satisfaz a equação da continuidade.

A solução das não linearidades encontradas e o acoplamento da pressão e velocidades podem ser solucionados através da utilização de um método iterativo, como o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* – Método Semi-Implícito para Acoplamento da Pressão nas Equações) de Patankar (1980). Nele os fluxos convectivos específicos nas faces são avaliados a partir das chamadas “velocidades estimadas” e um campo de pressão inicialmente admitido é usado para resolver as equações de balanço de momentos. Por fim uma equação de correção da pressão é obtida a partir da equação da continuidade e é utilizada na atualização/correção dos campos de pressão/velocidade. Assim, o algoritmo começa com a estimativa inicial dos campos de pressão e velocidade, os quais serão progressivamente corrigidos até a convergência, conforme resumido na Figura 3.7.

O Algoritmo PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators* – Pressão Implícita com Separação de Operadores) é uma extensão do Método SIMPLE com um passo corretor adicional para melhorá-lo. Calcula o campo de pressões duas vezes, o que faz necessário um armazenamento adicional para o termo fonte da 2ª equação de correção da pressão, conforme Figura 3.8 e como no Método SIMPLE, faz-se necessário a inclusão de um fator de subrelaxação para estabilizar o método. Foi originalmente desenvolvido para escoamentos compressíveis transientes em computação não-iterativa e posteriormente adaptado para problemas iterativos de regime estacionário. Apesar do maior esforço computacional demandado acaba por gerar um processo mais rápido e eficiente (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

No presente trabalho foram utilizados os dois algoritmos de acoplamento, com suas respectivas variações conforme o *solver* utilizado. Observou-se que o SIMPLE apresentou melhores resultados para o regime permanente, sendo esse o mais indicado para este trabalho. Ressaltando que todas as análises e discussões dos resultados comparativos dos diferentes algoritmos de acoplamentos ocorrerão no Capítulo 5.

Figura 3.7 – Método SIMPLE (Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007) – Adaptada).

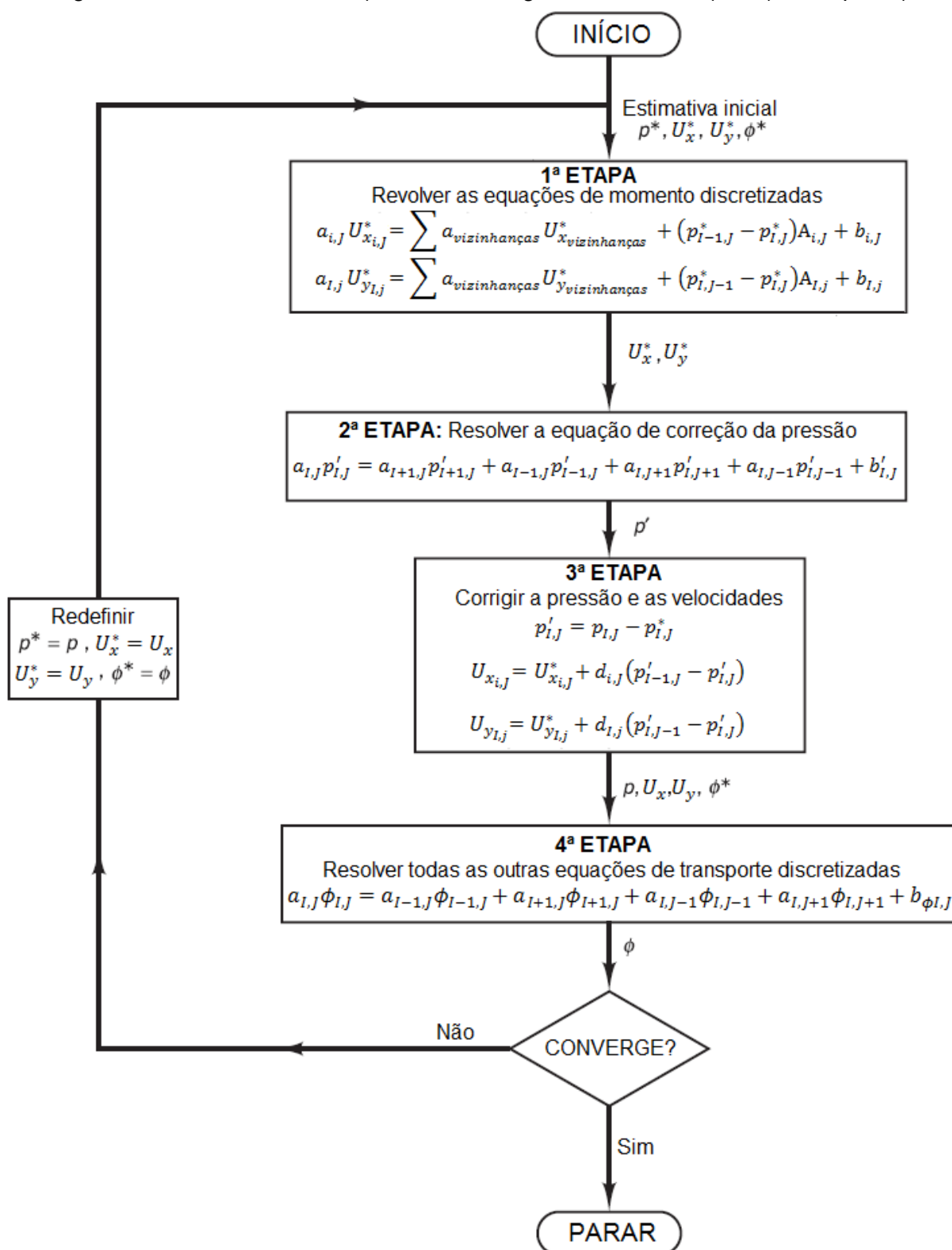
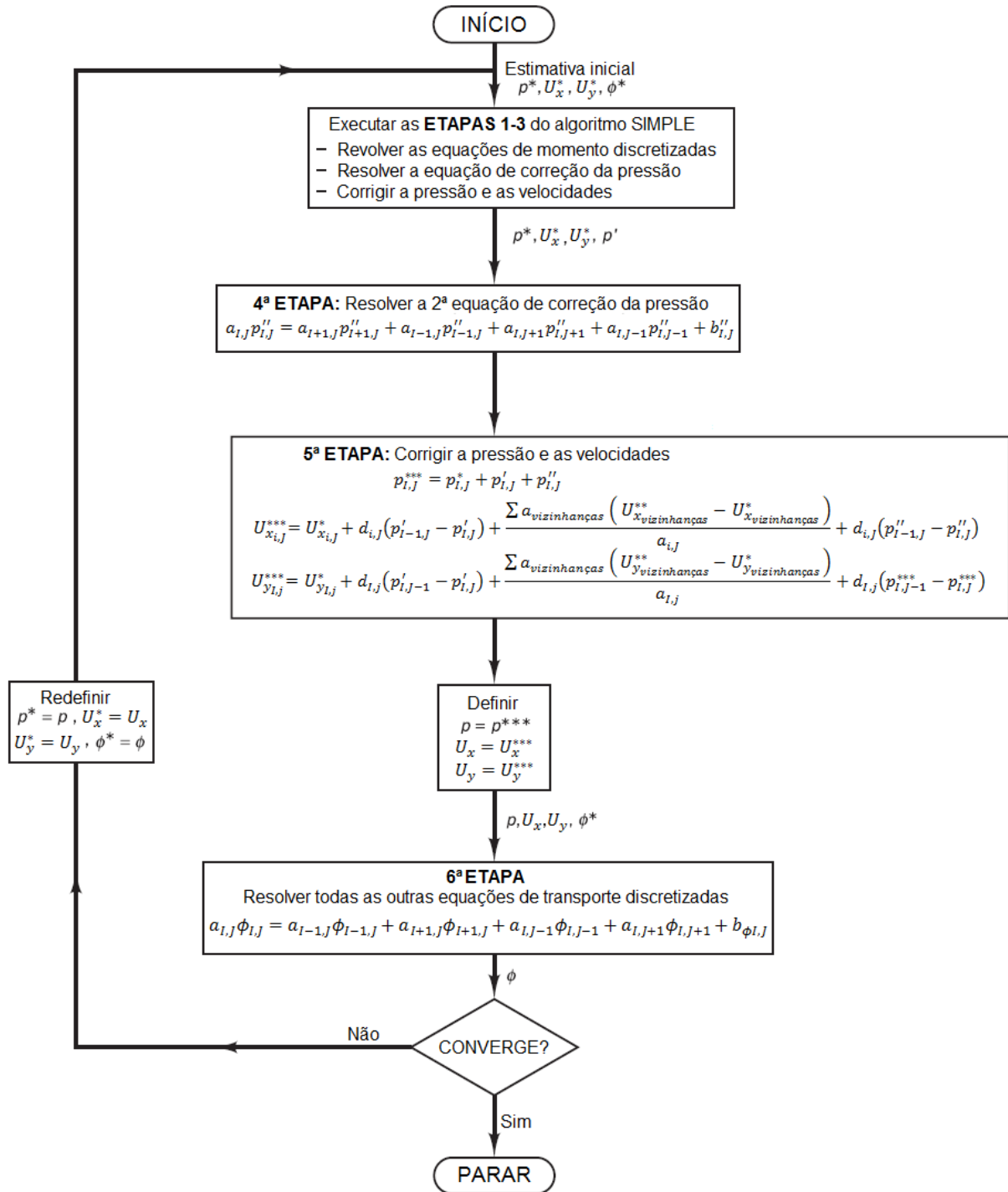


Figura 3.8 – Método PISO (Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007) – Adaptada).



3.1.7 Modelos e Propriedades Físicas

O OpenFOAM® apresenta uma extensa variedade de modelos físicos e dados de propriedades (termodinâmicas, de transporte, químicas, etc.) que permitem ao usuário projetar e simular as mais diversas classes de problemas. Ressaltando que pelas condições do problema a ser modelado tem-se a seleção do *solver* mais adequado. Posteriormente – conforme a escolha dos modelos físicos a serem

adicionados – diferentes parâmetros, condições iniciais e de contorno e propriedades físicas necessitam ser especificadas.

The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014) e The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014) apresentam, exemplificam e discutem todas as possíveis propriedades físicas e modelos termofísicos, de radiação, de turbulência e reológicos implementados no OpenFOAM®.

Os modelos termofísicos são definidos no OpenFOAM® como sistemas de pressão temperatura ($p - T$), a partir do qual as outras propriedades termodinâmicas são avaliadas. A modelagem inicia-se com a escolha da equação de estado – destacando-se as opções de modelagem para gás perfeito (*perfectFluid*); gás perfeito adiabático (*adiabaticPerfectFluid*); equação de estado polinomial para fluidos incompressíveis, como líquidos (*icoPolynomial*); densidade constante (*rhoConst*), etc. Em seguida diferentes propriedades básicas, derivadas da equação de estado, de transporte e/ou de mistura são estabelecidas; como exemplos as funções: a) *hPolynomialThermo*, que calcula o calor específico a pressão constante ($\hat{C}_p$) através dos coeficientes de uma função polinomial de ordem n , a partir do qual tem-se a avaliação da entalpia e da entropia específica e b) *polynomialTransport* que calcula as propriedades de transporte com base na dependência polinomial com a temperatura.

Os modelos de radiação presentes são o P1, fvDOM (Método dos Volumes Finitos de Ordenadas Discretas), *opaqueSolid* (modelagem para sólidos opacos) e *viewFactor* (modelagem por fatores de forma).

A modelagem da turbulência no OpenFOAM® ocorre através dos métodos RAS/RANS ou LES. Destacam-se para o método RANS, em fluidos incompressíveis e compressíveis, os modelos de turbulência $\kappa - \varepsilon$ (*kEpsilon*), $\kappa - \varepsilon$ RNG (*RNGkEpsilon*), $\kappa - \omega$ (*kOmega*), $\kappa - \omega$ SST (*kOmegaSST*), etc. No método LES destacam-se diversos tipos de filtros (*LESfilters*), deltas (*LESdeltas*) e bem como diversos modelos de turbulência LES, para fluidos incompressíveis e compressíveis.

O OpenFOAM® também conta com diversos modelos reológicos, onde a viscosidade é relacionada com a taxa de deformação através de parâmetros especificados no arquivo *transportProperties*. As opções a serem utilizadas são o Modelo Newtoniano, Modelo de Bird-Carreau, Modelo da Lei de Potência, Modelo da Lei de Potência Cross e Modelo de Herschel-Bulkley.

Os modelos e propriedades físicas utilizados neste trabalho – que serão melhor discutidos e explorados na Formulação do Modelo (Capítulo 4) – são:

- Equação de estado para gás perfeito (*perfectFluid*) e densidade constante (*rhoConst*).
- Modelos de radiação fvDOM e *viewFactor*.

- Modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ (*kEpsilon*).
- Modelo reológico de fluido newtoniano.

3.2 LEVANTAMENTO DE DADOS EXPERIMENTAIS

Em visita a uma indústria alimentícia bauruense – não identificada neste trabalho – foram coletados experimentalmente os dados do processo de pré-assamento de pizzas e da geometria do forno. Os quais são extremamente importantes no processo de formulação dos modelos e otimização da geometria construtiva do forno.

Os equipamentos utilizados foram:

- Trena com fita de aço.
- Cronômetro Digital.
- Termômetro infravermelho sem contato de alta desempenho, marca Raynger[®], modelo MX4, com mira laser, emissividade ajustável, intervalo de temperaturas entre $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $900\text{ }^{\circ}\text{C}$, tempo de resposta de 250 ms, precisão de $\pm 0,75\%$ e sistema de aquisição de dados; conforme Figura 3.9.

Figura 3.9 – Termômetro Infravermelho da marca Raynger[®] e modelo MX4.



(a)

Figura 3.9 (cont.) – Termômetro Infravermelho da marca Raynger® e modelo MX4.



(b)

Com a trena mediu-se as dimensões do forno – comprimento, altura, largura, espessura de parede, etc. Através da utilização do cronômetro mediu-se o intervalo de tempo que o produto (pizza) permanece dentro do forno; desde a sua entrada até a saída do forno. Portanto, a partir do comprimento do forno e o intervalo de tempo gasto pelo produto ao percorrê-lo, tem-se a estimativa da velocidade média da esteira, igual a 10 cm/s.

Com o termômetro infravermelho mediu-se a temperatura média do ar ambiente, nos tubos queimadores, na entrada e a nas pizzas na saída do forno, conforme ilustrado na Tabela 3.20.

Tabela 3.20 – Dados experimentais coletas para o processo de pré-assamento de pizzas.

DADOS EXPERIMENTAIS	
$T_{Ar_{entrada}} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{Chapa\ Metálica_{Entrada\ do\ Forno}} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{Queimador} = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$	
$V_{Esteira} = 10\text{ }\frac{cm}{s}$	$T_{Pizza_{saída}} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$

4 FORMULAÇÃO DO MODELO

Nesta etapa desenvolveu-se a modelagem matemática tridimensional de um forno alimentício contínuo do tipo túnel no software livre e de código aberto OpenFOAM®, versões 2.2.2 e 2.4.0, que utiliza por padrão e unicamente o Método dos Volumes Finitos na discretização das equações diferenciais do sistema, de forma que para uma variável de fluxo geral, denotada por ϕ , como exemplo a componente U_x da velocidade ou a entalpia dentro de um volume finito de controle, é dada pela equação (4.01).

$$\begin{aligned} \left[\begin{array}{l} \text{Taxa de Variação} \\ \text{de } \phi \text{ no V.C. em} \\ \text{relação ao tempo} \end{array} \right] &= \left[\begin{array}{l} \text{Taxa Líquida de} \\ \text{aumento de } \phi \text{ no V.C.} \\ \text{devido a Convecção} \end{array} \right] + \\ &\left[\begin{array}{l} \text{Taxa Líquida de} \\ \text{aumento de } \phi \text{ no V.C.} \\ \text{devido a Difusão} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Taxa Líquida de} \\ \text{criação de } \phi \\ \text{dentro do V.C.} \end{array} \right] \end{aligned} \quad (4.01)$$

Foram construídos totais doze modelos tridimensionais para simulação e otimização de um forno contínuo de uma empresa alimentícia bauruense. Os Modelos 1 a 8 representam o forno em escala reduzida e tratam do conhecimento, entendimento e curva de aprendizagem do processo de modelagem, programação e simulação com o software OpenFOAM®; ajuste das condições operacionais, iniciais e de contorno; escolha do *solver* e algoritmo de acoplamento pressão-velocidade mais indicado para a situação-problema; gradual avaliação dos efeitos da inclusão de fenômenos físicos inicialmente desprezados, como as forças de campo (peso e empuxo) através do Modelo de Boussinesq e as trocas radiantes entre as paredes, através de dois diferentes modelos de radiação (*fvDOM* e *viewFactor*); etc. Os Modelos 9 a 12, chamados de modelos de análises paramétricas, tratam da modelagem do forno real, partindo-se do processo de seleção do *solver* e algoritmo de acoplamento mais indicado; escolha e adequação das condições iniciais e de contorno; inclusão do modelo de radiação *viewFactor* e modelagem final do escoamento turbulento, através da inclusão do modelo $\kappa - \varepsilon$. Por fim têm-se os Modelos de Otimização que tratam de alterações na geometria do forno a partir do Modelo 12 – alterações na altura através de quatro razões de aspecto geométrico – de forma a avaliar os efeitos sobre o escoamento e selecionar a melhor forma construtiva, otimizando o projeto do forno.

4.1 DESCRIÇÃO E EVOLUÇÃO DOS MODELOS UTILIZADOS

4.1.1 Modelos de Teste

Os modelos de teste, Modelos 1 a 8, são representados pela geometria comum de um forno de seção transversal quadrada de 1 m, comprimento de 5 m e com um tubo queimador de 0,283 m de diâmetro posicionado na região centro

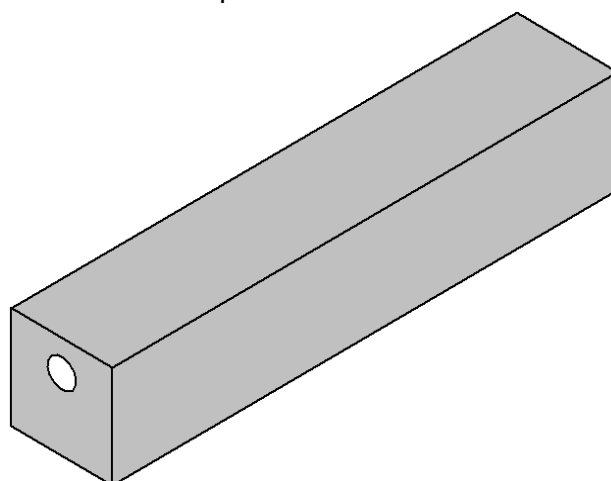
superior, conforme Figura 4.1. Observando-se que a escolha desta geometria é fundamentada em padrões comerciais médios para fornos e dados encontrados em diferentes literaturas e manuais técnicos sobre o assunto.

Os modelos analisados diferenciam-se entre si pela divisão da geometria em diferentes *patches*, condições iniciais e de contorno, *solvers* e algoritmos de acoplamento, propriedades e modelos físicos adicionados e/ou hipóteses simplificadoras utilizadas.

Conforme a escolha do *solver*, respectivas hipóteses simplificadoras e diferentes modelos físicos, propriedades físicas e condições iniciais e de contorno fazem-se necessárias ou mostram-se como possibilidades de melhoramento para o caso estudado. A definição das condições iniciais e de contorno ocorre no diretório *0*; nos arquivos *p*, *U*, *T*, *alphat*, *G*, *IDefault*, *k*, *p_rgh*, *Qr*, *mut*, etc. A definição das propriedades e escolha dos modelos físicos ocorre no diretório *constant*; nos arquivos *transportProperties*, *g*, *RASProperties*, *turbulenceProperties*, *thermophysicalProperties* e/ou *radiationProperties*. Na hipótese de escoamento em regime laminar, nos arquivos *RASProperties* e *turbulenceProperties* os modelos de turbulência são desligados e suas respectivas condições de contorno desativadas ao incluir no arquivo *turbulenceProperties* as opções *RASModel laminar* e *turbulence off*.

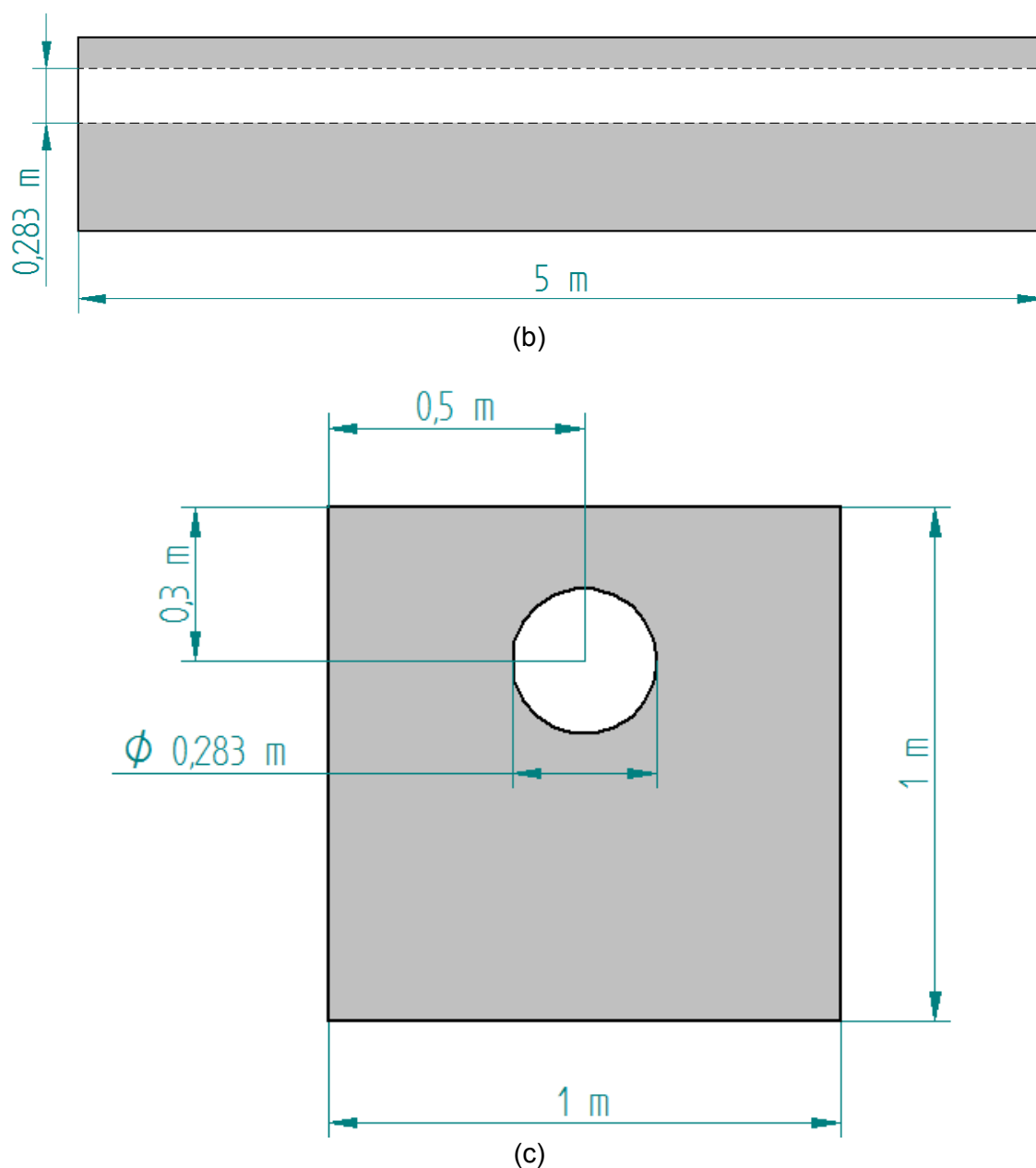
Quando o *solver* escolhido inclui em seu código fonte a biblioteca *radiationModel.H*, é possível levar em consideração as trocas radiantes entre paredes, com ou sem meios participantes e com a escolha dos modelos de radiação (*fvDOM*, *P1*, *viewFactor* e *opaqueSolid*) definindo-os no arquivo *radiationProperties*. A ausência desta biblioteca implica em desconsideração das trocas de calor por radiação, embora possa ser editado de forma a incluí-la, o que acaba demandando um trabalho adicional.

Figura 4.1 – Geometria do Forno de Teste em vistas (a) isométrica, (b) lateral direita e (c) frontal para os Modelos 1 a 8.



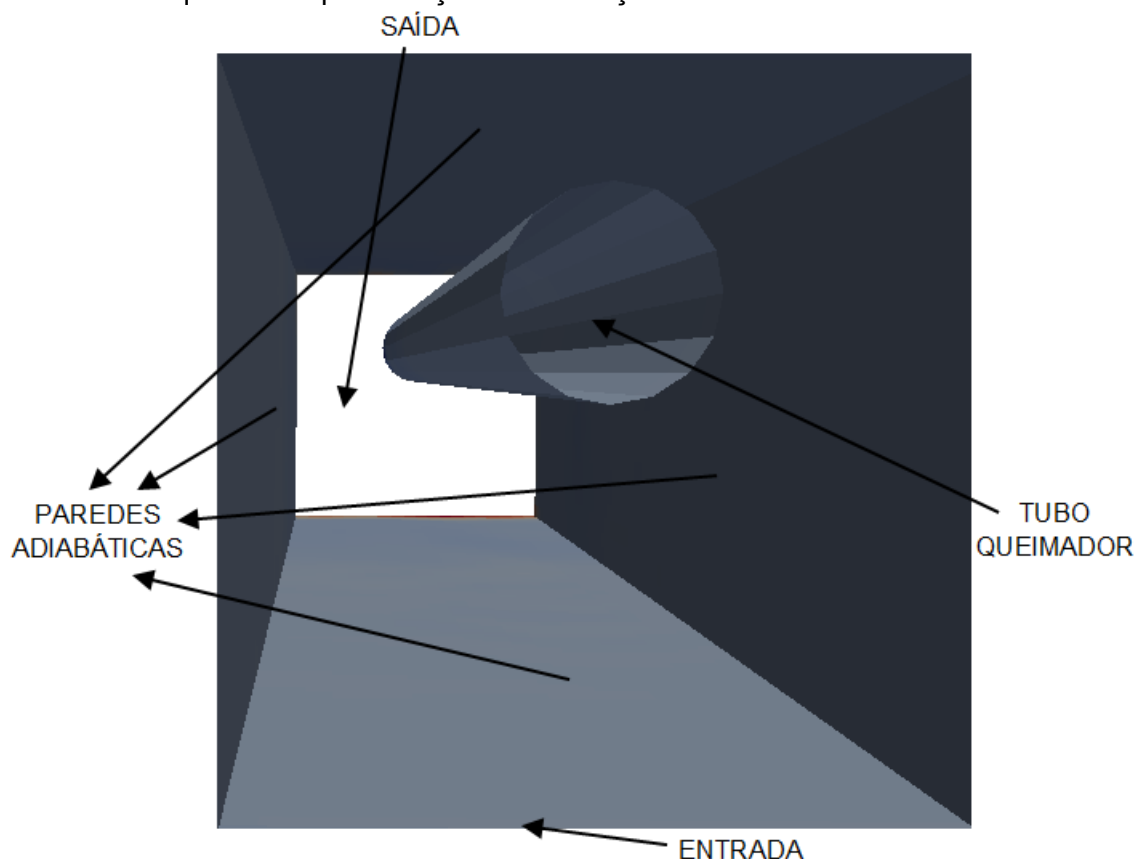
(a)

Figura 4.1 (cont.) – Geometria do Forno de Teste em vistas (a) isométrica, (b) lateral direita e (c) frontal para os Modelos 1 a 8.



O Modelo 1 foi dividido em regiões de entrada ($z = 0$), saída ($z = 5$), paredes adiabáticas e tubo queimador, conforme Figura 4.2 e observando-se que as regiões de entrada e saída encontram-se abertas, sem a presença de restrições ao fluxo de ar do interior do forno, representativas de grandes perdas de energia. O ar no interior do forno é modelado nas condições de gás ideal, propriedades físicas constantes e avaliadas na temperatura média ($\bar{T}$) de 650 K, simulação em regime transiente até convergência ao regime permanente, escoamento viscoso incompressível, newtoniano (ρ e μ constantes, respectivamente) e laminar e negligenciando-se as forças de campo e trocas de calor por condução e radiação entre as paredes e com o meio externo.

Figura 4.2 – Divisão do Modelo 1 em regiões de entrada, saída, paredes adiabáticas e tubo queimador para fixação das condições iniciais e de contorno.



O *solver* utilizado para este modelo foi o *my_pimpleFoam*, que é transiente para escoamentos incompressíveis, incorporado ao algoritmo de acoplamento das equações de transporte PIMPLE (fusão PISO – SIMPLE), que trabalha com um passo de tempo ajustável e que foi alterado junto ao código fonte de forma a incluir a equação da energia.

As propriedades físicas incluídas no código escolhido são uma propriedade de transporte, a viscosidade cinemática (ν) e uma propriedade termodinâmica, a difusividade térmica (α) – ambas localizadas no arquivo *transportProperties* e avaliadas na temperatura média ($\bar{T}$), que segundo Incropera et. al. (2006) tem-se a Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Propriedades Físicas incluídas no arquivo *transportProperties* do Modelo 1.

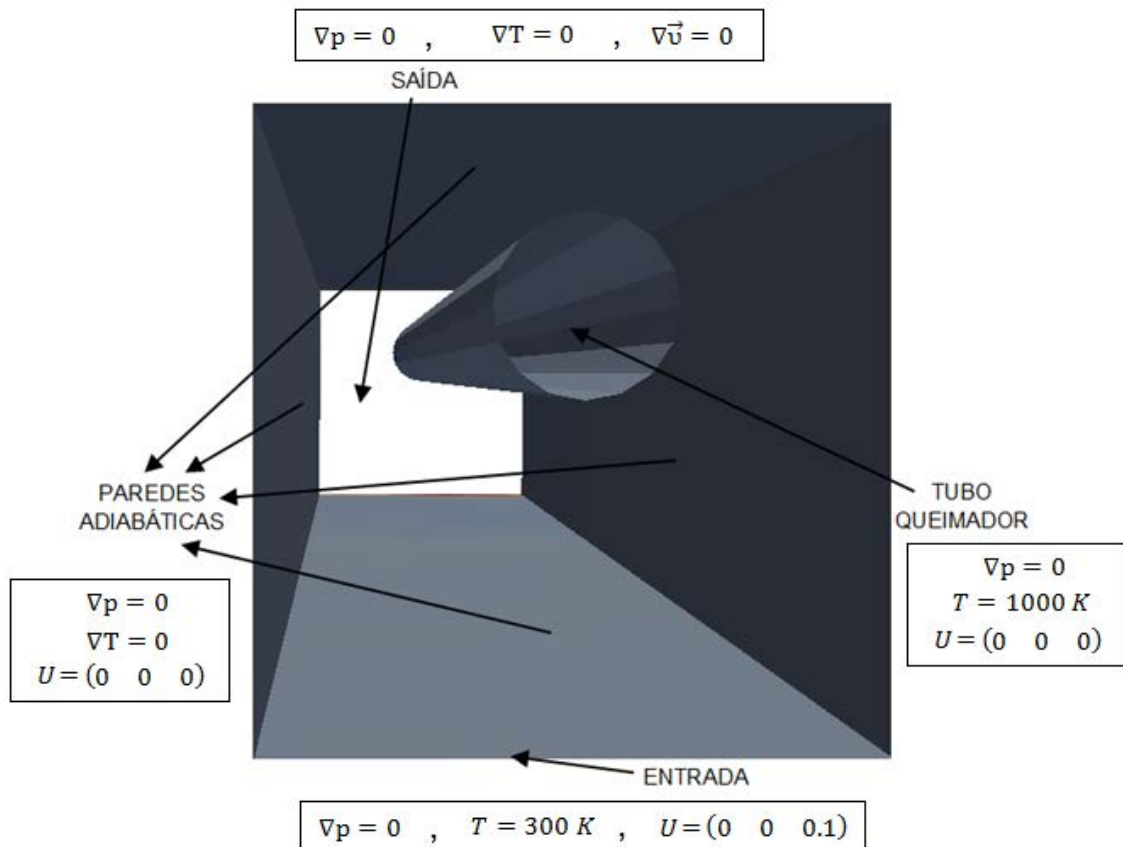
PROPRIEDADES FÍSICAS DO MODELO 1	
$\bar{T}$	650 K
ν	$60,21 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
α	$87,3 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

As condições iniciais e de contorno para satisfazer as restrições do modelo físico estão localizadas no diretório 0 e para o *solver* escolhido, fazem-se necessário informações relativas a pressão normalizada, velocidade e temperatura, as quais localizadas respectivamente nos arquivos p , U e T , conforme Tabela 4.2 e Figura 4.3. Observando-se que a escolha dessas condições fundamenta-se em dados encontrados em diferentes literaturas e manuais técnicos sobre o assunto.

Tabela 4.2 – Condições iniciais e de contorno para o Modelo 1.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO DO MODELO 1			
	p	U	T
ENTRADA	$\nabla p = 0$	$(0 \ 0 \ 0.1)$	$T = 300 \text{ K}$
SAÍDA		$\nabla \vec{U} = 0$	$\nabla T = 0$
PAREDES ADIABÁTICAS		$(0 \ 0 \ 0)$	
TUBO QUEIMADOR		$(0 \ 0 \ 0)$	$T = 1000 \text{ K}$

Figura 4.3 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 1.



Onde U é a velocidade em $\left[\frac{m}{s}\right]$, T é a temperatura em $[K]$, P é a pressão absoluta em $[Pa]$ e p é a pressão normalizada em $\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$, dada por:

$$p = \frac{P}{\rho} \quad (4.02)$$

O Modelo 2 manteve a escolha do *solver* e as mesmas hipóteses simplificadoras consideradas no Modelo 1, diferenciando-se ao acrescentar uma nova região ao forno, a esteira ($y = 0$), conforme Figura 4.4; também pela inclusão de obstruções ao fluxo de ar do interior do forno nas regiões de entrada e saída – representadas no ambiente industrial por cortinas de tecido ou “barreiras de ar” – e pelas alterações de diversas condições iniciais e de contorno através de dados reais, os quais foram coletados experimentalmente em visita a uma indústria alimentícia bauruense, conforme Tabela 3.20.

As propriedades físicas encontram-se discriminadas na Tabela 4.3, conforme Incropera et. al. (2006). As condições iniciais e de contorno encontram-se listadas na Tabela 4.4 e ilustradas na Figura 4.5.

Figura 4.4 – Divisão do Modelo 2 em regiões de entrada, saída, esteira, paredes adiabáticas e tubo queimador para fixação das condições iniciais e/ou de contorno nas vistas (a) frontal e (b) isométrica recortada.

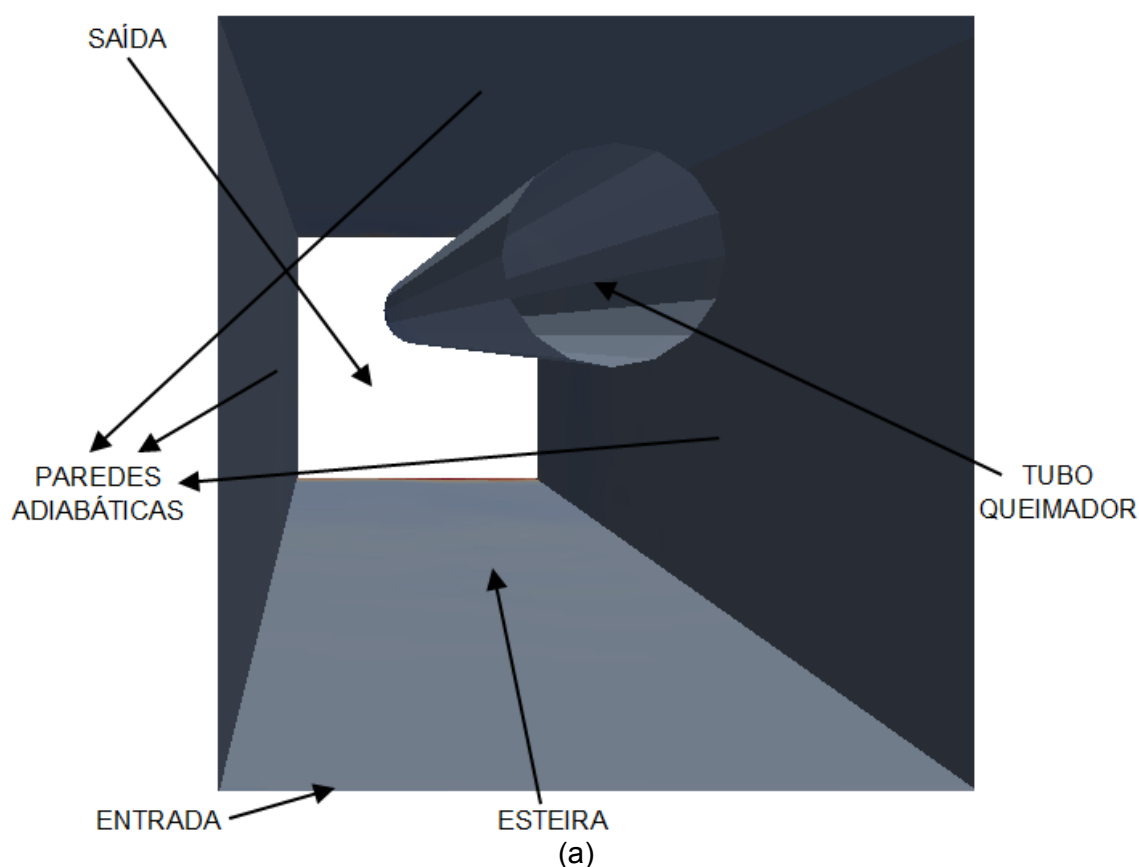


Figura 4.4 (cont.) – Divisão do Modelo 2 em regiões de entrada, saída, esteira, paredes adiabáticas e tubo queimador para fixação das condições iniciais e/ou de contorno nas vistas (a) frontal e (b) isométrica recortada.

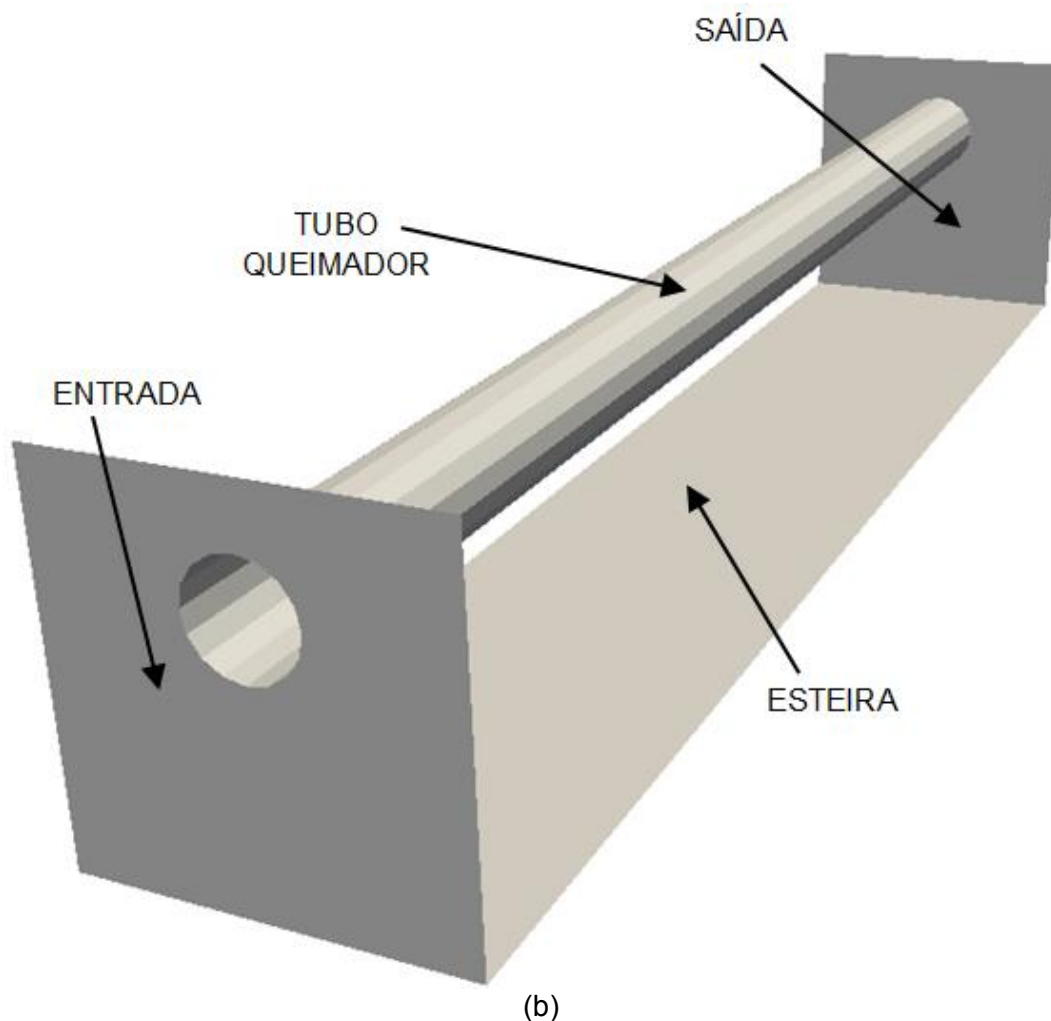


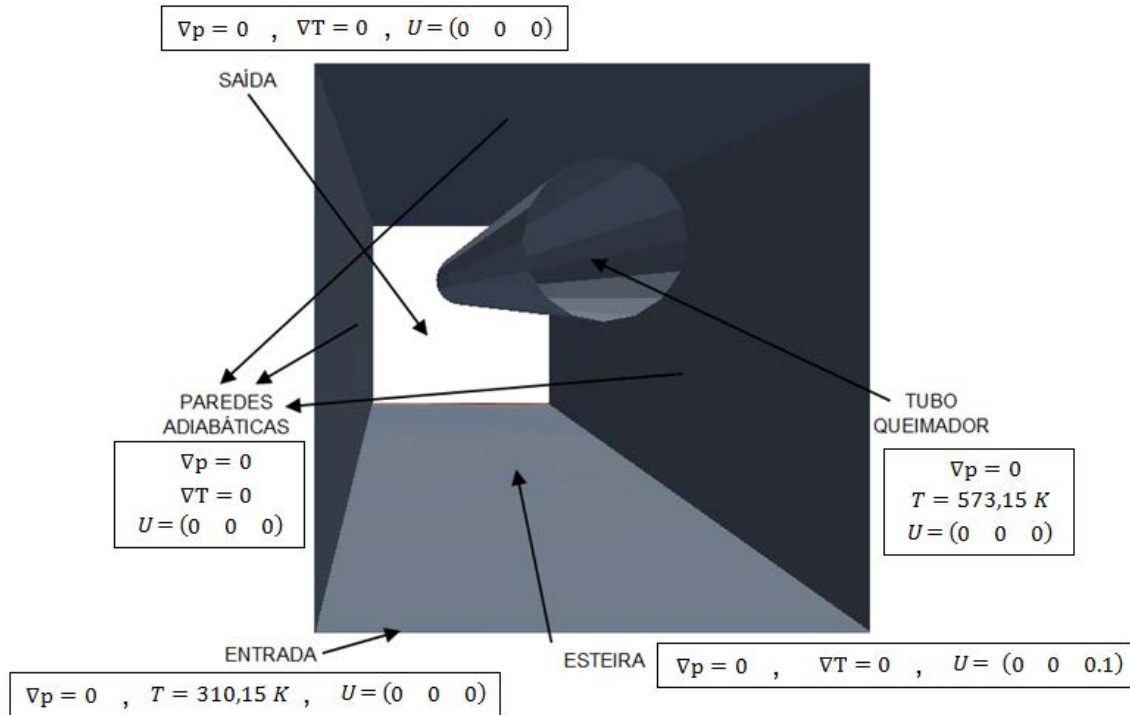
Tabela 4.3 – Propriedades Físicas incluídas nos arquivos *transportProperties* do Modelo 2.

PROPRIEDADES FÍSICAS DO MODELO 2	
$\bar{T}$	450 K
ν	$32,39 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
α	$47,2 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

Tabela 4.4 – Condições iniciais e de contorno para o Modelo 2.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO DO MODELO 2			
	p	U	T
ENTRADA	$\nabla p = 0$	(0 0 0)	$T = 310,15 K$
SAÍDA			$\nabla T = 0$
PAREDES ADIABÁTICAS			
TUBO QUEIMADOR		(0 0 0.1)	$T = 573,15 K$
ESTEIRA			$\nabla T = 0$

Figura 4.5 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 2.



O Modelo 3 diferencia-se ao utilizar o *solver buoyantBoussinesqPimpleFoam*, característico por ser transiente para escoamento incompressível, laminar ou turbulento; com inclusão das forças de campo (peso e flutuação) através do modelo de Boussinesq; incorporado ao algoritmo de acoplamento das equações de transporte PIMPLE, que trabalha com um passo de tempo ajustável e tem implementando no seu código fonte a biblioteca *radiationModel.H*, o que permite a inclusão dos processos de transferência de calor por radiação, entre paredes e com ou sem meios participantes (The Open Source CFD Toolbox User Guide, 2014).

A modelagem da pluma térmica é feita utilizando o modelo ou aproximação de Boussinesq, que considera a variação da massa específica do fluido unicamente no termo de empuxo, acondicionado às equações de balanço de momentos como termo fonte e que, segundo Castelli (2012), representa uma alternativa de baixo custo computacional em comparação aos modelos de compressibilidade e apresenta desempenho satisfatório na modelagem da pluma térmica ao redor de um manequim (representação geométrica de um ser humano em um dado ambiente de estudo), nas condições de conforto térmico e em baixas velocidades. De acordo com Bird et. al. (2004) e Incropera et. al. (2006), tem-se:

$$\rho(T) = \bar{\rho} - \bar{\rho}\beta(T - \bar{T}) = \bar{\rho}(1 - \beta(T - \bar{T})) \quad (4.03)$$

Onde o coeficiente de expansão volumétrica térmica (β) na hipótese de gás ideal é calculado através de:

$$\beta = \frac{1}{\bar{T}} \quad (4.04)$$

O *solver* escolhido necessita das propriedades aceleração da gravidade (g), viscosidade cinemática (ν), viscosidade dinâmica ou absoluta (μ), difusividade térmica (α), massa específica avaliada na $\bar{T}$ ($\bar{\rho}$), calor específico a pressão constante ($\hat{C}_p$), coeficiente de expansão volumétrica térmica (β) e Número de Prandtl laminar (Pr) e turbulento (Pr_t), todas localizadas nos arquivos *g*, *transportProperties* e *thermophysicalProperties* e avaliadas na temperatura média, de forma que segundo Incropera et. al. (2006) tem-se a Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Propriedades Físicas incluídas nos arquivos *g*, *transportProperties* e *thermophysicalProperties* dos Modelos 3 a 12 e de Otimização.

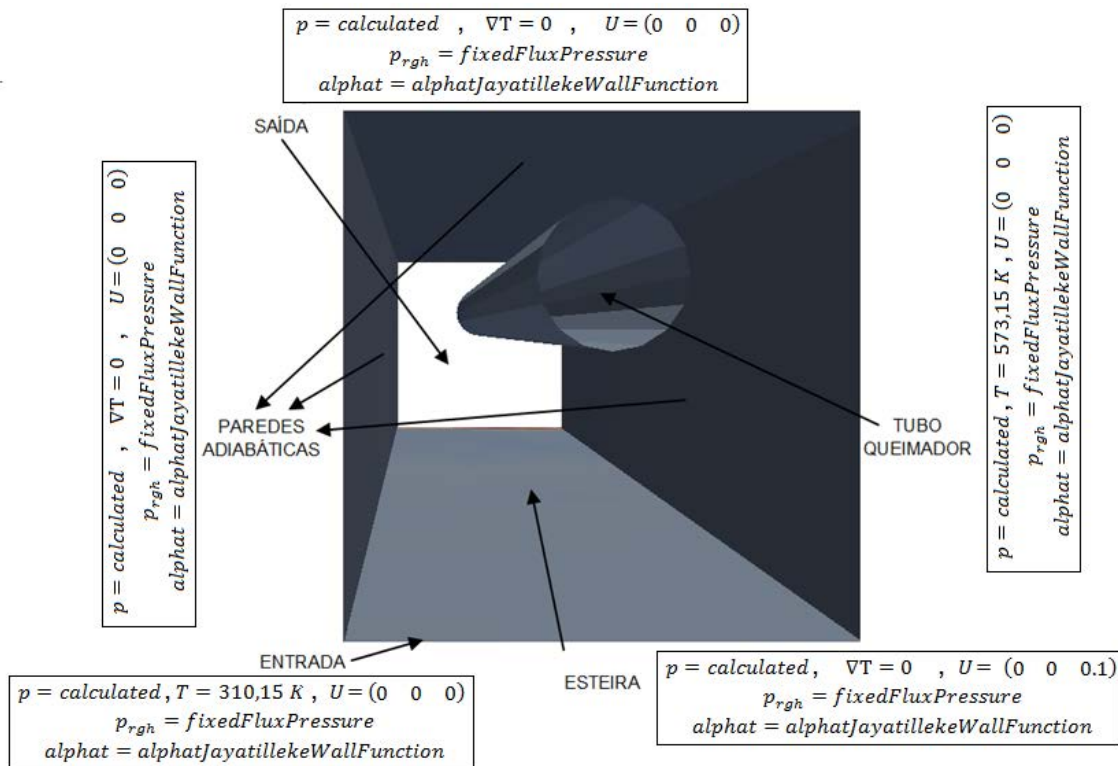
PROPRIEDADES FÍSICAS DOS MODELOS 3 – 12 E DE OTIMIZAÇÃO	
$\bar{T}$	450 K
ν	$3,239 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
μ	$2,507 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$
α	$4,72 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
$\bar{\rho}$	$0,744 \frac{kg}{m^3}$
$\hat{C}_p$	$1021 \frac{J}{kg \cdot K}$
β	$2,264 \cdot 10^{-3} K^{-1}$
Pr	0,686
Pr_t	0,7
$\vec{g} = (g_x \quad g_y \quad g_z)$	$(0 \quad -9,81 \quad 0) \frac{m}{s^2}$

As condições iniciais e de contorno encontram-se listadas na Tabela 4.6 e ilustradas na Figura 4.6.

Tabela 4.6 – Condições iniciais e de contorno para o Modelo 3.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTO RNO DO MODELO 3					
	p	U	T	α	p_{rgh}
ENTRADA	calculated	(0 0 0)	$T = 310,15 K$	alphanJayatileke WallFunction	fixedFluxPressure
SAÍDA			$\nabla T = 0$		
PAREDES ADIABÁTICAS			$T = 573,15 K$		
TUBO QUEIMADOR		(0 0 0.1)	$\nabla T = 0$		
ESTEIRA					

Figura 4.6 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 3.



Onde, de acordo com The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014), alphanat (α_t) é a difusividade térmica turbulenta em $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$, dada pela equação (4.05) e a condição $\text{alphanatJayatillekeWallFunction}$ fornece as funções de parede do modelo função Jayatilleke P para o *solver* utilizado, que exige a identificação dessa condição inicial e de contorno como padrão, mesmo em escoamentos em regime laminar. E p_{rgh} é a pressão total, conforme equação (4.06), é dada em $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right]$, na condição fixedFluxPressure que define o gradiente de pressões de modo que o fluxo nas fronteiras é especificado à partir da condição limite de velocidade.

$$\alpha_t = \frac{\nu_t}{Pr_t} \quad (4.05)$$

$$p_{rgh} = p - \rho \cdot g \cdot h \quad (4.06)$$

O Modelo 4 mantém a escolha do *solver*, propriedades físicas – conforme Tabela 4.5 e demais hipóteses simplificadoras do modelo anterior, mas destaca-se ao considerar juntamente com as forças de campo do modelo de Boussinesq as trocas radiantes entre as paredes internas; nas hipóteses do ar como meio não participante ou transparente à radiação e as paredes como superfícies cinza. Semelhante ao realizado em Castelli (2012), as trocas radiantes entre paredes serão consideradas através da equação de transferência radiativa (RTE – *Radiative Transport Equation*) acoplada a equação da energia e que será resolvida pelo

Método dos Volumes Finitos de Ordenadas Discretas (fvDOM – *Finite Volume Discrete Ordinates Method*), que é um processo iterativo que resolve a RTE para n direções em um meio participante, sem dispersão e que termina quando os resíduos das equações acopladas convergirem e que é descrito em detalhes em Modest (2003) e Versteeg e Malalasekera (2007).

Segundo Modest (2003) para um sistema genérico fechado e nas hipóteses de meio homogêneo, em repouso (em comparação a velocidade da luz), não polarizado, em equilíbrio termodinâmico e com índice de refração constante, a Equação de Transferência Radiativa (RTE) é dada por:

$$\frac{1}{c} \frac{\partial I_\eta}{\partial t} + \frac{\partial I_\eta}{\partial s} = \kappa_\eta I_{b\eta} - \kappa_\eta I_\eta - \sigma_{s\eta} I_\eta + \frac{\sigma_{s\eta}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\eta(\vec{s}') \cdot \Phi_\eta(\vec{s}', \vec{s}) \cdot d\Omega \quad (4.07)$$

Onde todas as quantidades podem variar com a posição, tempo e número de ondas, enquanto que a intensidade de radiação (I_η) e a função de fase (Φ_η) também dependem das direções $\vec{s}'$ e/ou $\vec{s}$.

Considerando-se que para a maioria das aplicações em engenharia os fenômenos de radiação ocorrem em regime de quase-equilíbrio – que segundo Van Wylen (2003) é aquele em que o desvio do equilíbrio termodinâmico é infinitesimal e todos os estados pelo qual o sistema passa durante o processo podem ser considerados como estados de equilíbrio e na hipótese de superfície cinza ($\kappa_\eta = \kappa = \text{cte.}$), tem-se de acordo com Modest (2003):

$$\nabla \cdot \vec{q}_{rad} = \kappa_\eta \left(4\sigma T^4 - \int_{4\pi} I \cdot d\Omega \right) = \kappa(4\sigma T^4 - G) \quad (4.08)$$

A resolução dessa equação diferencial integral ocorre através do Método dos Volumes Finitos de Ordenadas Discretas (fvDOM), que resolve tanto a intensidade de radiação emitida pelas paredes quanto a intensidade incorporada ou emitida pelo feixe quando o meio é participante e que se encontra implementado no *sol/ver* escolhido com três diferentes modelos de absorção e emissão disponíveis; *constantAbsorptionEmission* – absorção de radiação constante e coeficientes de emissão para a fase contínua, *greyMeanAbsorptionEmission* – absorção e emissão de radiação em superfícies cinzas e *wideBandAbsorptionEmission* – modelo de Bandas de Emissão para absorção de radiação e coeficientes de emissão para a fase contínua, onde todas as Bandas devem ter o mesmo número de espécies químicas e incluídas na mesma ordem. Neste trabalho, precisamente nos Modelos 4 e 6, utilizou-se o modelo de radiação fvDOM com o modelo de absorção e emissão *constantAbsorptionEmission*.

Segundo Modest (2003) o termo $\nabla \cdot q$ da equação da energia pode ser reescrito de forma a incluir, juntamente com o fluxo radiativo o fluxo de calor por condução. De forma que:

$$q = q_{cond} + q_{rad} = -k_t \nabla T + q_{rad} \quad (4.09)$$

$$\nabla \cdot q = \nabla \cdot (-k_t \nabla T + q_{rad}) = -k_t (\nabla^2 T) + \nabla \cdot q_{rad} \quad (4.10)$$

, na hipótese de superfícies cinza, da equação (4.08) tem-se finalmente:

$$-\nabla \cdot q = k_t (\nabla^2 T) - \kappa (4\sigma T^4 - G) \quad (4.11)$$

As condições iniciais e de contorno encontram-se listadas nas Tabelas 4.7 e 4.8 e ilustradas na Figura 4.7.

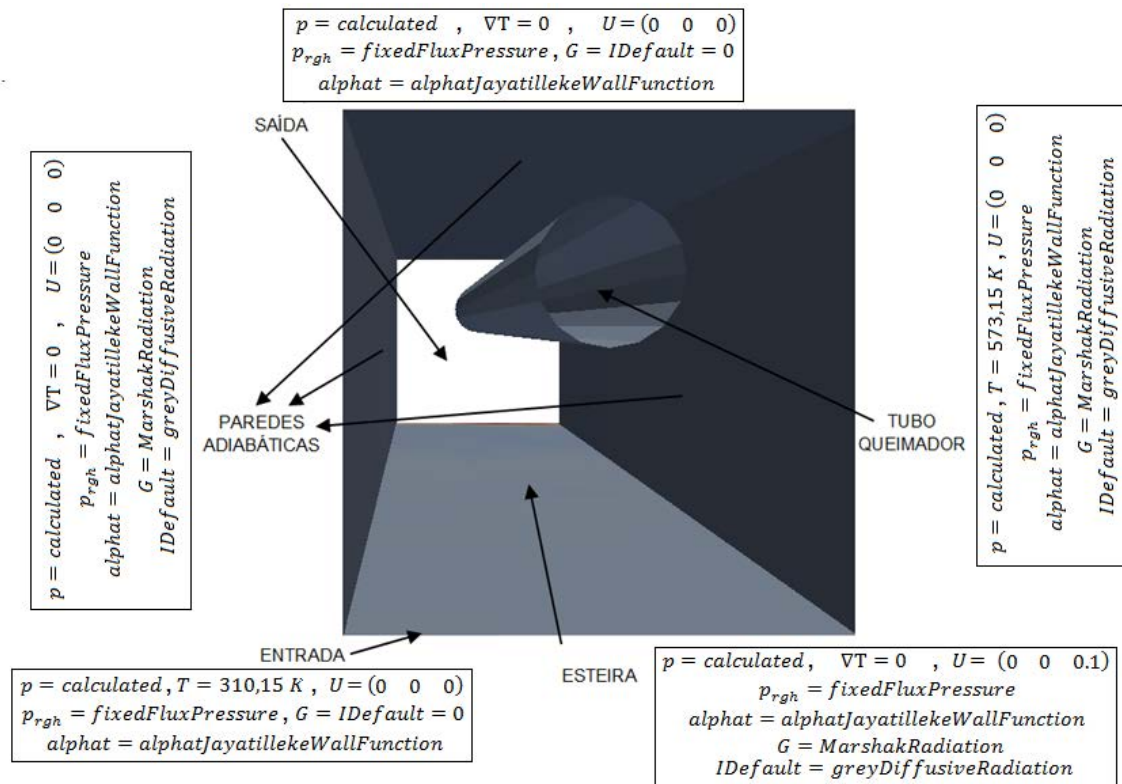
Tabela 4.7 – Condições iniciais e de contorno para o Modelo 4.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTO RNO DO MODELO 4					
	p	U	T	α	p_{rgh}
ENTRADA	<i>calculated</i>	(0 0 0)	$T = 310,15 \text{ K}$	<i>alphaJayatileke WallFunction</i>	<i>fixedFluxPressure</i>
SAÍDA			$\nabla T = 0$		
PAREDES ADIABÁTICAS			$T = 573,15 \text{ K}$		
TUBO QUEIMADOR		(0 0 0.1)	$\nabla T = 0$		
ESTEIRA					

Tabela 4.8 – Condições iniciais e de contorno radiativas para o Modelo 4.

CONDIÇÕES DE RADIAÇÃO DO MODELO 4		
	G	$I_{Default}$
ENTRADA	0	0
SAÍDA		
PAREDES ADIABÁTICAS	<i>MarshakRadiation</i>	<i>greyDiffusiveRadiation</i>
TUBO QUEIMADOR		
ESTEIRA		

Figura 4.7 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 4.



De acordo com The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014), G é a radiação incidente, dada em $\left[\frac{W}{m^2} = \frac{kg}{s^3}\right]$ e calculada a partir do campo de temperaturas do passo de tempo anterior através da condição de contorno padrão *MarshakRadiation*. $IDefault$ (I) é a intensidade de radiação, dada em $\left[\frac{W}{m^2} = \frac{kg}{s^3}\right]$ e a condição de contorno *greyDiffusiveRadiation* estabelece uma condição de corpo cinza e difuso.

O Modelo 5 é idêntico ao Modelo 3, diferenciando-se unicamente ao utilizar o solver *buoyantBoussinesqSimpleFoam*, que segundo The Open Source CFD Toolbox User Guide (2014), é característico por ser estacionário para escoamento incompressível, laminar ou turbulento; com inclusão das forças de campo (peso e flutuação) através do modelo de Boussinesq e incorporado ao algoritmo de acoplamento das equações de transporte SIMPLE. O solver escolhido difere substancialmente do anterior ao não apresentar implementando em seu código fonte a biblioteca *radiationModel.H*, o que dificulta a modelagem dos processos de transferência de calor por radiação; no entanto para os problemas em análise apresentou maior velocidade no processo de convergência da solução, apesar de não possuir a opção de controle e ajuste do passo de tempo.

Os Modelo 6, 7 e 8 destacam-se ao utilizar o solver *buoyantSimpleFoam*, que é característico por ser estacionário para escoamento compressível, laminar ou turbulento e incorporado ao algoritmo de acoplamento das equações de transporte

SIMPLE, diferindo-se do *solver* anterior ao já apresentar implementando em seu código fonte os processos de radiação e modelos de compressibilidade através das bibliotecas *radiationModel.H* e *rhoThermo.H*, respectivamente.

Também se diferenciam dos modelos anteriores ao dividir as regiões de parede adiabática em 3 regiões distintas; parede esquerda ($x = 0$), parede direita ($x = 1$) e teto ($y = 1$), o que é justificado na aplicação do modelo de radiação *viewFactor*, que reduz os erros e torna mais visual o processo de cálculo e análise dos Fatores de Forma entre superfícies, que será melhor desenvolvido no Modelo 8.

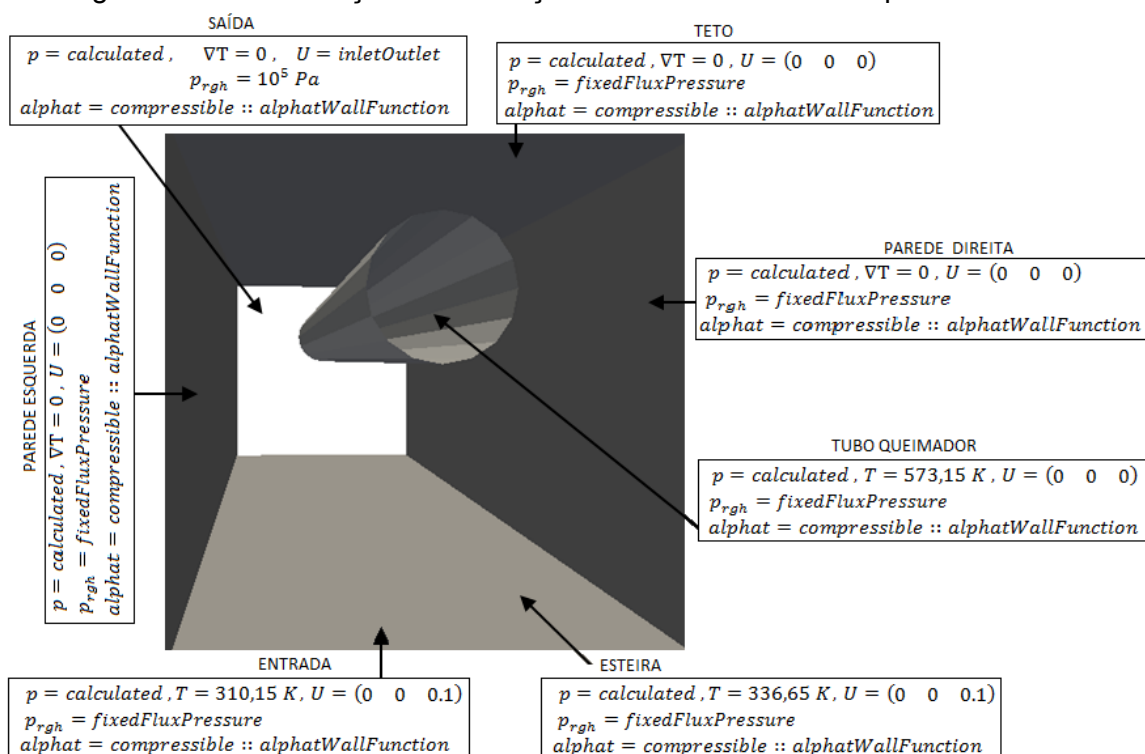
A escolha de aplicar essa divisão geométrica nos modelos de testes finais – Modelos 6, 7 e 8 – fundamenta-se na busca por maior grau de semelhança entre eles; de forma a comparar os modelos de radiação, fvDOM e *viewFactor*; discutir e avaliar eventuais semelhanças e diferenças entre eles e suas respectivas influências sobre o escoamento, utilizando como referência de contraste o modelo sem radiação – Modelo 6. Para finalmente selecionar o modelo de radiação mais adequado para a situação-problema deste trabalho.

O Modelo 6 negligencia as trocas de calor por radiação e suas condições iniciais e de contorno encontram-se listadas nas Tabelas 4.9 e ilustradas na Figura 4.8. Observando-se que as condições iniciais e de contorno da Tabela 4.9 são comuns aos Modelos 6, 7 e 8; diferenciando-se as condições radiativas.

Tabela 4.9 – Condições iniciais e de contorno para os Modelo 6, 7 e 8.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTO RNO DOS MODELOS 6, 7 E 8					
	<i>p</i>	<i>U</i>	<i>T</i>	<i>alphat</i>	<i>p_rgh</i>
ENTRADA	<i>calculated</i>	(0 0 0.1)	<i>T</i> = 310,15 <i>K</i>	<i>compressible:: alphatWallFunction</i>	<i>fixedFluxPressure</i>
SAÍDA		<i>inletOutlet</i>	$\nabla T = 0$		<i>p_rgh</i> = 10 ⁵ <i>Pa</i>
TETO		(0 0 0)			<i>fixedFluxPressure</i>
PAREDE ESQUERDA					
PAREDE DIREITA					
TUBO QUEIMADOR		<i>T</i> = 573,15 <i>K</i>			
ESTEIRA		(0 0 0.1)	<i>T</i> = 336,65 <i>K</i>		

Figura 4.8 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 6.



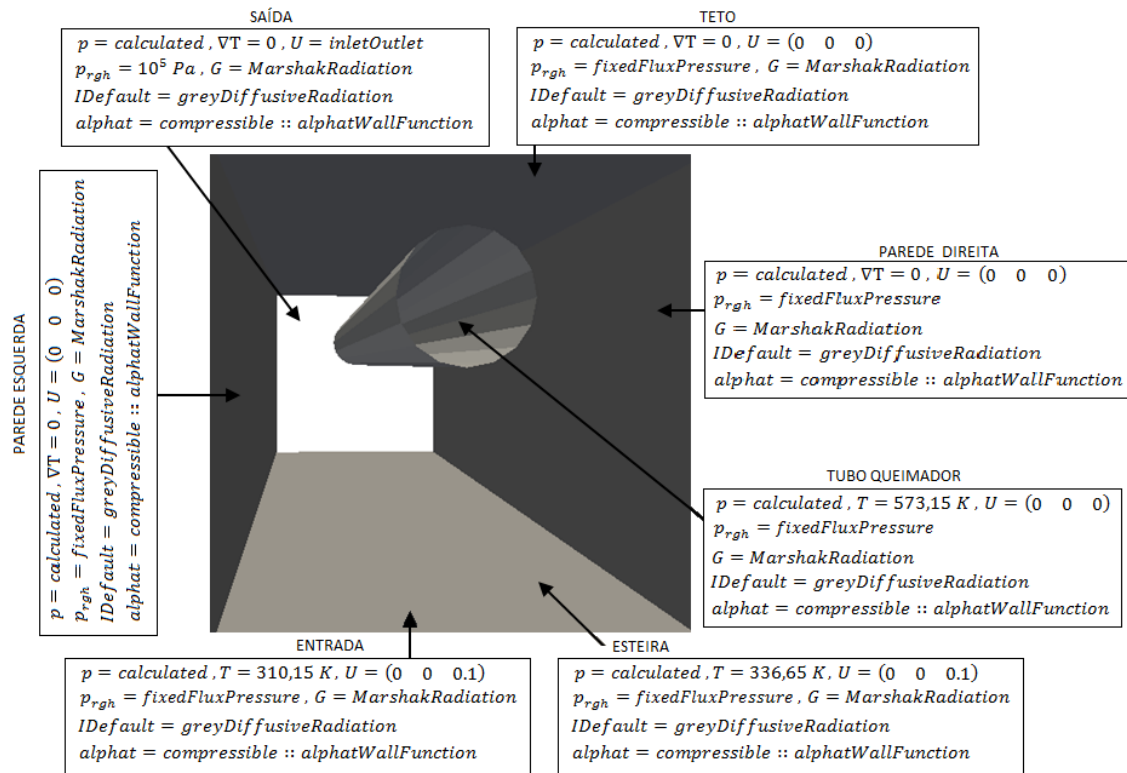
Observáveis diversas alterações nas condições de contorno em relação aos modelos anteriores, especialmente a retomada da hipótese das regiões de entrada e saída abertas, que apesar de proporcionarem maiores perdas de energia do interior do forno, mostram-se necessárias como forma de preservação e manutenção das condições de continuidade e convergência da solução. Em U , na região de entrada admite-se que o ar é succionado para o interior do forno com uma velocidade igual a da esteira e na região de saída com uma condição *inletOutlet*, que é uma condição de saída genérica, onde no caso de fluxo positivo aplica-se a condição *zeroGradient* ($\nabla \vec{U} = 0$) e no caso de fluxo negativo aplica-se a condição de velocidade uniforme e igual a $(0 \ 0 \ 0)$, conforme especificado no campo *inletValue*. Observável em T que a temperatura da esteira é agora admitida como uma média aritmética simples da temperatura de entrada do ar e a temperatura de saída do produto final da esteira, as pizzas, de forma que uniforme e igual a $63,5^\circ\text{C}$ ou $336,65 \text{ K}$. Em alphanat observável a condição de parede *compressible::alphanatWallFunction*, que fornece uma condição de difusividade turbulenta ao utilizar as funções de parede para escoamento compressível. Por fim, tem-se em p_{rgh} a condição *fixedFluxPressure*, com gradiente nulo para todas as regiões, excetuando-se na região de saída, onde é fixada em 10^5 Pa .

O Modelo 7 utiliza o modelo de radiação fvDOM, conforme equações (4.08) e (4.11). As condições iniciais e de contorno e radiativas encontram-se listadas, respectivamente, nas Tabelas 4.9 e 4.10 e ilustradas na Figura 4.9.

Tabela 4.10 – Condições iniciais e de contorno radiativas para o Modelo 7.

CONDIÇÕES DE RADIAÇÃO DO MODELO 7		
	<i>G</i>	<i>IDefault</i>
ENTRADA	<i>MarshakRadiation</i>	<i>greyDiffusiveRadiation</i>
SAÍDA		
TETO		
PAREDE ESQUERDA		
PAREDE DIREITA		
TUBO QUEIMADOR		
ESTEIRA		

Figura 4.9 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 7.



Ressaltando que, conforme The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014), com a escolha de *solvers* que não utilizam a aproximação de Boussinesq, o fornecimento das pressões, p e p_{rgh} precisa ser em $\left[Pa = \frac{kg}{m.s^2}\right]$ e não mais normalizadas $\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$, como observado nos modelos anteriores.

O Modelo 8 utiliza o modelo de radiação *viewFactor*, no modo de emissividade *solidThermo* (propriedades termodinâmicas dos sólidos fundamentais).

De acordo com Modest (2003) a troca líquida de calor por radiação na direção $\vec{r}$, pelo Método da Radiação Líquida, é dada por:

$$q_{rad}(\vec{r}) = \epsilon(\vec{r}).E_b(\vec{r}) - \alpha(\vec{r}).G(\vec{r}) \quad (4.12)$$

Onde α é absorptância, ϵ é a emissividade, E_b é o poder emissivo de corpo negro e G é a Irradiação sobre uma superfície.

Na hipótese de superfície cinza, opaca e difusa ($\alpha = \epsilon = 1 - \rho$), onde ρ é a refletância e com base no conceito físico da radiosidade (J), conforme equação (4.13) – tem-se através da equação (4.12):

$$J(\vec{r}) = \epsilon(\vec{r}).E_b(\vec{r}) + \rho(\vec{r}).G(\vec{r}) \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} q_{rad}(\vec{r}) &= \epsilon(\vec{r}).E_b(\vec{r}) - (1 - \rho(\vec{r})).G(\vec{r}) = \epsilon(\vec{r}).E_b(\vec{r}) - G(\vec{r}) + \rho(\vec{r}).G(\vec{r}) \\ q_{rad}(\vec{r}) &= \epsilon(\vec{r}).E_b(\vec{r}) + \rho(\vec{r}).G(\vec{r}) - G(\vec{r}) = J(\vec{r}) - G(\vec{r}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

Segundo Incropera et. al. (2006) o Fator de Forma F_{ij} é definido com a fração da radiação que deixa a superfície i e é interceptada pela superfície j , conforme equação (4.15) e destacando-se as propriedades da relação de reciprocidade e regra do somatório para cavidades fechadas, conforme equações (4.16) e (4.17), respectivamente.

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (4.15)$$

$$A_i.F_{ij} = A_j.F_{ji} \quad (4.16)$$

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (4.17)$$

Ressaltando que o modelo de radiação escolhido, através do aplicativo *viewFactorsGen*, calcula os fatores de forma através da resolução de integrais duplas ao longo das subáreas que compõem as matrizes de aglomeração das faces, semelhante ao expresso na equação (4.15).

Conforme descrito em Modest (2003) na hipótese de superfície cinza, opaca e difusa e da equação (4.14), tem-se a equação diferencial integral que relaciona a temperatura com o fluxo de calor – equação (4.18).

$$\frac{q_{rad}(\vec{r})}{\epsilon(\vec{r})} - \int_A \left(\frac{1}{\epsilon(\vec{r}')} - 1 \right) q_{rad}(\vec{r}') dF_{ij} + G_0(\vec{r}) = E_b(\vec{r}) - \int_A E_b(\vec{r}') dF_{ij} \quad (4.18)$$

, onde $G_0(\vec{r})$ é toda e qualquer irradiação externa chegando a superfície de análise. Na forma discreta, tem-se a equação (4.19).

$$\frac{q_{rad_i}}{\epsilon_i} - \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{\epsilon_j} - 1 \right) F_{ij} \cdot q_{rad_j} + G_{0i} = E_{bi} - \sum_{j=1}^N F_{ij} \cdot E_{bj}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad (4.19)$$

Para a implementação computacional, de acordo com Modest (2003) e The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014), necessário a introdução da função delta de Kronecker, dada por:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases} \quad (4.20)$$

Substituindo na equação (4.19), tem-se:

$$\sum_{j=1}^N \left[\frac{\delta_{ij}}{\epsilon_j} - \left(\frac{1}{\epsilon_j} - 1 \right) F_{ij} \right] \cdot q_{rad_j} = \sum_{j=1}^N [\delta_{ij} - F_{ij}] \cdot E_{bj} - G_{0i} \quad (4.21)$$

Reescrevendo a equação acima na forma matricial, que se encontra implementada no modelo de radiação escolhido, tem-se finalmente:

$$[C] \cdot \langle q \rangle = [A] \cdot \langle E_b \rangle - \langle G_0 \rangle \quad (4.22)$$

Onde $[C]$ e $[A]$ são matrizes cujos elementos são descritos pelas equações (4.23) e (4.24), respectivamente e $\langle q \rangle$, $\langle E_b \rangle$ e $\langle G_0 \rangle$ são vetores desconhecidos e que serão calculados de forma iterativa.

$$[C] = \frac{\delta_{ij}}{\epsilon_j} - \left(\frac{1}{\epsilon_j} - 1 \right) F_{ij} \quad (4.23)$$

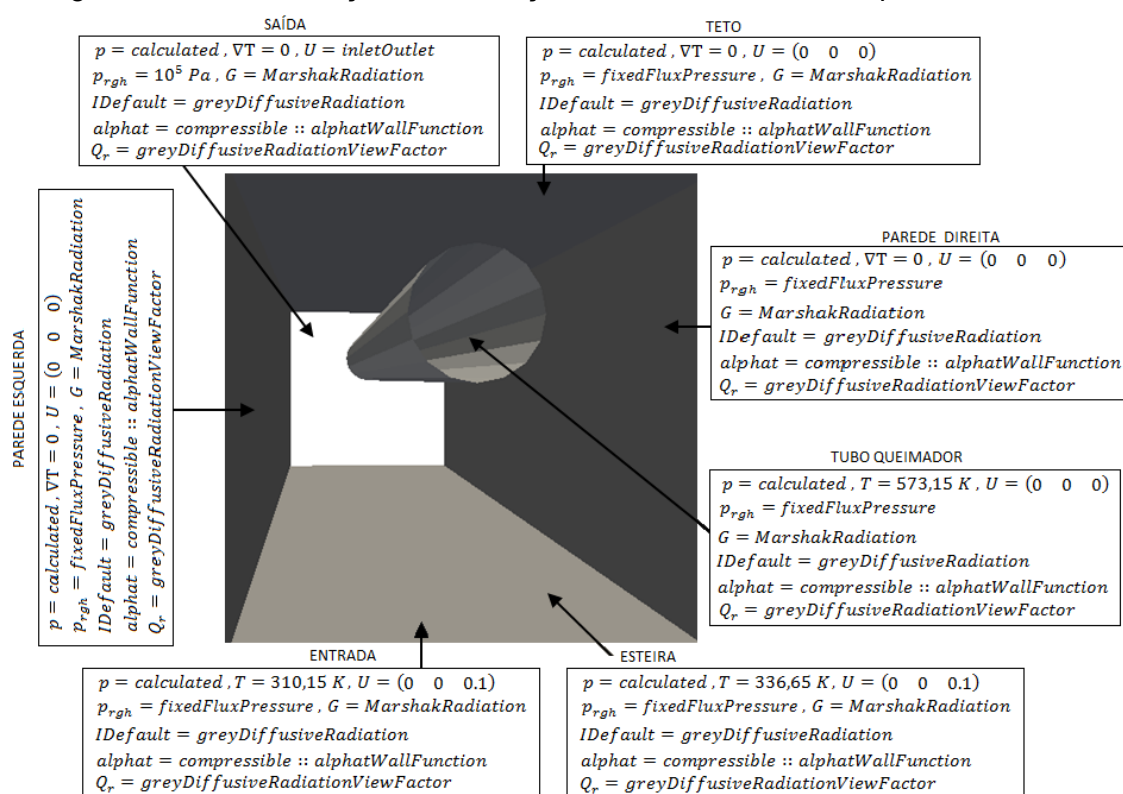
$$[A] = \delta_{ij} - F_{ij} \quad (4.24)$$

A utilização do modelo de radiação em questão exige a inclusão uma nova condição de contorno radiativa, o Q_r – que na modelagem apresentada, equações (4.21) e (4.22), representa o q_{rad_j} – que segundo The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014), é o fluxo de calor por radiação, dado em $\left[\frac{W}{m^2} = \frac{kg}{s^3} \right]$ e calculado através da condição *greyDiffusiveRadiationViewFactor*, que fornece uma condição de contorno de corpo cinza e difuso para utilização no modelo de radiação *viewFactor*, conforme observável na Tabela 4.11 e ilustrado na Figura 4.10.

Tabela 4.11 – Condições iniciais e de contorno radiativas para o Modelo 8.

CONDIÇÕES DE RADIAÇÃO DO MODELO 8			
	<i>G</i>	<i>IDefault</i>	<i>Q_r</i>
ENTRADA	<i>MarshakRadiation</i>	<i>greyDiffusiveRadiation</i>	<i>greyDiffusiveRadiation</i> <i>ViewFactor</i>
SAÍDA			
TETO			
PAREDE ESQUERDA			
PAREDE DIREITA			
TUBO QUEIMADOR			
ESTEIRA			

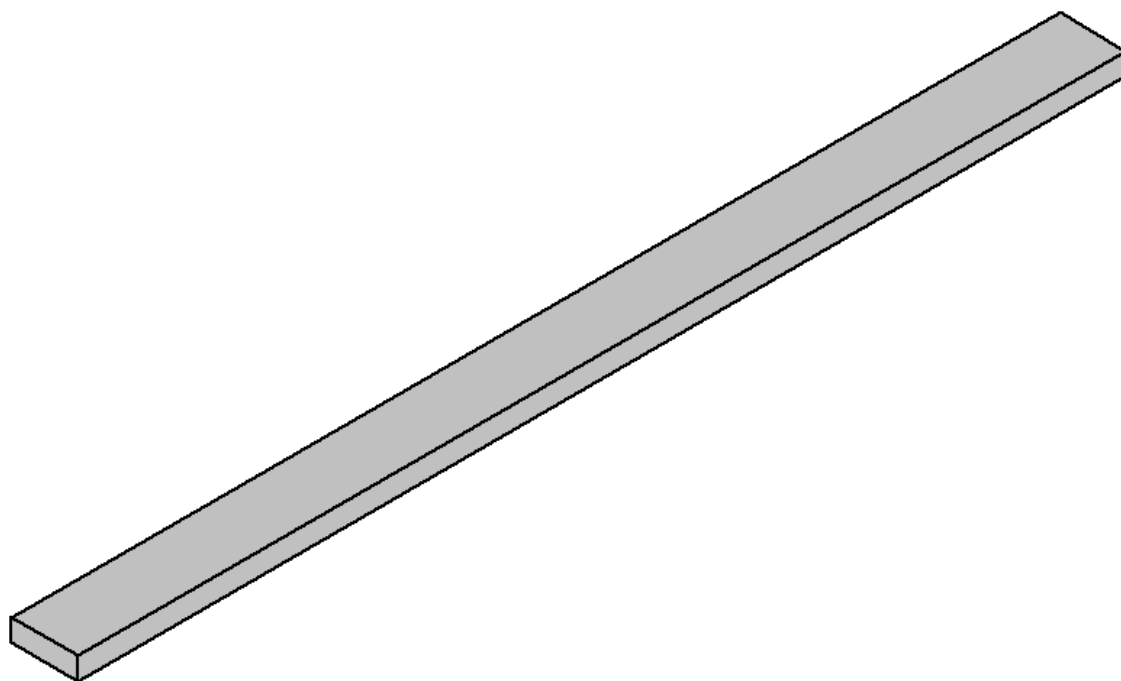
Figura 4.10 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 8.



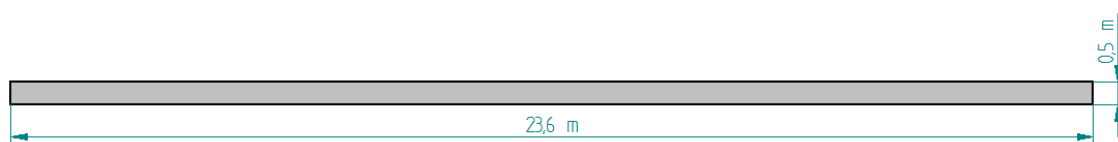
4.1.2 Modelos para Análise Paramétrica

Os modelos de análise paramétrica – Modelos 9 a 12 – são representados pela geometria comum de um forno real de seção transversal de 1,5 m de largura e 0,5 m de altura e comprimento de 23,6 m, conforme Figura 4.11. Observando-se que as dimensões dessa geometria, juntamente com os demais dados da Tabela 3.20, foram coletados experimentalmente em uma indústria alimentícia bauruense e representam o forno utilizado no processo de pré-assamento de pizzas. Tais dados, bem como as propriedades físicas presentes na Tabela 4.5, fundamentam a escolha e definição das condições iniciais e de contorno para todos os modelos reais que seguem abaixo.

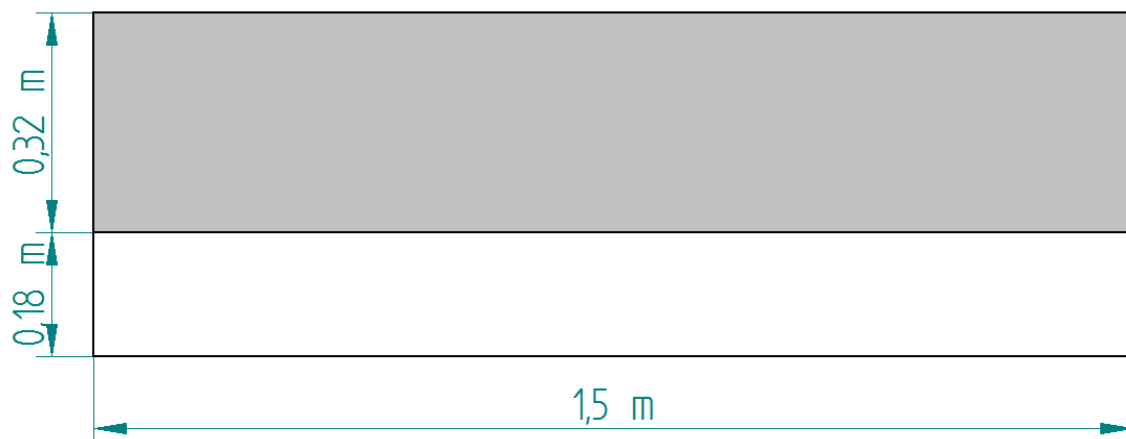
Figura 4.11 – Geometria do Forno em vistas (a) isométrica, (b) lateral direita e (c) frontal para os Modelos 9 a 12.



(a)



(b)

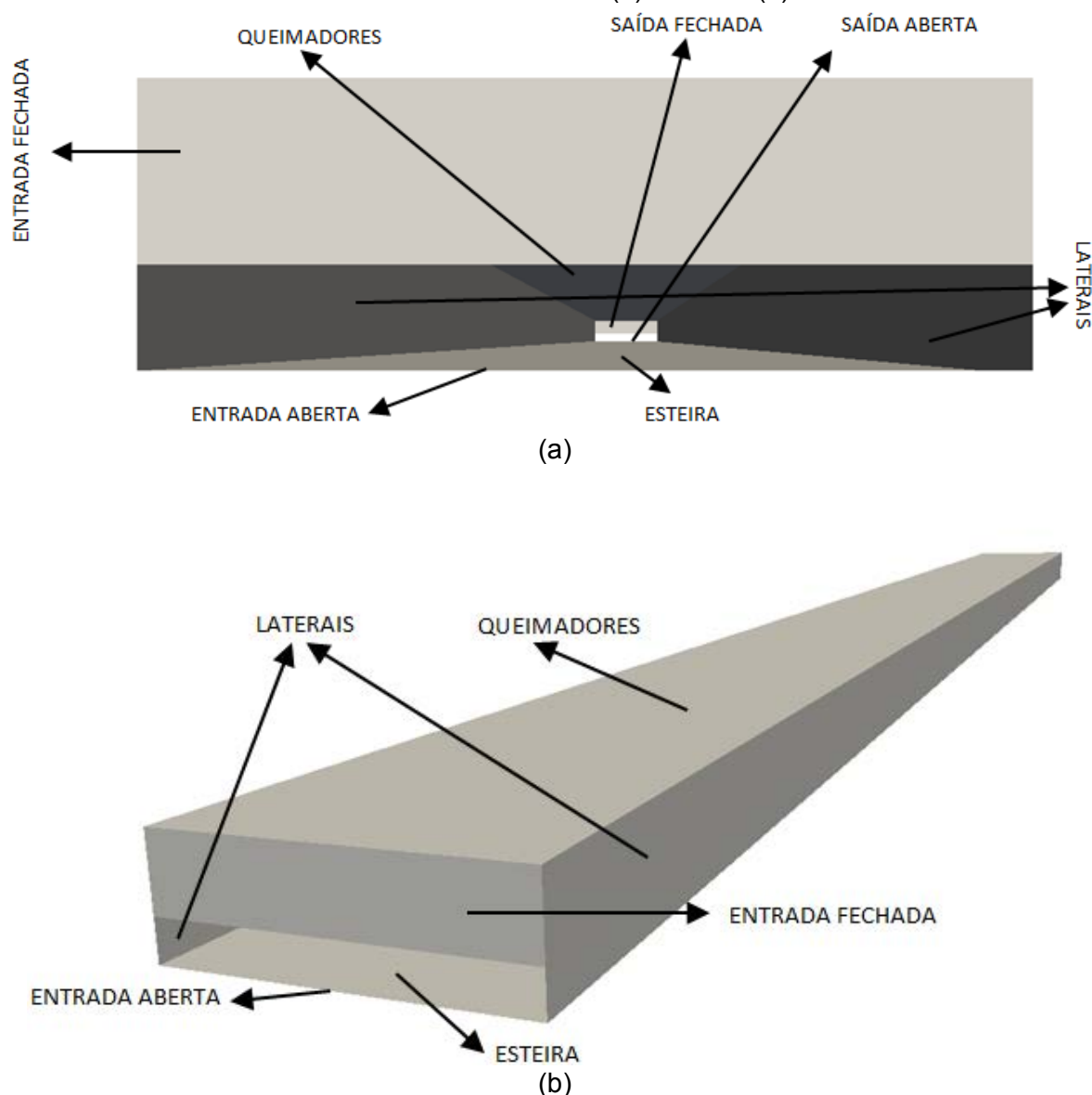


(c)

O Modelo 9 é dividido em regiões de entrada aberta ($z = 0$) e saída aberta ($z = 23,6$) – onde não existem restrições ao fluxo de ar do interior do forno e representativas de grandes perdas de energia; entrada fechada ($z = 0$) e saída

fechada ($z = 23,6$) – chapas metálicas para obstrução do fluxo de ar do interior do forno, semelhante ao Modelo 2 com as cortinas de tecido ou “barreiras do ar”;
queimadores ($y = 0,5$) – conjunto de diversos tubos queimadores presentes na região superior do forno e que o percorrem em toda a extensão longitudinal e representados por uma única superfície de temperatura uniforme e igual a $300\text{ }^{\circ}\text{C}$;
laterais – paredes laterais do forno e esteira ($y = 0$) transportadora, conforme Figura 4.12.

Figura 4.12 – Divisão dos Modelos 9 e 10 em regiões de entrada aberta, entrada fechada, saída aberta, saída fechada, queimadores, esteira e laterais para fixação das condições iniciais e/ou de contorno nas vistas (a) frontal e (b) isométrica.



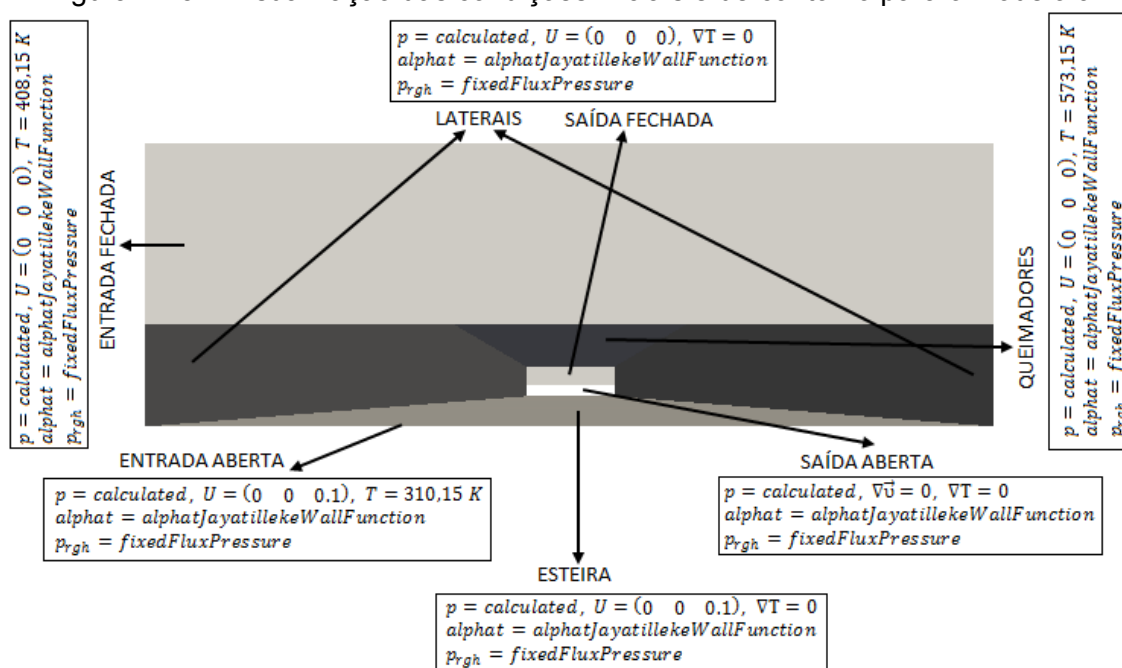
De forma semelhante ao Modelo 3, preserva a escolha do *solver* *buoyantBoussinesqPimpleFoam* e hipóteses simplificadoras utilizadas – como a utilização da aproximação de Boussinesq para inclusão das forças de campo, conforme equações (4.03) e (4.04) e negligência das trocas de calor por condução e

radiação entre superfícies e com o meio externo. As condições iniciais e de contorno encontram-se listadas na Tabela 4.12 e ilustradas na Figura 4.13.

Tabela 4.12 – Condições iniciais e de contorno para o Modelo 9.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO DO MODELO 9					
	p	U	T	α_{phat}	p_{rgh}
ENTRADA ABERTA	<i>calculated</i>	$(0 \ 0 \ 0.1)$	$T = 310,15 \text{ K}$	<i>alphaTJayatilekeWallFunction</i>	<i>fixedFluxPressure</i>
SAÍDA ABERTA		$\nabla \vec{U} = 0$	$\nabla T = 0$		
ENTRADA FECHADA		$(0 \ 0 \ 0)$	$T = 408,15 \text{ K}$		
SAÍDA FECHADA			$\nabla T = 0$		
LATERAIS			$T = 573,15 \text{ K}$		
QUEIMADORES			$\nabla T = 0$		
ESTEIRA		$(0 \ 0 \ 0.1)$	$\nabla T = 0$		

Figura 4.13 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 9.



Necessário observar que devido ao elevado tamanho da malha (161.293 nós) a simulação mostrou-se muito lenta e complexa, com diversas perturbações nas condições de convergência da solução e passo de tempo extremamente pequeno para o *solver* utilizado. O que inviabilizou a sua utilização.

O Modelo 10 difere do anterior unicamente ao utilizar o *solver buoyantBoussinesqSimpleFoam*, o que forneceu maior velocidade ao processo de convergência da solução, apesar das desvantagens já exploradas e discutidas anteriormente no Modelo 5, como a ausência dos modelos de radiação implementados no código fonte do *solver*.

O Modelo 11, bastante semelhante ao Modelo 8, destaca-se ao utilizar o *solver buoyantSimpleFoam* juntamente com o modelo de radiação *viewFactor*, conforme equação (4.22). Diferencia-se ainda ao dividir as regiões laterais em 2 regiões distintas; lateral esquerda ($x = 0$) e lateral direita ($x = 1,5$), conforme Figura 4.14 – ressaltando que tal divisão, conforme já discutido anteriormente, objetiva reduzir os erros do processo de cálculo e análise dos Fatores de Forma entre superfícies, conforme equação (4.15), na aplicação do modelo de radiação escolhido.

As condições iniciais e de contorno encontram-se listadas nas Tabelas 4.13 e 4.14 e ilustradas na Figura 4.14. Necessário destacar duas alterações no arquivo *T* – semelhante ao ocorrido nos Modelos 6, 7 e 8 – localizadas na temperatura da esteira, que é agora admitida como uma média aritmética simples da temperatura de entrada do ar e a temperatura de saída do produto final da esteira, as pizzas, como uniforme e igual a $63,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou $336,65\text{ K}$ e na temperatura da entrada fechada, que é agora admitida como em equilíbrio com o ar ambiente, ou seja, uniforme e igual a $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou $310,15\text{ K}$.

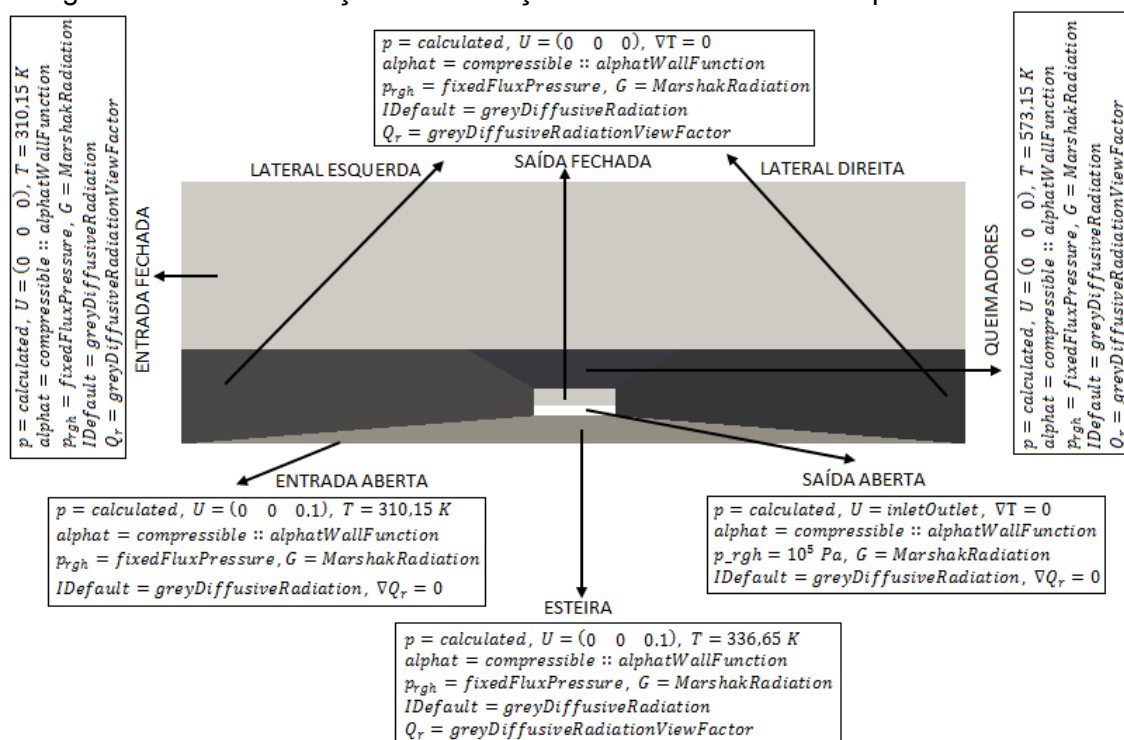
Tabela 4.13 – Condições iniciais e de contorno para os Modelos 11 e 12.

CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO DOS MODELOS 11 E 12					
	p	U	T	α_{phat}	p_{rgh}
ENTRADA ABERTA	calculated	(0 0 0.1)	$T = 310,15\ K$	compressible:: $\alpha_{phatWallFunction}$	$fixedFluxPressure$
SAÍDA ABERTA		$inletOutlet$	$\nabla T = 0$		$p_{rgh} = 10^5\ Pa$
ENTRADA FECHADA		(0 0 0)	$T = 310,15\ K$		$fixedFluxPressure$
SAÍDA FECHADA			$\nabla T = 0$		
LATERAL ESQUERDA					
LATERAL DIREITA			$T = 573,15\ K$		
QUEIMADORES			(0 0 0.1)		
ESTEIRA					

Tabela 4.14 – Condições iniciais e de contorno radiativas para os Modelos 11 e 12.

CONDIÇÕES DE RADIAÇÃO DOS MODELOS 11 E 12			
	G	$I_{Default}$	Q_r
ENTRADA ABERTA	<i>MarshakRadiation</i>	<i>greyDiffusiveRadiation</i>	$\nabla Q_r = 0$
SAÍDA ABERTA			
ENTRADA FECHADA			<i>greyDiffusiveRadiation</i> <i>ViewFactor</i>
SAÍDA FECHADA			
LATERAL ESQUERDA			
LATERAL DIREITA			
QUEIMADORES			
ESTEIRA			

Figura 4.14 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 11.



O Modelo 12 diferencia-se de todos os modelos anteriores por considerar a hipótese de escoamento turbulento e utilizar o método numérico RANS, juntamente com o modelo $\kappa - \varepsilon$, de fechamento, na simulação do escoamento turbulento.

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007) e Souza et. al. (2011) existem três métodos numéricos para modelagem e análise de escoamentos turbulentos. O Método RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) baseado na clássica decomposição de Reynolds, o Método DNS (*Direct Numerical Simulation*) de simulação numérica direta e o Método LES (*Large Eddy Simulation*) de simulação das grandes escalas de turbulência.

O Método RANS, também chamado de modelo de fechamento em um ponto ou modelo de fechamento local, é caracterizado pelo tratamento estatístico médio no tempo das equações de Navier-Stokes, decompondo-as numa parte média e outra flutuante. Tem-se a parametrização adicional ou de fechamento das variáveis turbulentas a partir do gradiente do valor médio das variáveis no mesmo ponto ou local e, dos três métodos, destaca-se pela exigência de maior grau de modelagem da turbulência e menor custo computacional envolvido.

O Método DNS consiste em resolver as equações completas de Navier-Stokes para todos os pontos da malha e para todas as escalas temporais e espaciais do escoamento, sem a necessidade de parametrização ou modelagem adicional para a turbulência. Por exigir uma discretização espacial e temporal extremamente fina, demanda elevado esforço computacional, o que acaba limitando a sua aplicação a geometrias mais simples e/ou com Número de Reynolds (Re) mais baixo.

O Método LES utiliza um filtro que separa as grandes estruturas de turbulência – que semelhante ao Método DNS, serão resolvidas através das equações completas de Navier-Stokes através de discretização espacial e temporal bastante fina – das pequenas estruturas, representadas pelos pequenos vórtices, onde prevalece a isotropia e menos dependentes das condições de contorno, que serão modeladas ou parametrizadas através de um modelo algébrico simples, chamado de modelo submalha. Tal metodologia reduz o número de graus de liberdade, permitindo simulações com maiores Números de Reynolds (Re) e/ou geometrias mais complexas em relação ao método anterior.

Ainda de acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), Rodriguez (2011) e Nieckele (2013) a equação da continuidade e as equações de Navier-Stokes médias no tempo (RANS) para um escoamento compressível e turbulento são dadas por:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{U}_j + \overline{\tilde{\rho} u_j}) = 0 \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = & - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} \right) - \\ & \left[\tilde{\rho} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \overline{\tilde{\rho} u_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \bar{U}_j \overline{\tilde{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} + \overline{\tilde{\rho} u_j} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \overline{\tilde{\rho} u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \right] + \bar{\rho} f \end{aligned} \quad (4.26)$$

, onde f é o termo fonte; $\bar{U}$, $\bar{P}$ e $\bar{\rho}$ são as componentes médias da velocidade, pressão e massa específica, respectivamente; u_i e $\tilde{\rho}$ são as flutuações da velocidade e massa específica, respectivamente e $i = 1,2,3$ e $j = 1,2,3$.

Na hipótese de escoamento incompressível têm-se as equações (4.27), (4.28) e (4.29) representando, respectivamente, a conservação de massa ou continuidade sendo satisfeita para as componentes da velocidade, velocidade média e flutuações da velocidade e a equação (4.30) representando o balanço da quantidade de movimento.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.29)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} + \rho f \quad (4.30)$$

O tratamento estatístico do método RANS faz surgir variáveis que correlacionam as flutuações das velocidades, as quais acabam adquirindo o comportamento de tensores adicionados ao escoamento – os chamados tensores de Reynolds, que representam as tensões turbulentas do escoamento, dadas por:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i u_j} = \rho \begin{bmatrix} \overline{u^2} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{vu} & \overline{v^2} & \overline{vw} \\ \overline{wu} & \overline{wv} & \overline{w^2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma'_x & \tau'_{xy} & \tau'_{xz} \\ \tau'_{yx} & \sigma'_y & \tau'_{yz} \\ \tau'_{zx} & \tau'_{zy} & \sigma'_z \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

Observando-se a introdução de 6 novas incógnitas ao problema, visto que o tensor é simétrico, de forma que $\tau'_{xy} = \tau'_{yx}$, $\tau'_{xz} = \tau'_{zx}$ e $\tau'_{yz} = \tau'_{zy}$.

Da hipótese de Boussinesq (1887) que afirma que a viscosidade dinâmica turbulenta (μ_t) é uma propriedade do escoamento e não do fluido, o que conduz a fortes não linearidades nas equações de transporte e segundo Komolgorov (1942), o tensor de Reynolds pode ser escrito como:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \kappa \quad (4.32)$$

Onde δ_{ij} é a função delta de Kronecker, conforme equação (4.20) e κ é a energia cinética turbulenta. Observando-se que o termo $\mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right)$, quando $i \neq j$,

representa as tensões cisalhantes de Reynolds e o termo $-\frac{2}{3}\delta_{ij}\kappa$ representa as tensões normais de Reynolds.

Substituindo a equação (4.32) em (4.30), na condição de escoamento incompressível, tem-se a chamada Equação da Hipótese Generalizada de Boussinesq, dada por:

$$\rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \left(\bar{P} + \frac{3}{2}\kappa \right)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f \quad (4.33)$$

De forma a proceder-se o fechamento do problema necessário a introdução de modelos de turbulência, destacando-se os modelos $k - \varepsilon$, $k - \varepsilon$ RNG, $k - \omega$, $k - \omega$ SST, etc. – descritos e formulados em maiores detalhes em Versteeg e Malalasekera (2007). Neste trabalho utilizou-se o modelo de duas equações $k - \varepsilon$, que é baseado no conceito da viscosidade turbulenta (μ_t), escrita como função energia cinética turbulenta (κ) e da taxa de dissipação viscosa da energia cinética turbulenta (ε), de forma que as equações (4.34) e (4.35) fornecem o fechamento do problema em questão.

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} = c_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{U}_j \kappa) = -\bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (4.35)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{U}_j \varepsilon) = -C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\kappa} \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4.36)$$

Onde as constantes empíricas $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_μ , σ_κ e σ_ε são descritos na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Condições empíricas usualmente utilizadas no modelo de turbulência $k - \varepsilon$, conforme equações (4.34) a (4.35).

CONSTANTES EMPÍRICAS DO MODELO $k - \varepsilon$				
$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ	σ_κ	σ_ε
1,44	1,92	0,09	1,0	1,3

De acordo com Nieckele (2013) o modelo $k - \varepsilon$ apresenta-se deficiente em escoamentos na presença de curvaturas nas linhas de corrente, sob a ação de gradientes de pressão adversos, com regiões de separação, em jatos e/ou com rotação, bem como necessita da utilização de funções de parede.

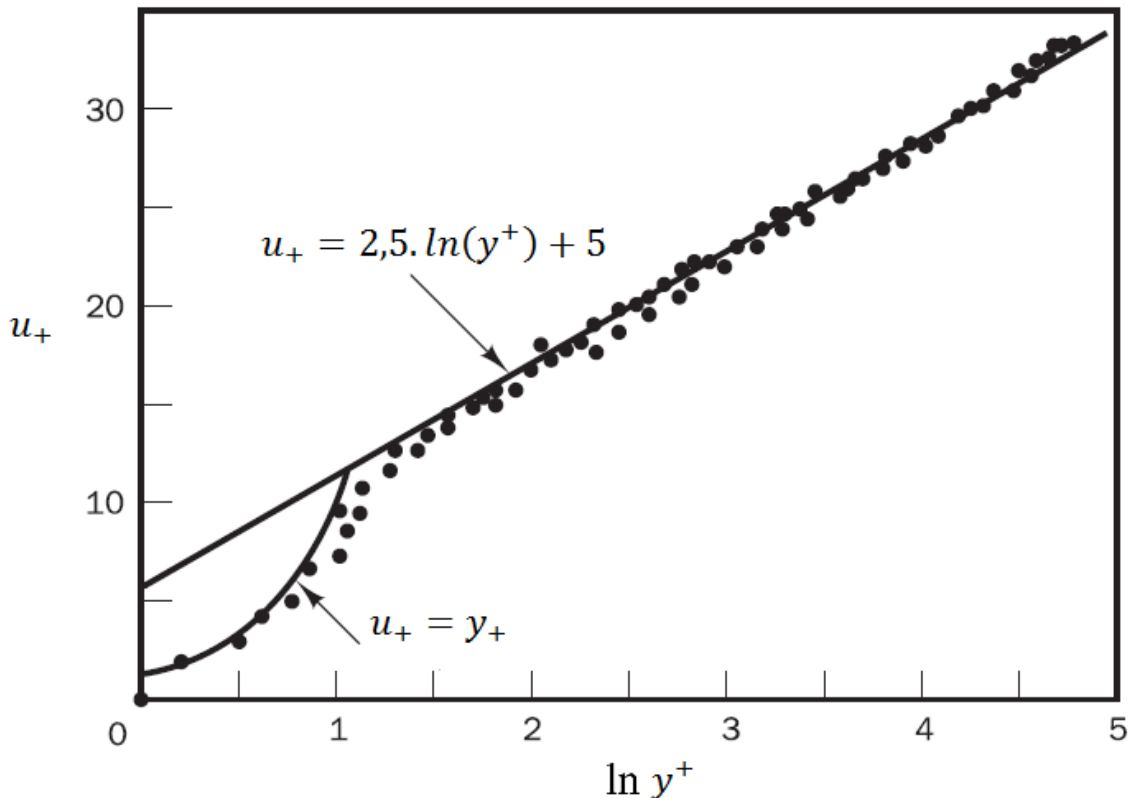
As condições de não deslizamento nas paredes, segundo Souza et. al. (2011) e Nieckele (2013), afetam as condições físicas do escoamento, de forma que os efeitos viscosos amortecem as componentes tangenciais da velocidade e os efeitos cinéticos amortecem as flutuações normais à parede e os elevados gradientes de velocidade geram energia cinética turbulenta. A camada limite turbulenta, conforme Figura 4.15, divide-se em três regiões: a) subcamada laminar, mais próxima a parede, onde os efeitos da viscosidade e difusão moleculares são predominantes e característica pelo escoamento praticamente linear, conforme equação (4.37). b) subcamada amortecedora, localizada como zona de transição, de forma a ajustar a evolução do perfil laminar para o logarítmico e onde os efeitos das tensões laminares e turbulentas têm a mesma importância e c) subcamada turbulenta ou região logarítmica, onde os efeitos turbulentos predominam, conforme equação (4.38).

$$u_+ = y_+ \quad (4.37)$$

$$u_+ = \frac{1}{k_v} \ln(y^+) + C \quad (4.38)$$

, onde u_+ e y_+ são a velocidade e distância adimensionais; k_v é a constante de von Kármán, que de acordo com dados experimentais tem valor médio igual a $k_v = 0,4$ e C é a constante de integração, que para paredes lisas é igual a $C = 5$.

Figura 4.15 – Distribuição de velocidades junto a uma parede sólida (Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007) – Adaptada).

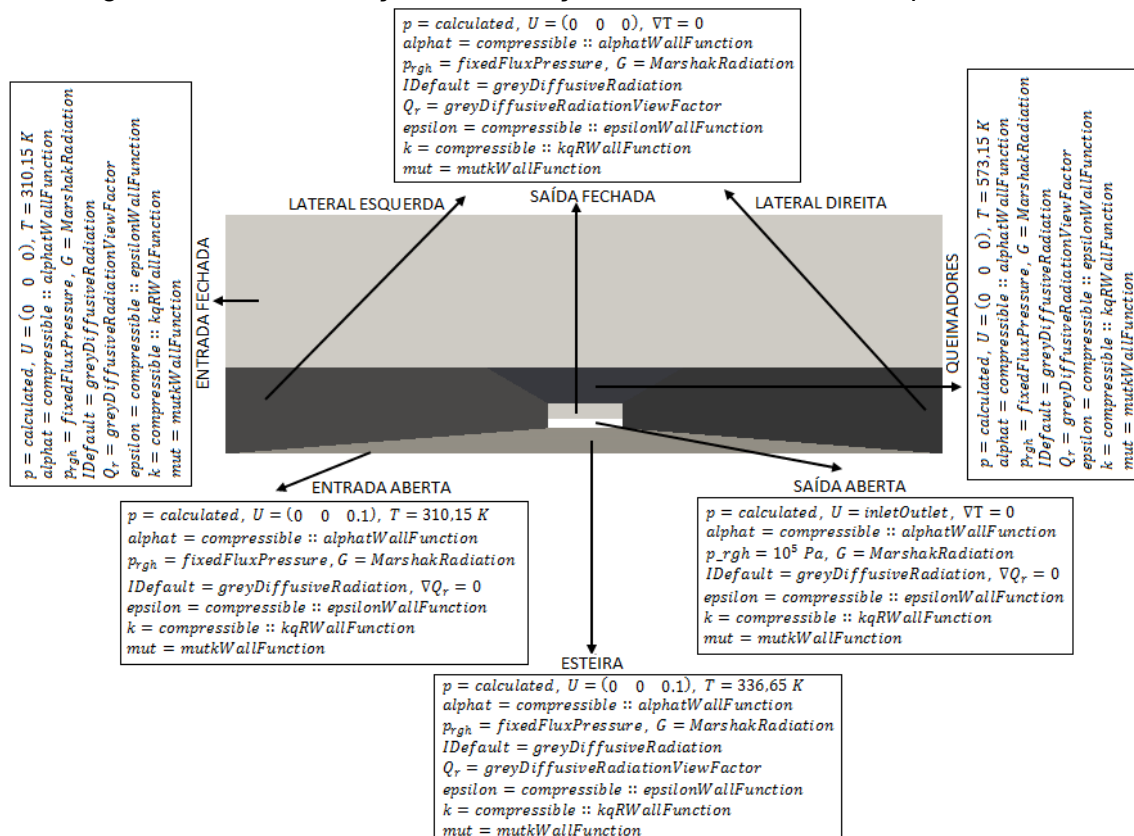


Como o *solver* escolhido já apresenta implementado em seu código fonte a biblioteca *RASModel.H*, a ativação dos modelos ocorre nos arquivos *RASProperties* e *turbulenceProperties*, ao incluir no arquivo *turbulenceProperties* as opções *RASModel kEpsilon*, *turbulence on* e *printCoeffs on*. Ressaltando que tais alterações implicam na necessidade de novas condições iniciais e de contorno relativas à turbulência, conforme Tabela 4.16 e ilustradas na Figura 4.16.

Tabela 4.16 – Condições iniciais e de contorno turbulentas para o Modelo 12.

CONDIÇÕES DE TURBULÊNCIA DO MODELO 12			
	<i>epsilon</i>	<i>k</i>	<i>mut</i>
ENTRADA ABERTA	compressible :: epsilonWallFunction	compressible ::kqRWallFunction	mutkWallFunction
SAÍDA ABERTA			
ENTRADA FECHADA			
SAÍDA FECHADA			
LATERAL ESQUERDA			
LATERAL DIREITA			
QUEIMADORES			
ESTEIRA			

Figura 4.16 – Visualização das condições iniciais e de contorno para o Modelo 12.



De acordo com The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide (2014), ϵ (ϵ) é a dissipação viscosa da energia cinética turbulenta, dada em $\left[\frac{m^2}{s^3}\right]$ e calculada através da condição de fronteira *compressible :: epsilonWallFunction*, utilizada para capturar os efeitos junto à parede em escoamentos turbulentos com baixo Número de Reynolds; k é a energia cinética turbulenta, dada em $\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$ e calculada através da condição de fronteira *compressible :: kqRWallFunction*, que impõe uma condição de *zerogradient*, ou seja, $\nabla k = 0$ e μ_t (μ_t) é a viscosidade turbulenta, dada em $\left[\frac{kg}{m.s}\right]$ e calculada através da condição *mutkWallFunction*, que fornece uma condição de fronteira junto a parede com base na energia cinética turbulenta.

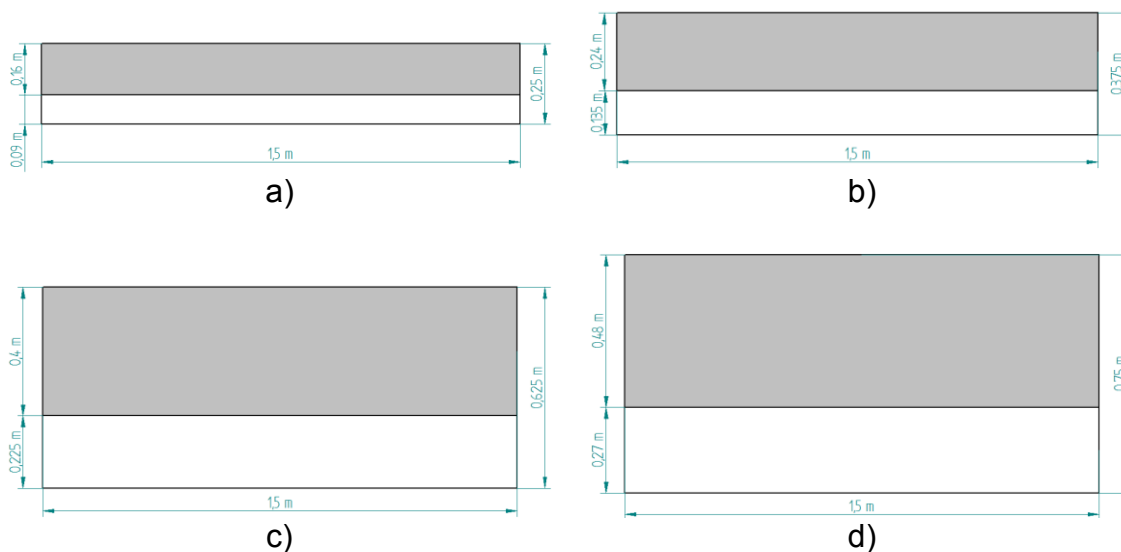
4.1.3 Modelos de Otimização

Os Modelos de Otimização preservam todas as condições do modelo anterior – *solver*, condições iniciais e de contorno, propriedades físicas, modelos físicos incluídos (modelo de radiação *viewFactor* e modelo de turbulência $k - \epsilon$), etc., diferindo unicamente na geometria; especificamente na altura, que foi modificada através de quatro diferentes razões de aspecto geométrico (H/L), respectivamente iguais a 0,5, 0,75, 1,25 e 1,5. Dessa forma, quando a razão de aspecto é igual a 0,5 ($H/L = 0,5$) tem-se a altura igual a 50% da altura do forno real, ou seja, 250 mm; da mesma forma, quando a razão de aspecto é igual a 1,25 ($H/L = 1,25$) tem-se a altura igual a 125% da altura do forno real, ou seja, 625 mm e o mesmo raciocínio para as demais razões de aspecto, conforme resumido na Figura 4.17.

Tais alterações objetivam estudar o efeito da geometria do forno sobre as condições do escoamento – especialmente as trocas de calor por radiação e convecção e o campo de temperaturas – de forma a definir qual a melhor razão de aspecto ou altura para o forno real em estudo, otimizando o seu projeto original.

Ressaltando que as alterações na altura dos modelos através das razões de aspecto obriga adequações no número de elementos dos *patches* afetados, de forma a preservar a escolha do elemento cúbico de 5 cm de aresta, conforme definido no teste de consistência e independência de malha realizado para o modelo original do forno real.

Figura 4.17 – Geometria dos Modelos de Otimização em vista frontal nas razões de aspecto geométrico igual a a) $H/L = 0,5$, b) $H/L = 0,75$, c) $H/L = 1,25$ e d) $H/L = 1,5$.



4.2 MODELO FÍSICO

Nas condições mais gerais dos modelos finais – alcançando-se facilmente as condições de modelagem dos modelos menos refinados através de simplificações – tem-se:

- O ar no interior do forno comportar-se com um gás ideal, conforme equações de estado (4.39) e (4.40).
- Propriedades físicas constantes e avaliadas na temperatura média ($\bar{T}$) de 450 K, conforme Tabela 4.5.
- Escoamento incompressível e newtoniano (ρ e μ constantes).
- Algoritmo de acoplamento das equações de transporte SIMPLE.
- Simulação transiente até a convergência da solução ao regime permanente.
- Princípio da Continuidade ou Conservação de Massa em regime turbulento, conforme equações (4.27) a (4.29).
- Balanço da Quantidade de Movimento ou 2ª Lei de Newton em regime turbulento, conforme Hipótese Generalizada de Boussinesq, equação (4.33) e utilização do Modelo de Boussinesq para inclusão das forças de campo (peso e flutuação), conforme equações (4.03) e (4.04) – resultando na equação (4.41).
- Modelagem da Turbulência através do Método RANS com o modelo de fechamento de duas equações, modelo $k - \varepsilon$, conforme equações (4.34) a (4.36) e Tabela 4.15.
- Princípio da Conservação da Energia ou 1ª Lei da Termodinâmica em regime turbulento, de acordo com Bird et. al. (2004) e conforme equação (4.42) – onde $\bar{q}^{(v)}$ é o fluxo de calor viscoso, conforme equação (4.43); $\bar{q}^{(t)}$ é o fluxo de calor turbulento, cujas componentes são dadas pela equação (4.44); $\bar{\Phi}_v^{(v)}$ é a função de dissipação viscosa, conforme equação (4.45) e $\bar{\Phi}_v^{(t)}$ é a função de dissipação térmica da energia cinética turbulenta, conforme equação (4.46).

- Utilização do Modelo de radiação *viewFactor*, conforme equação (4.21).

$$p = \rho RT \quad (4.39)$$

$$\hat{U} = C_v T \quad (4.40)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.29)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = & -\frac{\partial \left(\bar{P} + \frac{3}{2} \kappa \right)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] \\ & + \bar{\rho} g_i (1 - \beta(T - \bar{T})) \end{aligned} \quad (4.41)$$

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} = c_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{U}_j \kappa) = -\bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (4.35)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{U}_j \varepsilon) = -C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\kappa} \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4.36)$$

$$\rho \hat{C}_p \frac{DT}{Dt} = -(\nabla \cdot (\bar{q}^{(v)} + \bar{q}^{(t)})) + \mu (\bar{\Phi}_v^{(v)} + \bar{\Phi}_v^{(t)}) \quad (4.42)$$

$$\bar{q}^{(v)} = -k_t \nabla T \quad (4.43)$$

$$\bar{q}_i^{(t)} = \rho \hat{C}_p \bar{u}_i \bar{T} \quad (4.44)$$

$$\bar{\Phi}_v^{(v)} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \left[\left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \bar{U}) \delta_{ij} \right]^2 \quad (4.45)$$

$$\bar{\Phi}_v^{(t)} = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \left(\overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)} + \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \right) \quad (4.46)$$

$$\sum_{j=1}^N \left[\frac{\delta_{ij}}{\epsilon_j} - \left(\frac{1}{\epsilon_j} - 1 \right) F_{ij} \right] \cdot q_{radj} = \sum_{j=1}^N [\delta_{ij} - F_{ij}] \cdot E_{bj} - G_{0i} \quad (4.21)$$

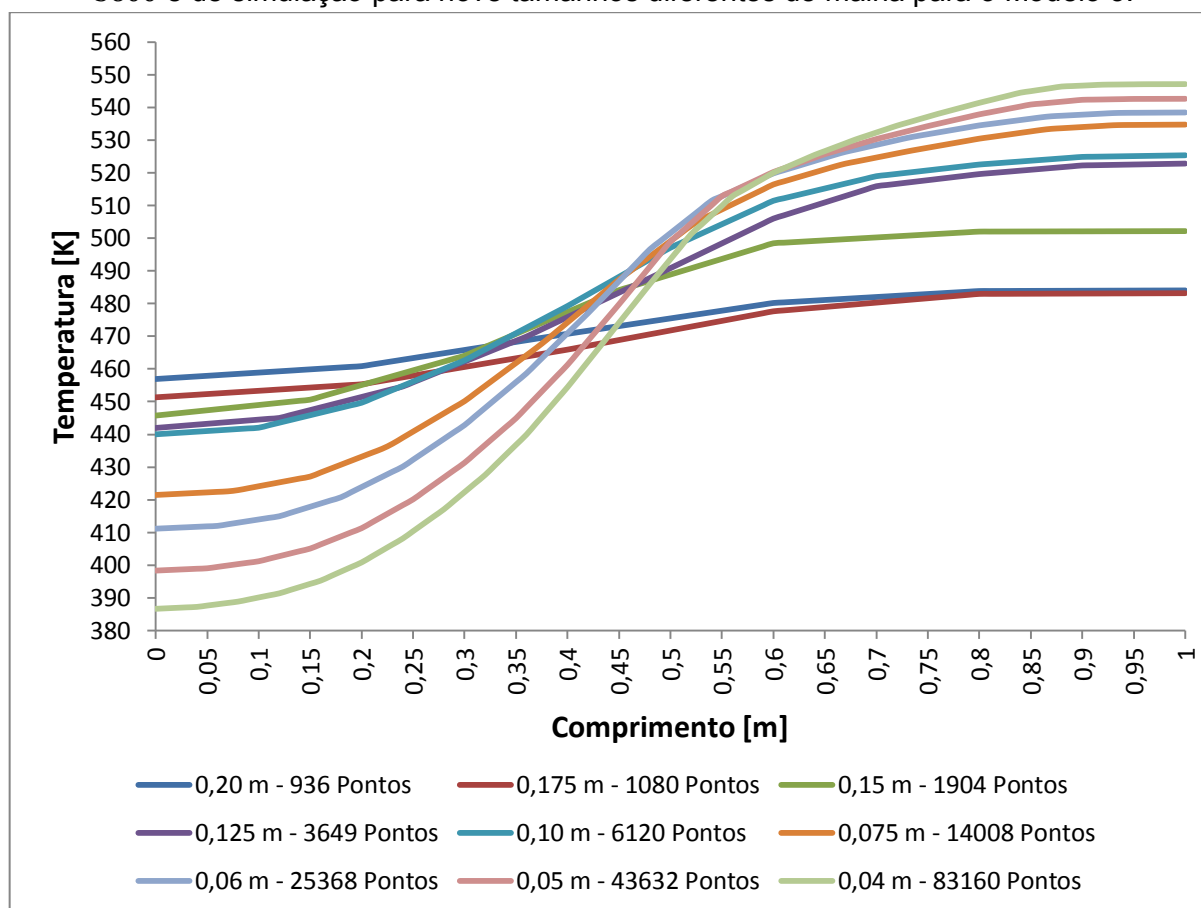
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 TESTES DE INDEPENDÊNCIA E CONSISTÊNCIA DE MALHAS

Foram utilizados dois modelos para os testes de independência e consistência de malha; onde as simulações consideraram as forças de campo através do modelo de Boussinesq, foram desprezadas as trocas de calor entre paredes e com o meio externo por condução e a radiação. As propriedades físicas, condições iniciais e de contorno e *solver* utilizados foram os mesmos dos Modelos 3 e 9.

O primeiro modelo representa a geometria e malha tridimensional utilizada nos Modelos 1 a 8, onde foram realizados testes com elementos/células de 0,20 m e 936 pontos; 0,175 m e 1080 pontos; 0,15 m e 1904 pontos; 0,125 m e 3649 pontos; 0,10 m e 6120 pontos; 0,075 m e 14008 pontos; 0,06 m e 25368 pontos; 0,05 m e 43632 pontos e 0,04 m e 83160 pontos – totalizando nove testes. A Figura 5.1 ilustra o campo de temperaturas para a região central da esteira após 3600 s de simulação para cada um dos testes e que será utilizado como parâmetro de análise e comparação entre os diferentes tamanhos de malha.

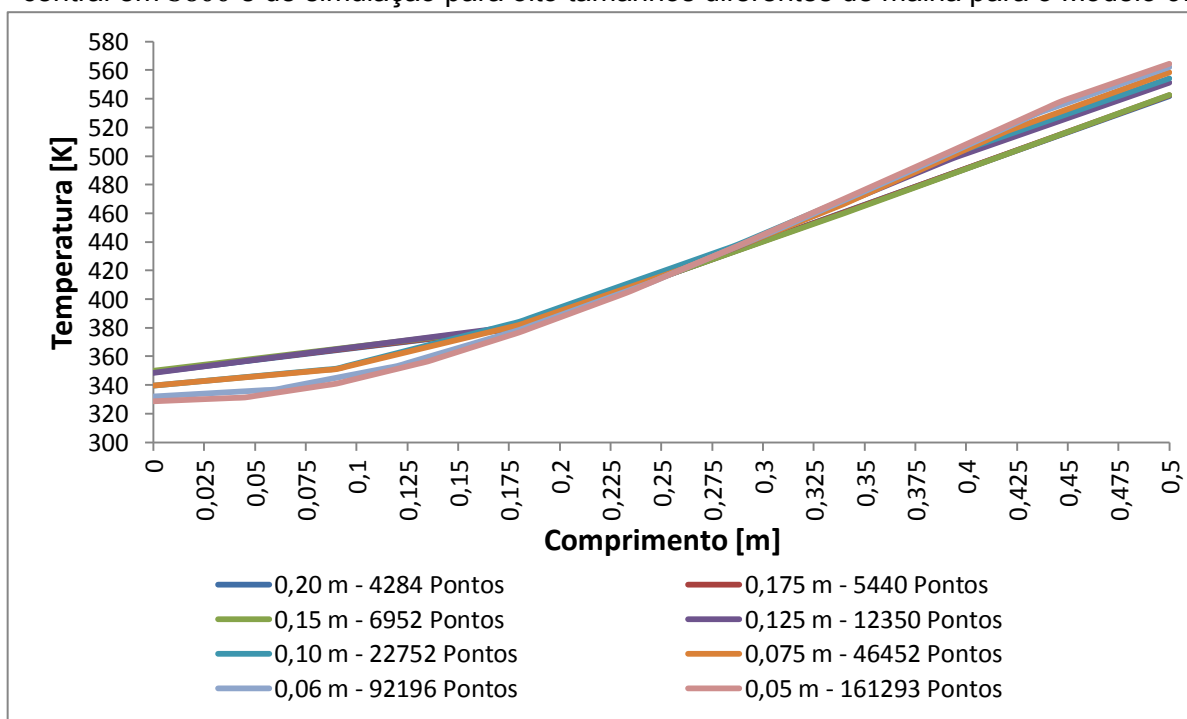
Figura 5.1 – Comparação entre os campos de temperaturas na região central da esteira em 3600 s de simulação para nove tamanhos diferentes de malha para o Modelo 3.



A análise da Figura 5.1 mostra que as malhas mais refinadas, com elementos de $0,06\text{ m}$ e 25368 pontos; $0,05\text{ m}$ e 43632 pontos e $0,04\text{ m}$ e 83160 pontos mostram-se mais adequadas para a realização das simulações; com um desvio máximo em relação a malha mais refinada da ordem de 6,34% para a malha com elemento de $0,06\text{ m}$ e de 3,02% para a malha com elemento $0,05\text{ m}$. Dessa forma e por questões de menor exigência de potência computacional optou-se pela utilização da malha com elementos de $0,05\text{ m}$ e 43632 pontos.

O segundo modelo representa a geometria e malha tridimensional utilizada nos Modelos 9 a 12, as quais representativas do forno real a ser modelado, onde foram realizados testes com elementos de $0,20\text{ m}$ e 4284 pontos; $0,175\text{ m}$ e 5440 pontos; $0,15\text{ m}$ e 6952 pontos; $0,125\text{ m}$ e 12350 pontos; $0,10\text{ m}$ e 22752 pontos; $0,075\text{ m}$ e 46452 pontos; $0,06\text{ m}$ e 92196 pontos e $0,05\text{ m}$ e 161293 pontos – totalizado oito testes. A Figura 5.2 ilustra o campo de temperaturas na parede lateral esquerda na região central do forno após 3600 s de simulação para cada um dos testes e que será utilizado como parâmetro de análise e comparação entre os diferentes tamanhos de malha.

Figura 5.2 – Comparação entre os campos de temperaturas na parede lateral esquerda central em 3600 s de simulação para oito tamanhos diferentes de malha para o Modelo 9.



A análise da Figura 5.2 mostra que as malhas com elementos de $0,06\text{ m}$ e 92196 pontos e $0,05\text{ m}$ e 161293 pontos mostram-se mais adequadas para a realização das simulações, com um desvio máximo a malha mais refinada da ordem de 1,31%. Dessa forma, por questões de menor exigência de potência computacional e buscando padronizar o tamanho dos elementos em relação ao

escolhido anteriormente, optou-se pela utilização da malha com elementos de 0,05 *m* e 161293 pontos.

Os Modelos de Otimização têm suas respectivas geometrias alteradas na vertical por razões de aspecto geométrico iguais a 0,5, 0,75, 1,25 e 1,5; no entanto suas malhas foram adequadas de forma a preservar a escolha do elemento cúbico de 5 cm de aresta, mantendo-se os resultados e análises do teste de independência e consistência de malha da Figura 5.2.

5.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nesta etapa foram realizadas as simulações para os modelos propostos anteriormente. A visualização, coleta e plotagem dos resultados dos campos de pressões, temperaturas e velocidades, fluxos de calor por convecção e radiação, campos vetoriais e linhas de corrente, etc. foram feitas através do pós-processador gráfico *paraFoam* do OpenFOAM®

De forma a resumir as características, propriedades físicas, algoritmos de acoplamento pressão-velocidade, *solvers* e modelos físicos incluídos (forças de campo, radiação e turbulência) em todos os modelos utilizados neste trabalho, tem-se a Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Resumo das características, propriedades físicas, algoritmos de acoplamento, *solvers* e modelos físicos incluídos nos Modelos construídos.

TABELA RESUMO DA FORMULAÇÃO DOS MODELOS									
	TIPO DE MODELO	SOLVER	CONDIÇÃO DE T DA ESTEIRA	ALGORITMO DE ACOPLAMENTO		FORÇAS DE CAMPO	RADIAÇÃO		TURBULÊNCIA
				PIMPLE	SIMPLE		FvDOM	viewFactor	
MODELO 1	TESTE	<i>my_pimpleFoam</i>	—	X					
MODELO 2			$\nabla T = 0$	X					
MODELO 3		<i>buoyantBoussinesq</i>		X		X			
MODELO 4		<i>PimpleFoam</i>		X		X	X		
MODELO 5		<i>buoyantBoussinesq</i>	$T = 336,65 K$		X	X			
MODELO 6		<i>SimpleFoam</i>			X	X			
MODELO 7		<i>buoyantSimpleFoam</i>			X	X	X		
MODELO 8					X	X		X	
MODELO 9	ANÁLISE PARAMÉTRICA	<i>buoyantBoussinesq</i>	$\nabla T = 0$	X		X			
MODELO 10		<i>PimpleFoam</i>			X	X			
MODELO 11		<i>buoyantBoussinesq</i>	$T = 336,65 K$		X	X		X	
MODELO 12		<i>SimpleFoam</i>			X	X		X	X
RAZÃO DE ASPECTO	$H/L = 0,5$	OTIMIZAÇÃO	$T = 336,65 K$		X	X		X	X
	$H/L = 0,75$				X	X		X	X
	$H/L = 1,25$				X	X		X	X
	$H/L = 1,5$				X	X		X	X

5.2.1 Análise dos resultados iniciais – Modelo 1

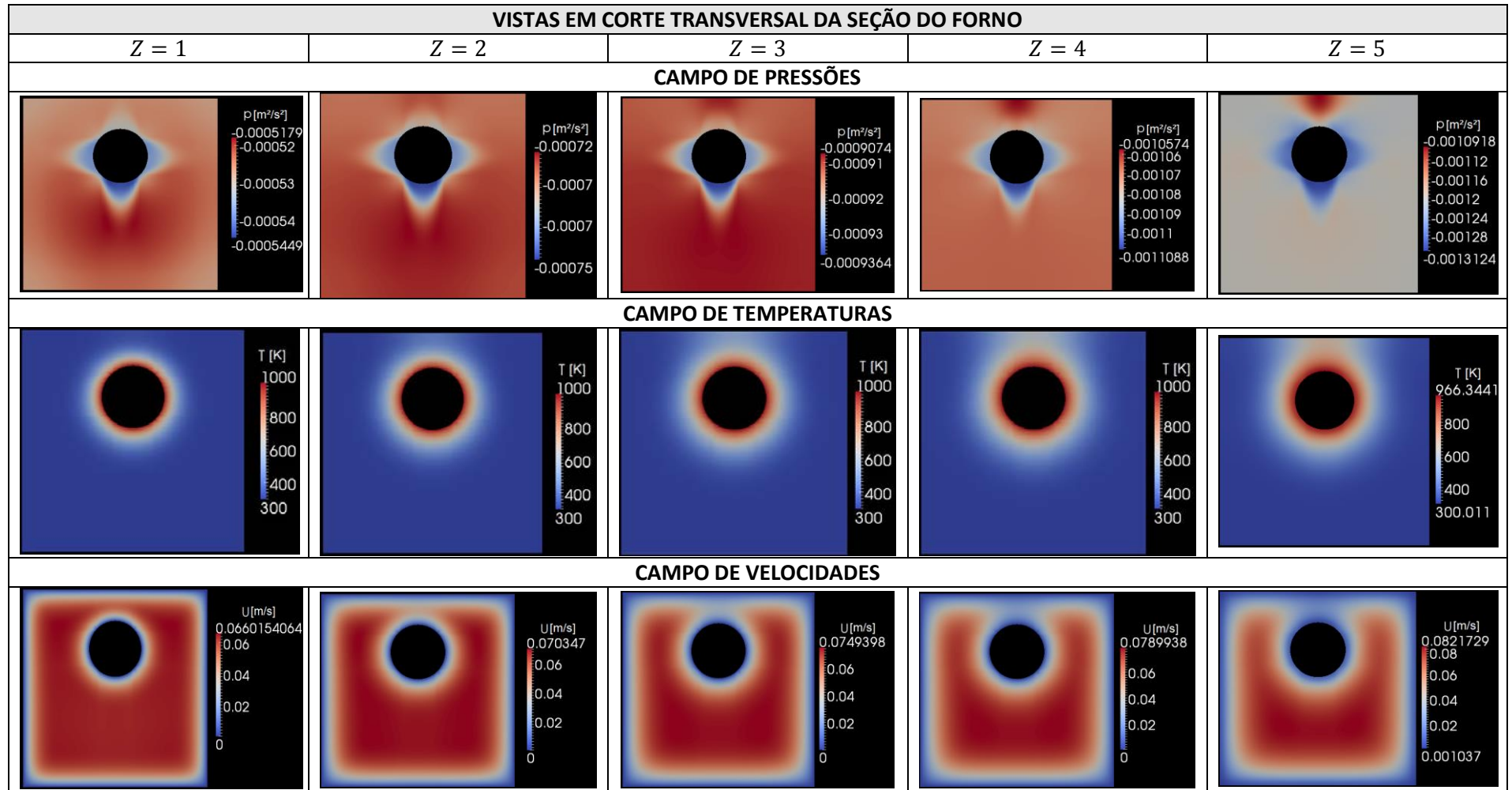
O Modelo 1 destaca-se pela obtenção dos primeiros resultados utilizando o software OpenFOAM®. A Figura 5.3 ilustra os campos de pressões, temperaturas e velocidades para as seções transversais $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ no Modelo de teste 1.

No campo de pressões normalizadas observam-se maiores pressões na entrada e menores pressões na saída, com um gradiente da ordem de $1,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}^2$. Assim, tem-se o escoamento ocorrendo no sentido contrário ao gradiente de pressões. Tem-se também que as variações de pressão foram tão pequenas, que para visualizá-las fez-se necessário corrigir continuamente a escala ao longo dos cortes transversais.

A análise dos campos de temperaturas nas seções transversais do forno ilustra a presença de uma camada limite térmica próxima as regiões do tubo queimador, que é preponderante da troca de calor por convecção natural. Resultados mais consistentes compreendem a inclusão das forças de campo e trocas de calor por radiação térmica.

Observam-se ainda nos campos de pressões, temperaturas e velocidades que os efeitos do aumento da temperatura concentram-se nas proximidades do queimador. Desta forma geram uma região de estagnação, mais intensa na parte superior do tubo queimador e na região de saída do forno. Tal fato é explicado pelo aumento da temperatura a medida que o ar vai escoando pelo forno, podendo atingir valores da ordem de $T = 800 \text{ K}$. Combinando este feito com o maior estreitamento da região e diminuição acentuada da velocidade, da ordem de $v = 0,02 \text{ m/s}$ e chegando próximo a condição de não deslizamento ($v = 0$), observa-se o aparecimento de uma região de estrangulamento, característica por maiores temperaturas, menores velocidades e aumento da pressão.

Figura 5.3 – Campos de Pressões, Temperaturas e Velocidades para as vistas em corte transversal nas posições $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ para o Modelo 1.



5.2.2 Inclusão das Forças de Campo

O Modelo de teste 3 destaca-se pela inclusão das forças de campo através da modelo físico de Boussinesq, conforme equação (4.03). De forma a avaliar os efeitos dessa adição em relação ao Modelo 2 seguem abaixo as curvas de temperaturas para o centro da esteira, região central do forno e paredes para os Modelo 2 e 3, respectivamente pelas Figuras 5.4, 5.5 e 5.6. Objetivando uma a comparação visual do efeito da inclusão das forças de campo têm-se os campos de temperaturas e velocidades para as seções transversais $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ conforme Figuras 5.7 e 5.8, respectivamente.

Figura 5.4 – Curvas de Temperaturas para o centro da esteira nos Modelos 2 e 3.

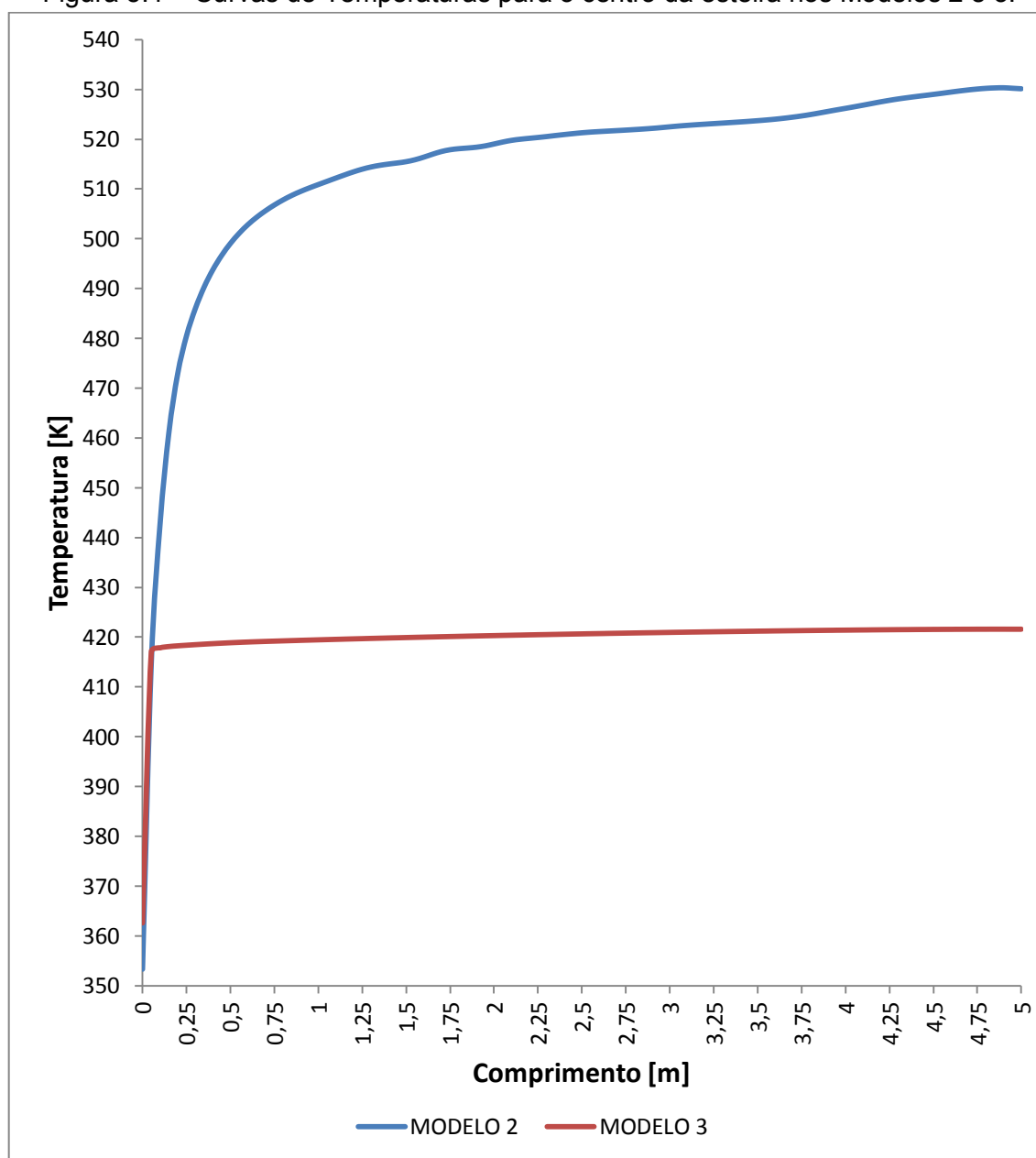


Figura 5.5 – Curvas de Temperaturas para a região central do forno nos Modelos 2 e 3.

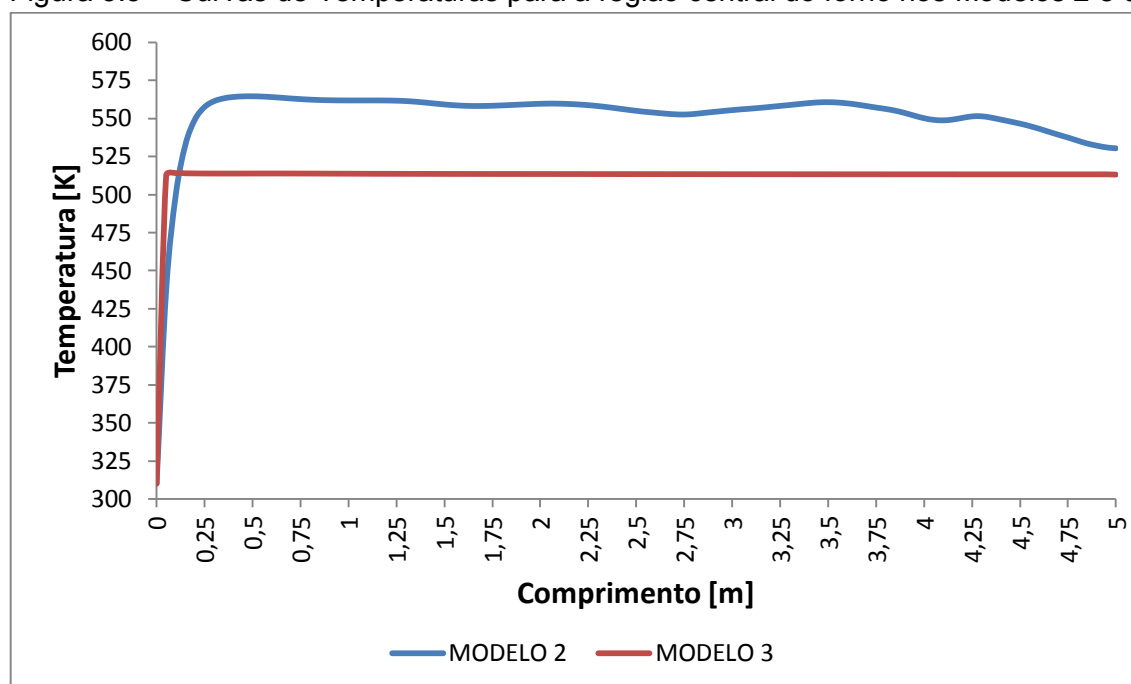
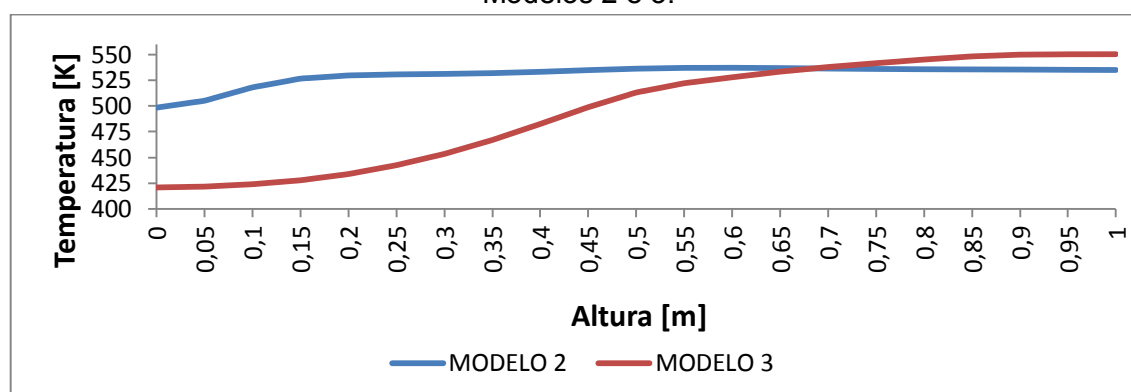


Figura 5.6 – Curvas de Temperaturas para as paredes na região central do forno nos Modelos 2 e 3.



Observa-se, em relação ao Modelo 2, que as temperaturas na esteira e na região central do forno são sensivelmente menores, conforme Figuras 5.4 e 5.5. A explicação reside na pluma térmica; o ar com o aumento da temperatura sofre expansão, diminuindo a sua densidade e aumentando as forças de flutuação (Empuxo). Este efeito provoca um movimento ascendente, através de correntes de convecção, de forma que o ar mais quente fica estagnando nas regiões superiores do forno, mais próximas do tubo queimador. O ar mais frio, por sua vez, permanece nas regiões inferiores, no centro do forno para a esteira. O gráfico da Figura 5.6 mostra que o escoamento provocado pelo efeito da convecção natural torna as temperaturas em $y > 0,85$ superiores ao modelo sem este efeito.

Observável ainda que as diferenças nas curvas de temperaturas entre os dois modelos são mais intensa quanto menor a altura da região analisada, conforme

visualizável nas Figuras 5.4 a 5.6. Observável para a esteira uma diferença percentual máxima de 26% e para a região central do forno de 15%.

A análise das Figuras 5.7 e 5.8 mostram um comparativo dos resultados dos Modelos 2 e 3 para diferentes seções transversais do problema. Pela comparação dos campos de temperaturas, mostrada na Figura 5.7, pode-se verificar que o ar no Modelo 2 distribui-se de maneira uniforme ao longo do forno. Por outro lado, no Modelo 3, o ar aquecido concentra-se nas regiões superiores do forno, já que a presença dos termos de empuxo induzem a formação da pluma térmica.

A análise dos campos de velocidades da Figura 5.8 mostra que o escoamento no Modelo 2 apresenta um perfil de velocidades distribuído de forma mais uniforme, com discretas recirculações nas proximidades do tubo queimador entre as seções $z = 3$ e $z = 4$. No Modelo 3, por sua vez, nota-se a presença de intensas recirculações concentradas próximo ao tubo queimador já na região de entrada do forno. Este fenômeno vai diminuindo, de forma gradual, ao longo do comprimento do forno, principalmente após $z = 4$, caracterizando-se a formação de regiões de estagnação na região superior do forno.

Figura 5.7 – Campos de Temperaturas para as vistas em corte transversal nas posições $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ em contraste para os Modelos 2 e 3.

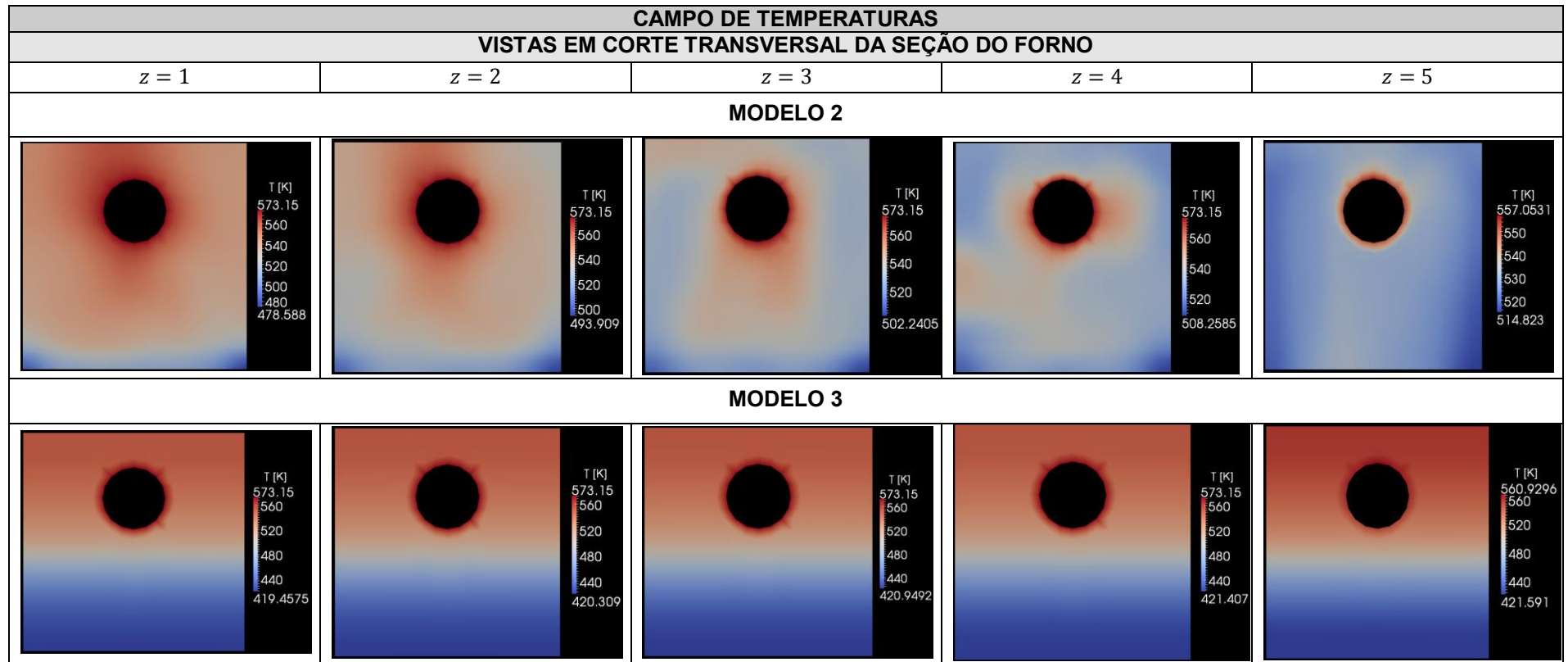
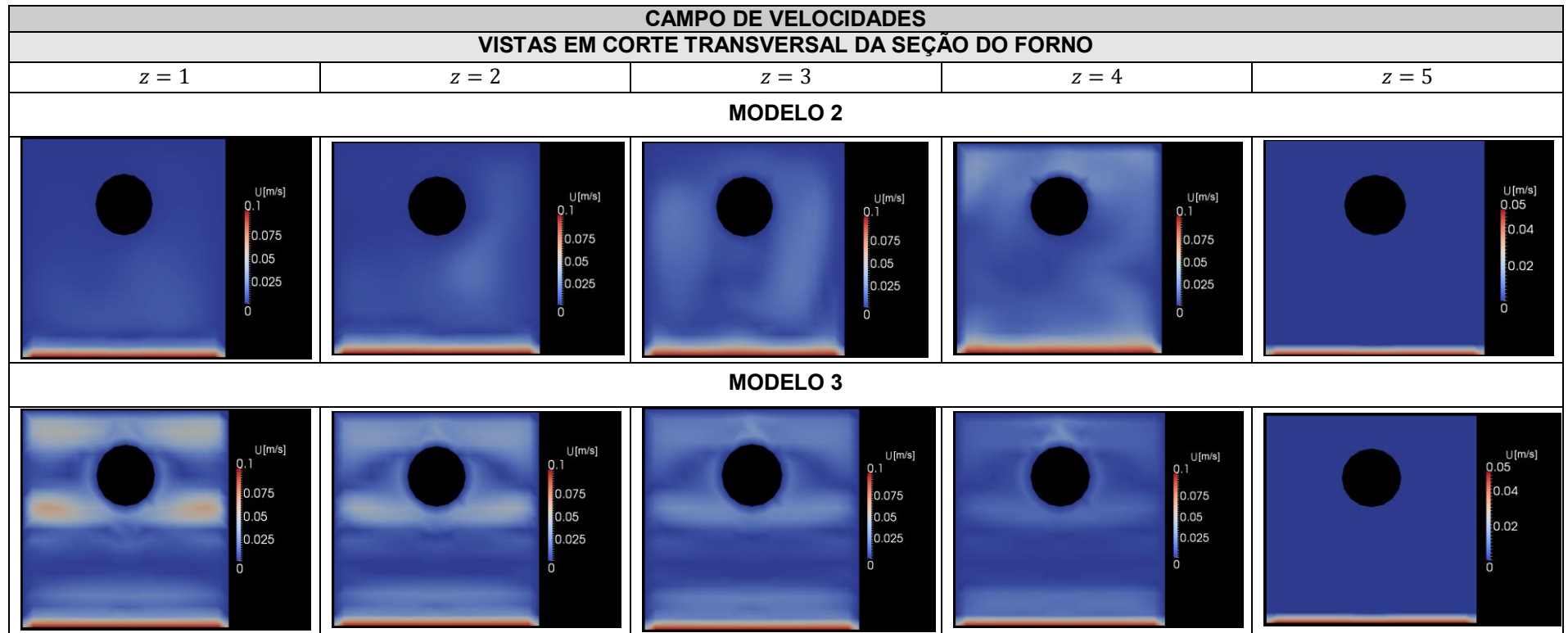


Figura 5.8 – Campos de Velocidades para as vistas em corte transversal nas posições $z = 1$, $z = 2$, $z = 3$, $z = 4$ e $z = 5$ em contraste para os Modelos 2 e 3.



5.2.3 Influência do Algoritmo de Acoplamento Pressão-Velocidade

As Figuras 5.9 e 5.10 ilustram o efeito da influência do algoritmo de acoplamento pressão-velocidade na solução das equações de transporte, PIMPLE ou SIMPLE. Será utilizada a temperatura média ($T_{média}$) da seção transversal no meio do forno, verificada ao longo do tempo, como parâmetro. Este parâmetro é calculado através da integração do campo de temperaturas ao longo da seção dividido pela sua respectiva área utilizando o pós-processador, conforme equação (5.01).

$$T_{média} = \frac{\int_A T \cdot dA}{A} \quad (5.01)$$

A Figura 5.9 ilustra a análise para os modelos de forno teste, Modelos 3 e 5, onde a temperatura média é calculada para a seção transversal $z = 2,5$ no intervalo de tempo de 7200 s, amostrados em intervalos de 300 s. Na Figura 5.10 tem-se a análise para os modelos de forno real, Modelos 8 e 9, onde a temperatura média é calculada para a seção transversal $z = 11,8$ no intervalo de tempo de 4200 s, amostrados em intervalos de 300 s.

Figura 5.9 – Temperatura Média na seção transversal central $z = 2,5$ para os Modelos 3 e 5 ao longo do tempo.

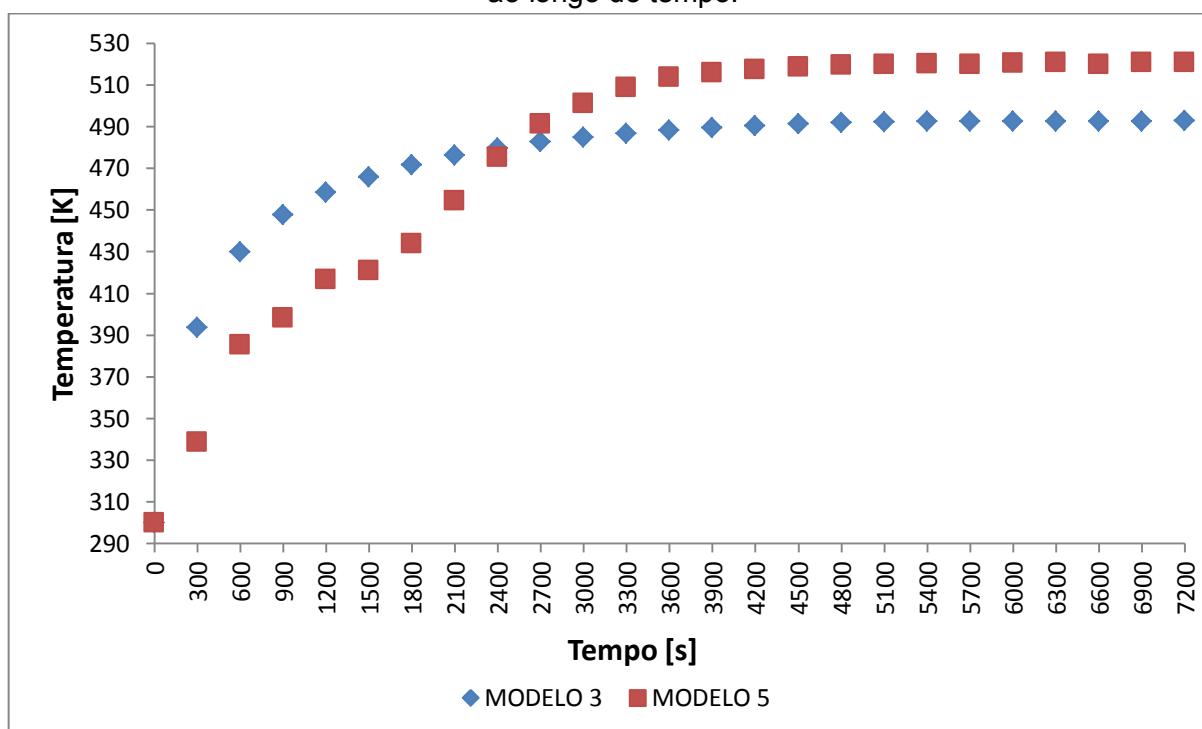
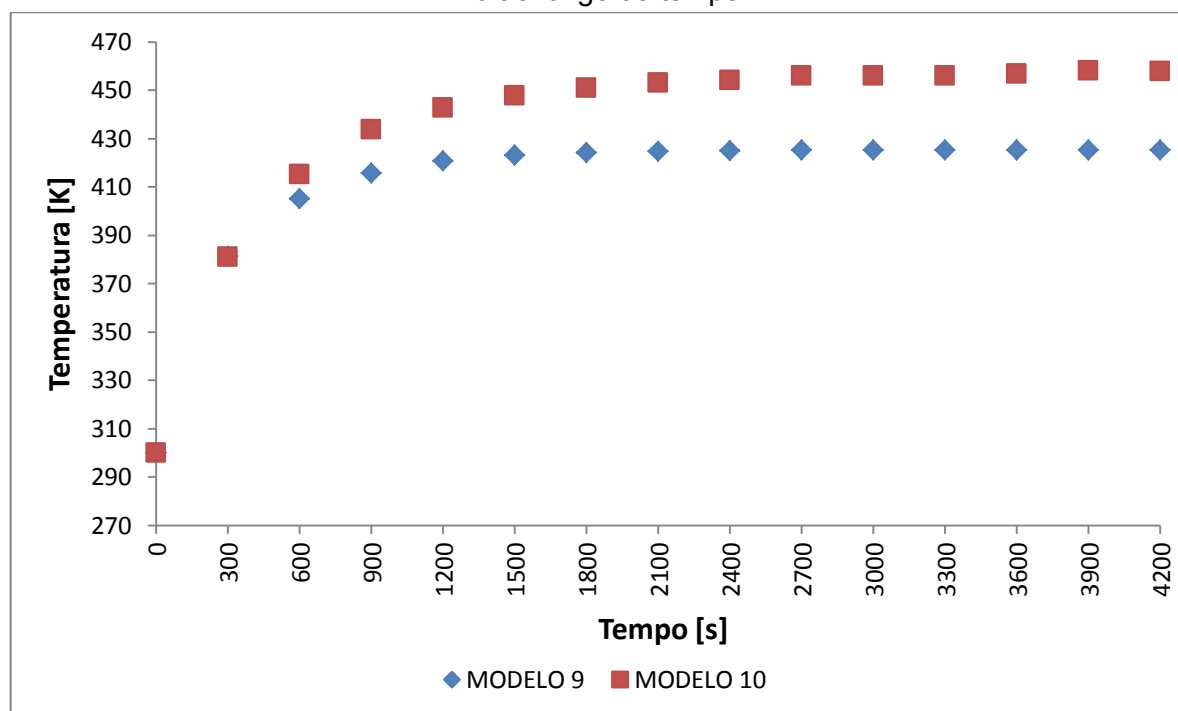


Figura 5.10 – Temperatura Média na seção transversal central $z = 11,8$ para os Modelos 9 e 10 ao longo do tempo.



A análise das Figuras 5.9 e 5.10 mostram que nos Modelos 5 e 10 – onde utiliza-se o algoritmo de acoplamento SIMPLE – tem-se como característica a busca pelas condições do regime permanente; o que não ocorre nos Modelos 3 e 9 – onde utiliza-se o algoritmo de acoplamento PIMPLE – e que caracteriza-se pela manutenção e evolução das condições transientes.

Observável também que o algoritmo de acoplamento SIMPLE inicia a simulação com uma taxa de convergência mais lenta em relação ao PIMPLE. No entanto com a evolução da simulação evolui no sentido de aumento da taxa de convergência de forma a, rapidamente, alcançar as condições de regime permanente, sem destaque as etapas transientes durante o processo.

Necessário destacar que, para os intervalos de tempo e fatores de subrelaxação utilizados, os Modelos 3 e 9 não alcançaram as condições de regime permanente. Ressaltando ainda que o passo de tempo tornou-se tão pequeno no decorrer da simulação para o Modelo 9, que necessitou-se encerrar a simulação em 4200 s, conforme Figura 5.10.

Cabe destacar ainda que foram observadas diferenças entre as condições de regime permanente do algoritmo SIMPLE, Modelos 5 e 10, com o algoritmo PIMPLE, Modelos 3 e 9, considerando-se os mesmos parâmetros. Uma possível justificativa para estas diferenças pode ser atribuída ao fato que as simulações com o algoritmo PIMPLE, tipicamente aplicadas em regimes transientes, não atingiram ainda a convergência completa. Como este tipo de análise demanda um tempo

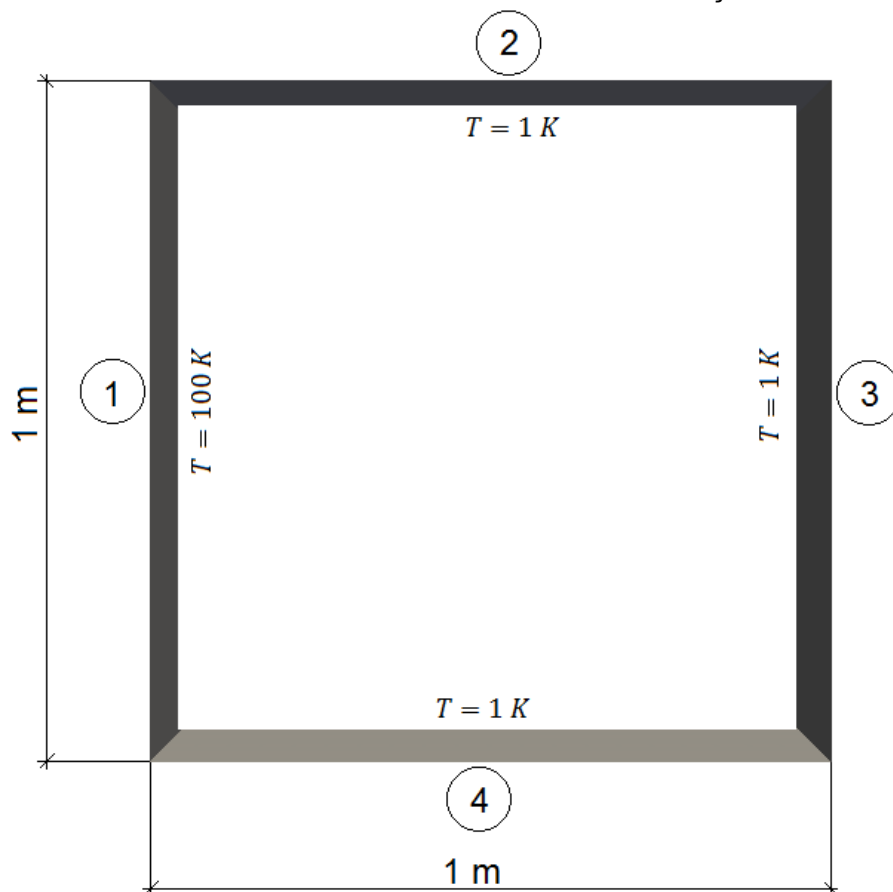
computacional muito maior, o intervalo de tempo simulado pode ter sido insuficiente. Outras condições de contorno mais adequadas ou específicas para algoritmo também poderiam auxiliar.

5.2.4 Validação dos Modelos de Radiação

Para validar os resultados numéricos dos modelos físicos de radiação utilizou-se uma cavidade evacuada bastante simplificada, conforme Figura 5.11, onde os fatores de forma e trocas de calor por radiação foram calculados facilmente através de expressões analíticas do Incropera et. al. (2006). A referida superfície foi simulada com os modelos de radiação *FvDOM* e *viewFactor* – em condições físicas e numéricas idênticas aos modelos – e os resultados numéricos obtidos comparados ao analíticos.

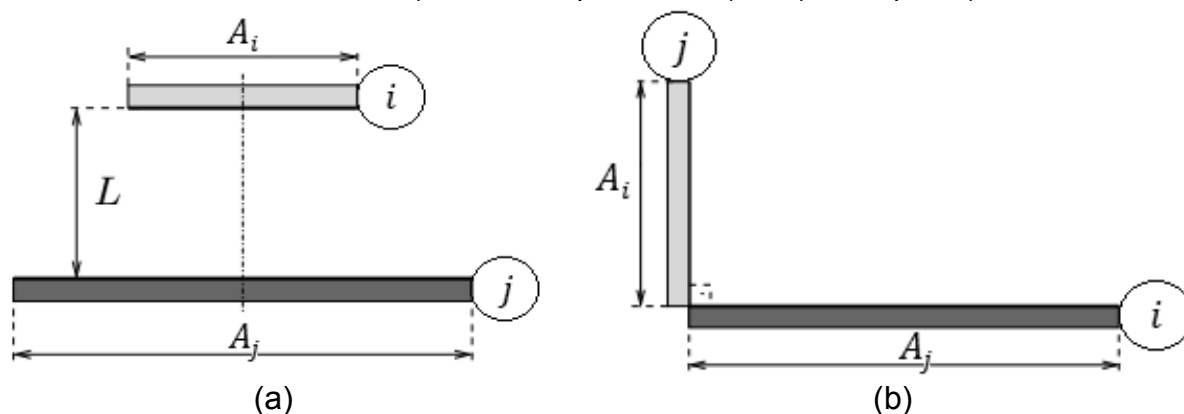
A cavidade bidimensional é composta por quatro superfícies de 1 m de comprimento e espessura desprezível; onde a superfície à esquerda encontra-se a temperatura de 100 K e as demais a 1 K, conforme Figura 5.11. Encontra-se evacuada, sem a presença de qualquer fluido em seu interior e as paredes comportam-se como corpos negros ($\alpha = \epsilon = 1$).

Figura 5.11 – Geometria e condições físicas da cavidade utilizada na validação dos resultados numéricos dos modelos de radiação.



Para o cálculo dos Fatores de Forma tem-se a Figura 5.12 e equações (5.02) e (5.03). Observando-se que para placas paralelas com linhas centrais conectadas por uma perpendicular, conforme Figura 5.12 (a), utilizar a equação (5.02) e para Placas perpendiculares com uma aresta comum, conforme Figura 5.12 (b), utilizar a equação (5.03).

Figura 5.12 – Fatores de forma em geometria bidimensional para (a) Placas paralelas com linhas centrais conectadas por uma perpendicular e (b) Placas perpendiculares com uma aresta comum. (Fonte: Incropera et. al. (2006) – Adaptada).



$$F_{ij} = \frac{\sqrt{\left(\frac{A_i + A_j}{L}\right)^2 + 4} - \sqrt{\left(\frac{A_j - A_i}{L}\right)^2 + 4}}{2\left(\frac{A_i}{L}\right)} \quad (5.02)$$

$$F_{ij} = \frac{1 + \left(\frac{A_j}{A_i}\right) - \sqrt{1 + \left(\frac{A_j}{A_i}\right)^2}}{2} \quad (5.03)$$

Substituindo com base na geometria da cavidade, conforme Figura 5.11, têm-se $F_{13} \cong 0,4142$ e $F_{12} \cong 0,2929$. Como todas as áreas são iguais, a propriedade da reciprocidade dos fatores de forma implica em $F_{13} = F_{31}$ e $F_{12} = F_{21} = F_{14} = F_{41}$.

A Tabela 5.2 ilustra a comparação dos valores dos fatores de forma calculados através das expressões analíticas e aqueles obtidos através da simulação numérica computacional através do aplicativo *viewFactorsGen*.

Tabela 5.2 – Fatores de Forma calculados através de formulação analítica e por simulação numérica computacional.

FATORES DE FORMA	ANALÍTICO	NUMÉRICO
F_{11}	0	0
F_{12}	0,292893	0,292893
F_{13}	0,414214	0,414214
F_{14}	0,292893	0,292893

Embora o processo de cálculo numérico dos fatores de forma seja amostral para a superfície verificada, verifica-se perfeita concordância entre os resultados analíticos e numéricos; o que é devido a extrema simplicidade da superfície utilizada na validação.

O cálculo das quantidades de calor líquidas por radiação que entram ou deixam as superfícies 1, 2, 3 e 4 é dada, na hipótese de corpo negro, pela equação (5.04).

$$q_i = \sum_{j=1}^N A_i F_{ij} \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (5.04)$$

Nas condições da cavidade, conforme Figura 5.11 e observando-se que na condição de regime permanente tem-se $q_1 = q_2 + q_3 + q_4$. Portanto:

$$q_1 = A_1 F_{12} \sigma (T_2^4 - T_1^4) + A_1 F_{13} \sigma (T_3^4 - T_1^4) + A_1 F_{14} \sigma (T_4^4 - T_1^4)$$

$$q_2 = A_2 F_{21} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

$$q_3 = A_3 F_{31} \sigma (T_1^4 - T_3^4)$$

$$q_4 = A_4 F_{41} \sigma (T_1^4 - T_4^4)$$

As Tabelas 5.3 e 5.4 apresentam a comparação dos valores das quantidades líquidas de calor por radiação para as superfícies calculadas através da expressão analítica, equação (5.04) e os resultados obtidos através da simulação numérica computacional com os modelos de radiação *fvDOM* e *viewFactor*, respectivamente.

Tabela 5.3 – Quantidade de Calor Líquida por Radiação por superfície calculada através de formulação analítica e por simulação numérica com o modelo de radiação *fvDOM*.

$q_{líq}$	ANALÍTICO [W]	FVDOM [W]	ERRO
q_1	-5,67	-5,67041	0,007%
q_2	1,66074	1,66358	0,171%
q_3	2,3485	2,34326	0,223%
q_4	1,66074	1,66358	0,171%

Tabela 5.4 – Quantidade de Calor Líquida por Radiação por superfície calculada através de formulação analítica e por simulação numérica com o modelo de radiação *viewFactor*.

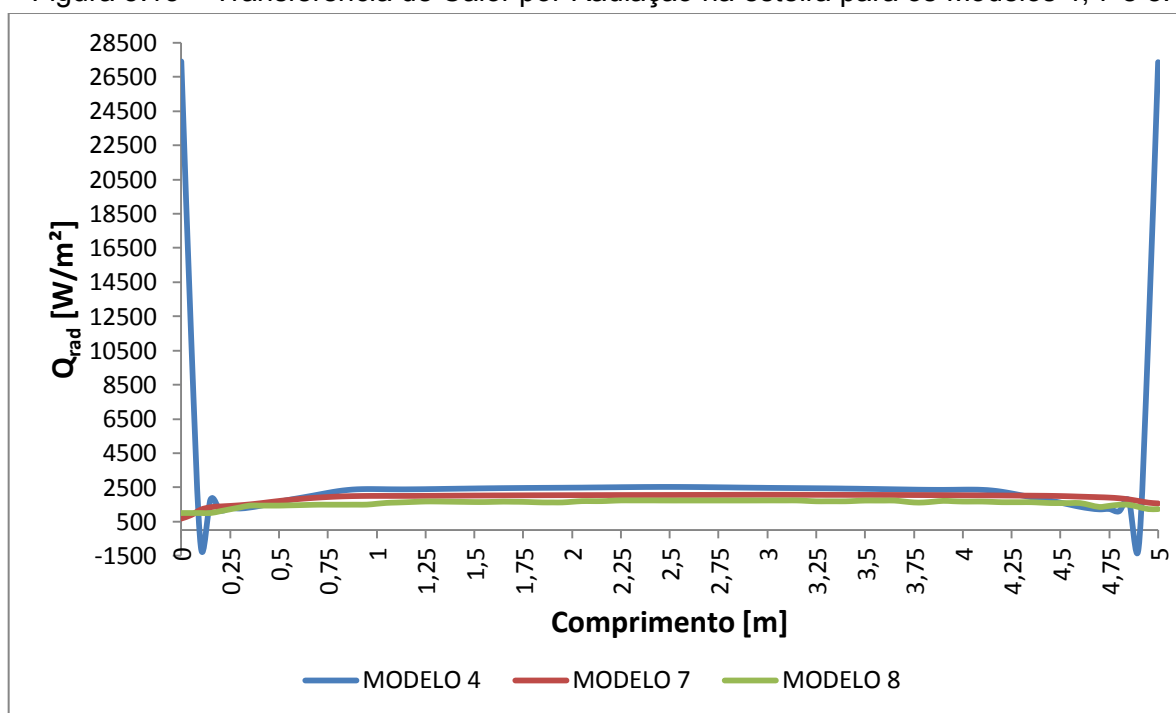
$q_{líq}$	ANALÍTICO	VIEWFACTOR	ERRO
q_1	-5,67	-5,67041	0,007%
q_2	1,66074	1,66083	0,005%
q_3	2,3485	2,34876	0,011%
q_4	1,66074	1,66083	0,005%

Observa-se que os resultados numéricos obtidos em ambos os modelos de radiação apresentam boa concordância com os resultados analíticos, com um erro máximo da ordem de 0,223%. Com base nestas considerações ambos os modelos de radiação podem ser agora utilizados nas simulações dos problemas propostos.

5.2.5 Influência das Condições de Contorno de Temperatura na esteira sobre a Avaliação das Trocas Radiativas (Q_r)

O Modelo 4 utiliza a modelagem de radiação distribuída FvDOM onde foi utilizado a condição *zerogradient* ($\nabla T = 0$) na temperatura da esteira. Nos Modelos 7 e 8, respectivamente com FvDOM e *viewFactor*, foram utilizadas a condição de temperatura fixa e igual a $T = 336,65\text{ K}$ na esteira. A influência desta mudança na condição de contorno e da escolha do modelo sobre a transferência de calor por radiação (Q_r) na região da esteira está mostrada na Figura 5.13.

Figura 5.13 – Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos 4, 7 e 8.



A análise dos resultados mostra que embora as três situações apresentem comportamento similar na região intermediária do forno ($x = 0,25$ a $x = 4,75$), as regiões próximas a entrada e saída diferem bastante no Modelo 4. Neste caso verificam-se taxas extremamente maiores se comparadas aos resultados Modelos 7 e 8. Baseado neste fato pode-se inferir que a condição de contorno de temperatura na esteira *zerogradient*, utilizada no Modelo 4, apresentou resultados fisicamente inconsistentes e, por conta disto, não será utilizada neste trabalho.

5.2.6 Análise Comparativa dos Modelos de Radiação

A influência dos modelos de radiação, *FvDOM* ou *viewFactor* e a seleção do mais adequado às condições da situação-problema – para posterior aplicação nos modelos reais – foi analisada nos Modelos de teste 6, 7 e 8.

As curvas de velocidades e temperaturas para a região central do forno, em $y = 0,5$, são ilustradas nas Figuras 5.14 e 5.15; destacando-se o contraste comparativo em relação ao modelo sem radiação, Modelo 6. Na Figura 5.16 são observadas as curvas de temperaturas para as paredes do forno, também em referência comparativa ao modelo sem radiação, Modelo 6.

Figura 5.14 – Curvas de Velocidades para a região central do forno nos Modelos 6, 7 e 8.

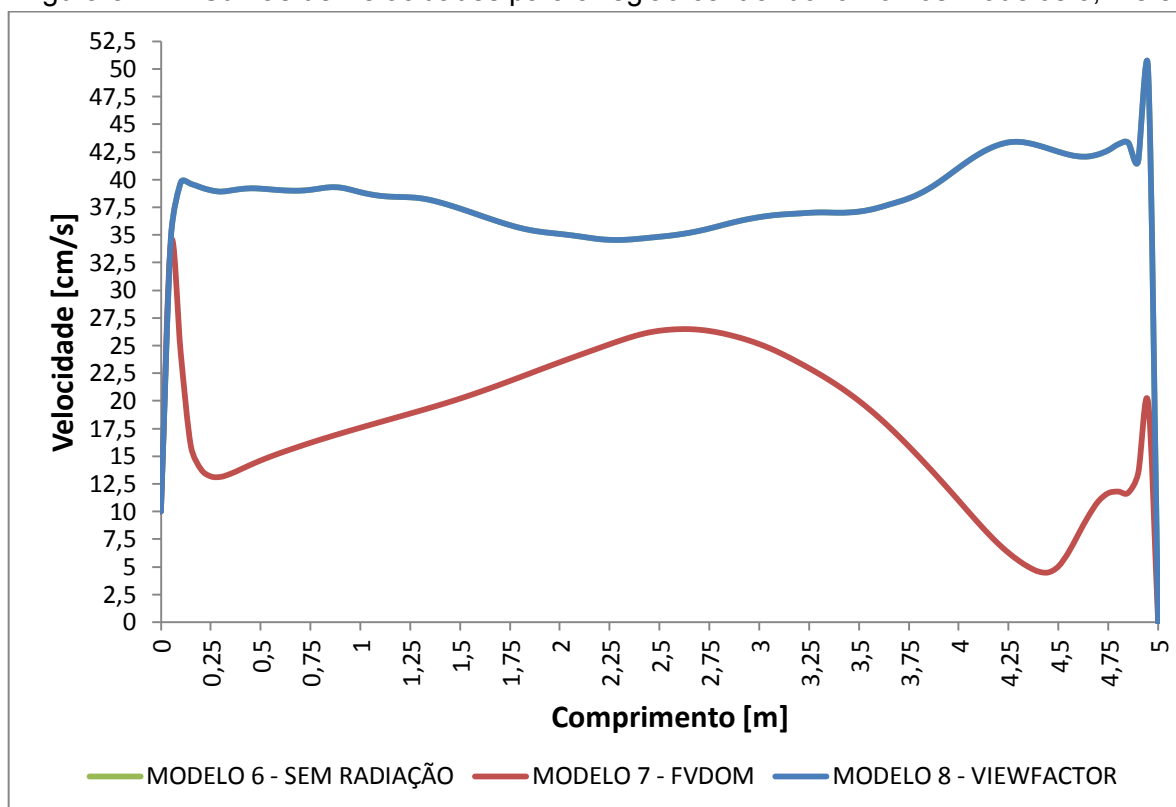


Figura 5.15 – Curvas de Temperaturas para a região central do forno nos Modelos 6, 7 e 8.

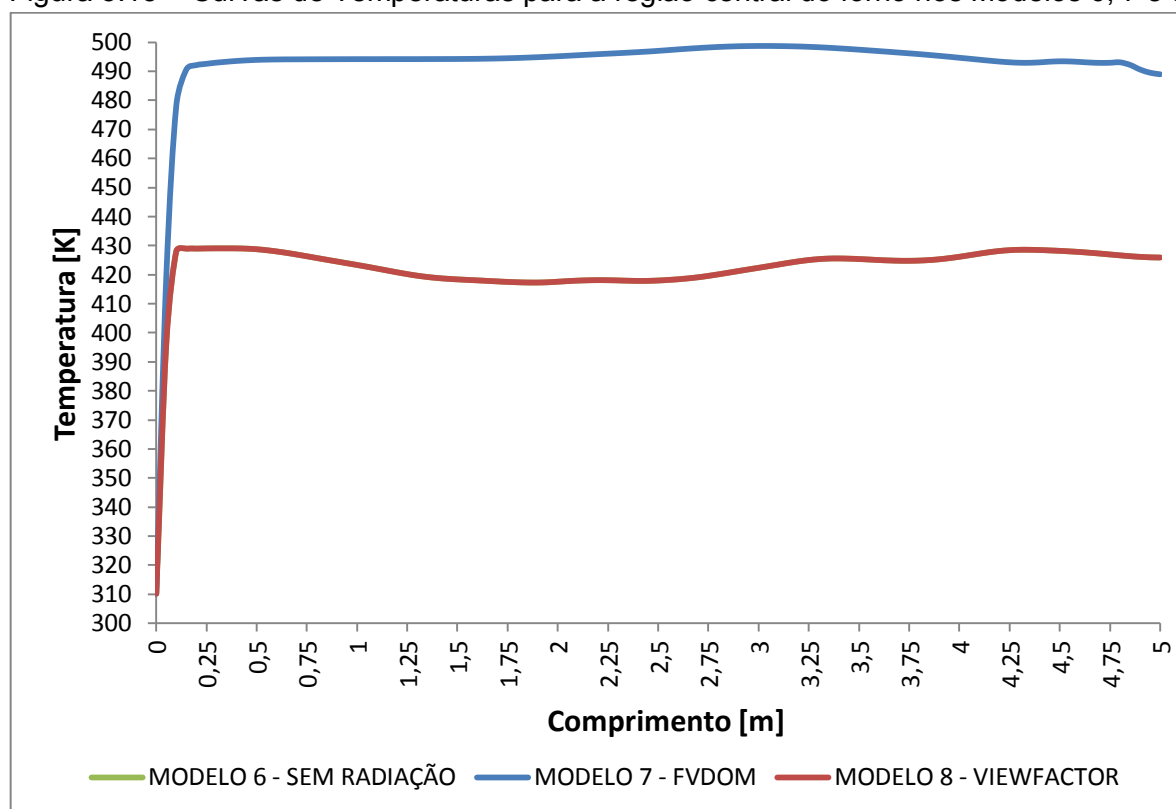
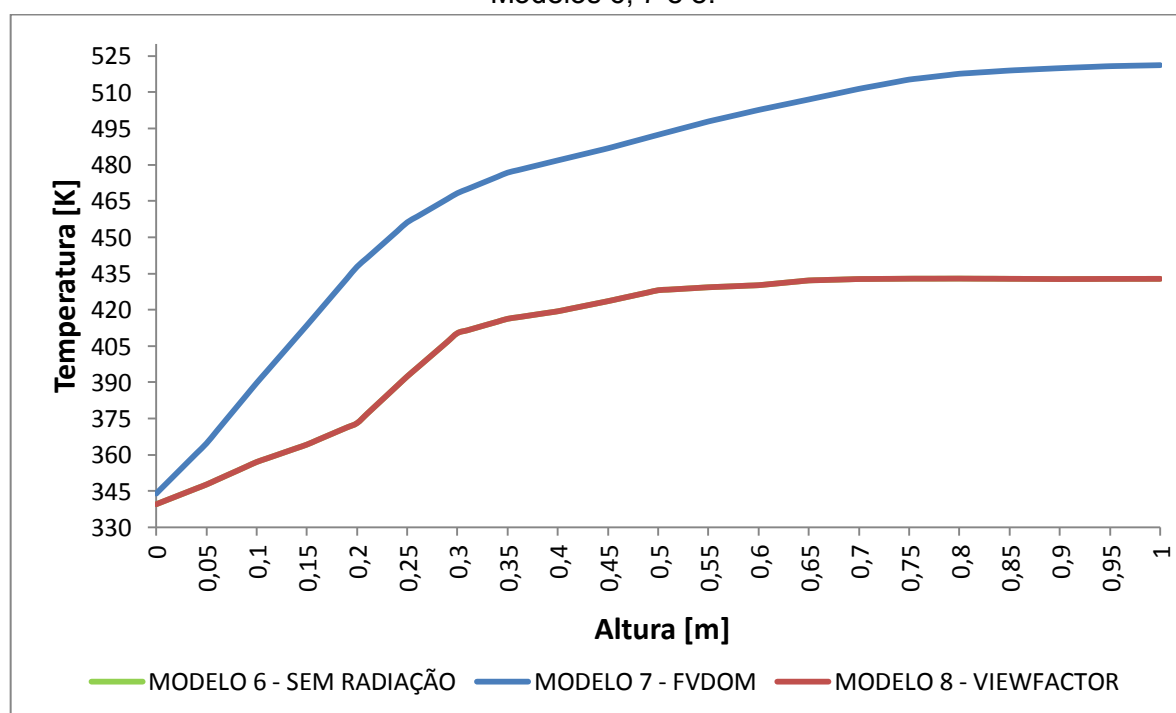


Figura 5.16 – Curvas de Temperaturas para as paredes na região central do forno nos Modelos 6, 7 e 8.



As condições de contorno utilizadas nos modelos estabelecem temperaturas fixas nas regiões de entrada aberta, entrada fechada, queimador e esteira e condição de superfície adiabática (*zerogradient*) para as regiões de saída aberta,

saída fechada e paredes. Dessa forma é esperado que a inclusão dos modelos de radiação não altere significativamente as condições do escoamento, ou seja, os campos de temperaturas e velocidades; sendo esses modelos utilizados principalmente para avaliar as taxas de transferência de calor por radiação em superfícies de interesse, como a esteira.

A análise das Figuras 5.14 a 5.16 fornece que no modelo *viewFactor* as curvas de velocidades e temperaturas mostram-se coincidentes, o que expressa a perfeita correlação com as condições de contorno utilizadas. Por outro lado o modelo *FvDOM* apresenta diferenças consideráveis em relação a referência sem radiação; destacando-se maiores temperaturas, grandes oscilações na velocidade para a região central do forno e menores temperaturas na região de paredes adiabáticas. Evidencia-se assim a necessidade de melhor ajuste das condições de contorno e/ou melhor análise de condições físicas supostamente desprezadas, como a consideração da esteira com temperatura constante e igual a $T = 336,65 \text{ K}$. De forma que maiores investigações sobre o tema mostram-se necessárias.

Analisando também as taxas de transferência de calor por radiação e convecção sobre a esteira, $y = 0$, têm-se as Figuras 5.17 a 5.19 e Tabela 5.5.

Figura 5.17 – Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos 7 e 8.

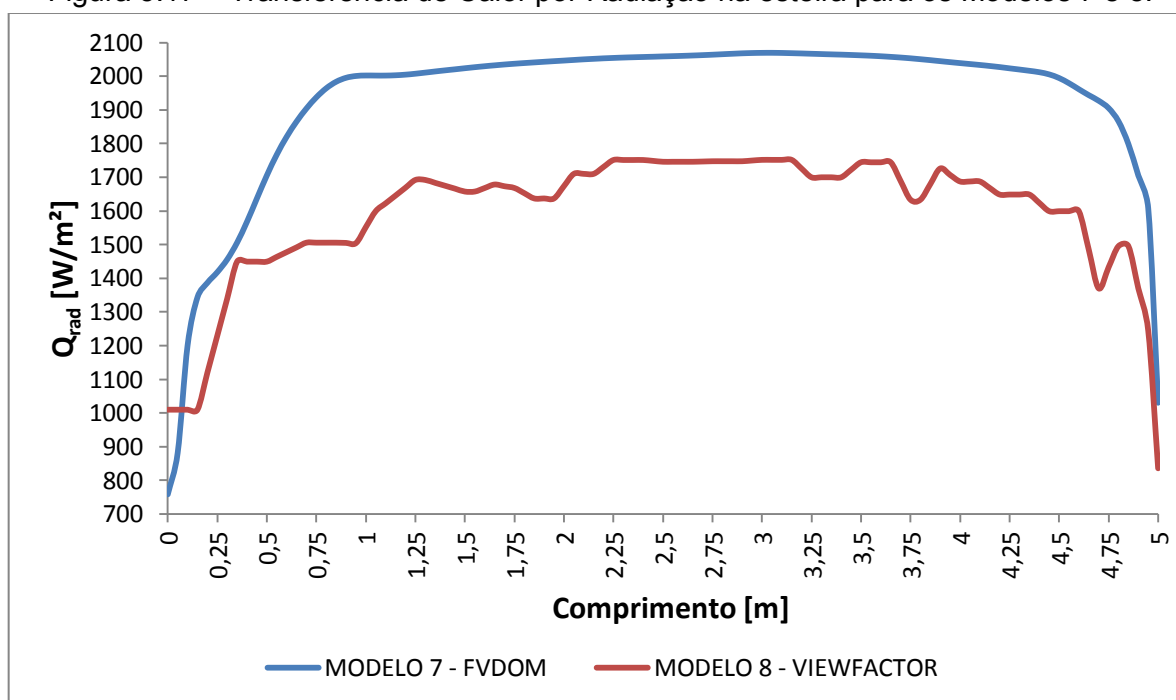


Figura 5.18 – Transferência de Calor por Convecção na esteira para os Modelos 7 e 8.

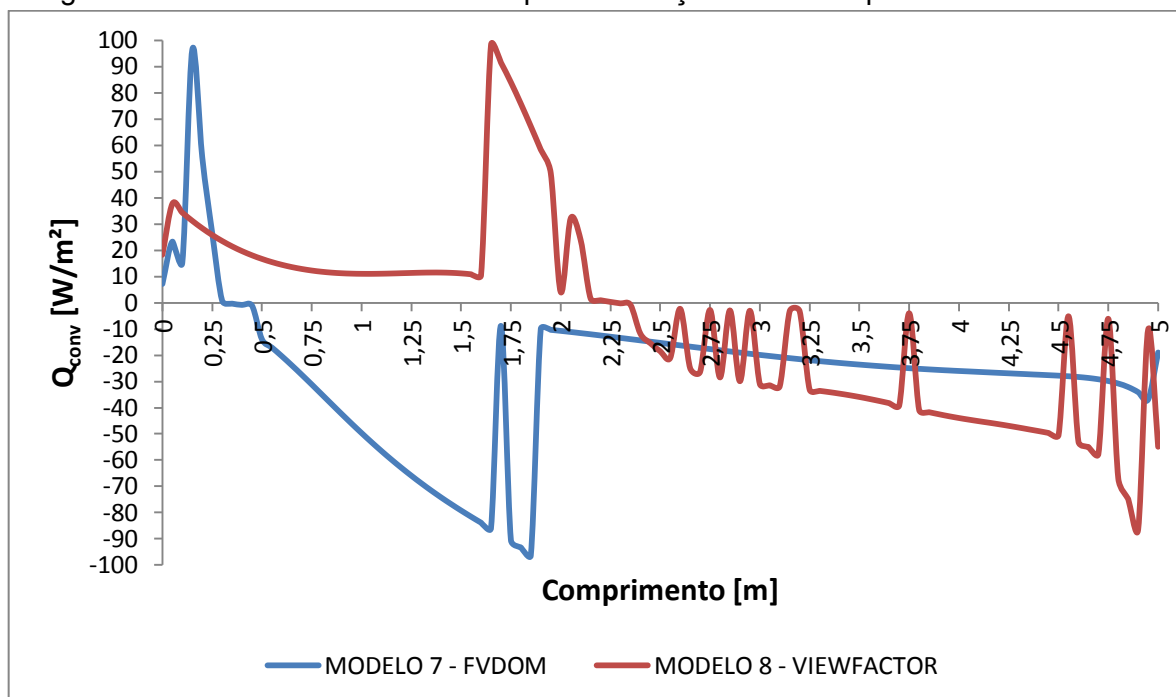


Figura 5.19 – Transferência de Calor Líquida na esteira para os Modelos 7 e 8.

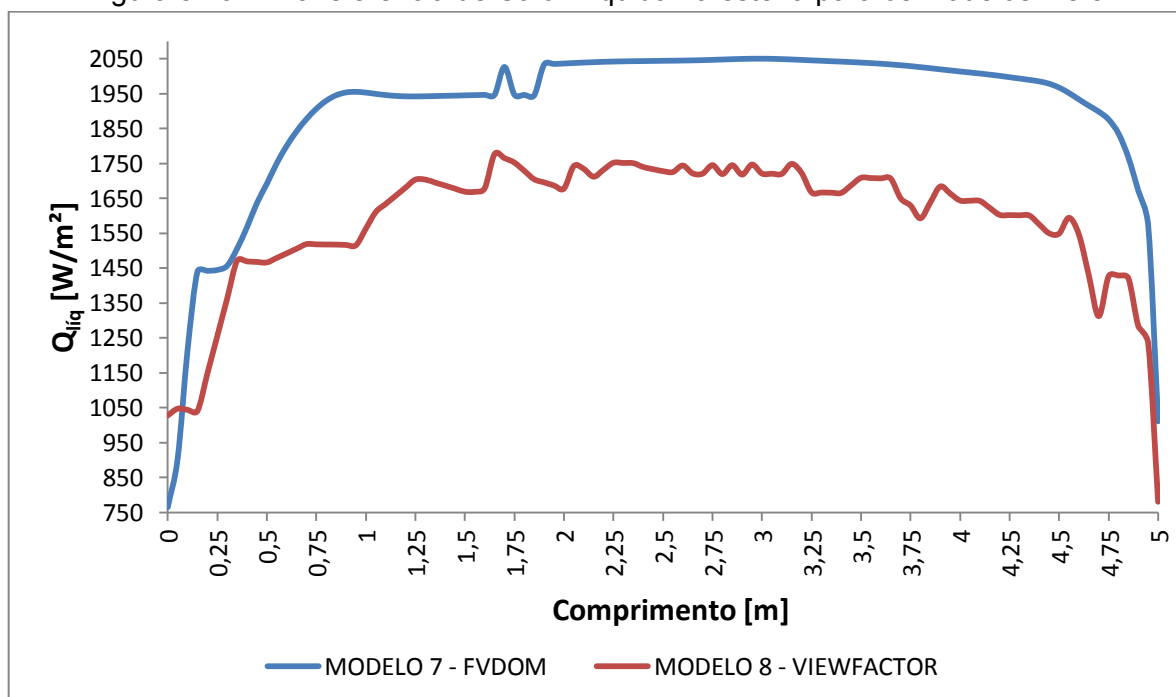


Tabela 5.5 – Transferências de calor por radiação e convecção integradas na esteira para os Modelos 7 e 8.

MODELO DE RADIAÇÃO	Q_{rad} [W]	Q_{conv} [W]	Q_{liq} [W]
FVDM	9144,82	-93,92	9050,90
VIEWFACTOR	7861,16	-19,59	7841,57

Da Figura 5.17 tem-se que o modelo *FvDOM* apresenta maiores taxas de transferência de calor por radiação, diferenciando-se do *viewFactor* em 16,33%, conforme referência pela integração dos dados da Tabela 5.5. Uma justificativa para esta diferença significativa poderia ser atribuída ao fato que o modelo *viewFactor* utiliza um processo amostral para cálculo dos fatores de forma. Esta metodologia faz com que, em geometrias mais complexas, verifique-se uma maior dificuldade de aglomeração de faces e que, conseqüentemente, resultaria em maiores erros.

Conforme Figura 5.18 tem-se que no modelo de radiação *viewFactor* o fluxo de calor por convecção é positivo na primeira metade da esteira e negativo na metade seguinte; o que não ocorre no modelo *fVDOM*, onde o fluxo de calor por radiação é predominantemente negativo, ou seja, a esteira perde calor por convecção em quase toda a sua extensão. Cabe ressaltar que para ambos os modelos a ordem de grandeza da convecção é inferior a de radiação. Desta forma, pequenas oscilações de temperaturas e velocidades afetam significativamente o comportamento da transferência de calor nesta região e provocam oscilações significativas no seu comportamento. Entretanto, pela análise dos resultados da Tabela 5.4 nota-se que em ambos os modelos a esteira perde calor por convecção.

Da Figura 5.19 tem-se o balanço líquido de calor na esteira. Observando-se que a transferência de calor por radiação é significativamente maior que a por convecção, o que ilustra a importância e necessidade de modelagem adequada desse fenômeno. A Tabela 5.5 mostra uma diferença percentual entre os modelos de 15,4%, em referência a integração dos dados.

Assim sendo, neste trabalho optou-se pela utilização do modelo de radiação *viewFactor*. Embora exista o inconveniente de maiores desvios devido ao seu aspecto amostral, entendeu-se que as suas vantagens são mais relevantes a este estudo. As vantagens consideradas são sua melhor adequação as condições físicas do problema associada à maior simplicidade e maior velocidade de convergência. Entretanto, cabe destacar que maiores estudos ainda precisam ser desenvolvidos sobre o tema, uma vez que ambos os modelos, conforme Chhanwal et al. (2010), deveriam apresentar os mesmos resultados .

Independente do modelo de radiação utilizado, um grande desafio encontrado neste trabalho consiste no acoplamento das condições de contorno dos processos de convecção e radiação. O OpenFOAM® apresenta funções que permitem o acoplamento da convecção e radiação. Entretanto, estas condição de contorno disponível se mostrou efetiva apenas em situações onde as transferências de calor por convecção e radiação tem a mesma ordem de grandeza. Quando as trocas por radiação são muito maiores que as de convecção observa-se uma divergência da solução.

5.2.7 Modelo Real Sem Turbulência

Pela dificuldade de visualização dos resultados em face ao elevado comprimento longitudinal do forno, optou-se pela sua divisão em 2 partes – conforme Figuras 5.20 a 5.22 – onde à esquerda, em (a), compreende a região desde a seção de entrada até a seção de corte $z = 10$ e à direita, em (b), prossegue desde a seção de corte anterior até a seção de saída. Observando-se ainda que, de forma a melhor visualizar os perfis de temperaturas e velocidades e campo vetorial do escoamento subdividiu-se as partes em secções transversais, separadas de uma distância $2,5\text{ m}$ e compreendidas desde $z = 0$ até $z = 23,6$.

Figura 5.20 – Perfis de Temperaturas nas secções transversais ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.

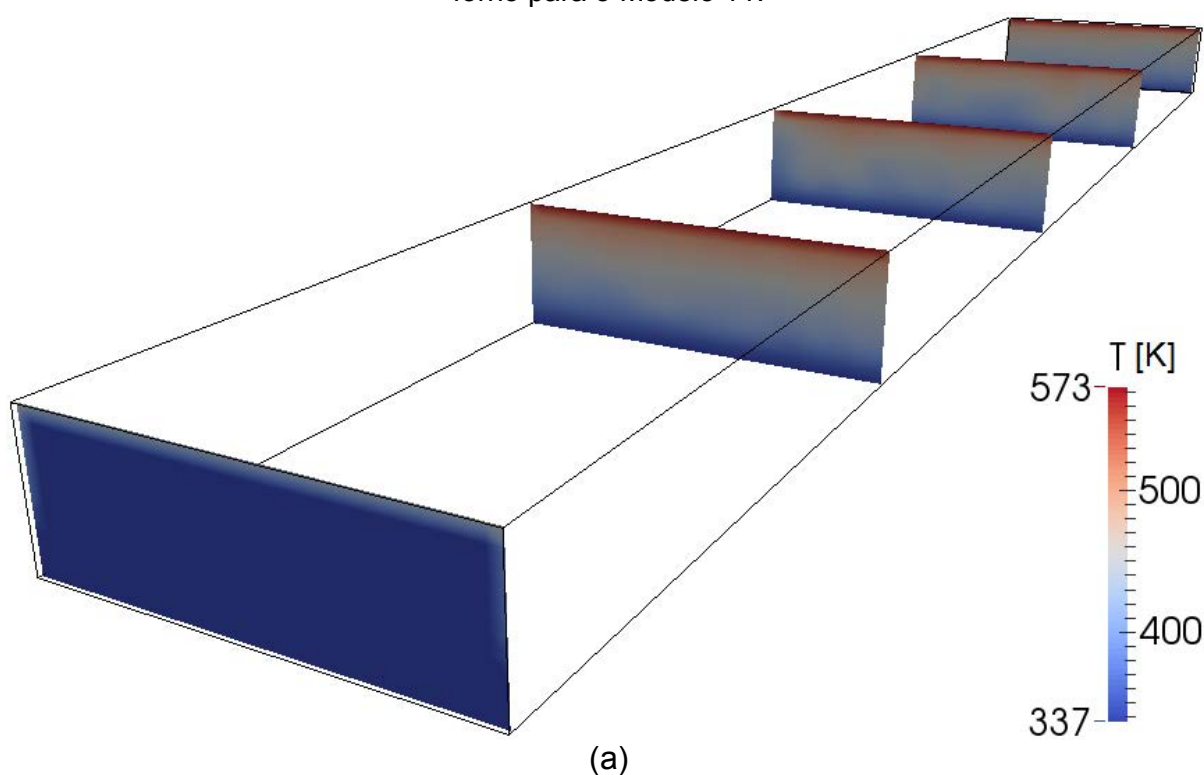


Figura 5.20 (cont.) – Perfis de Temperaturas nas secções transversais ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.

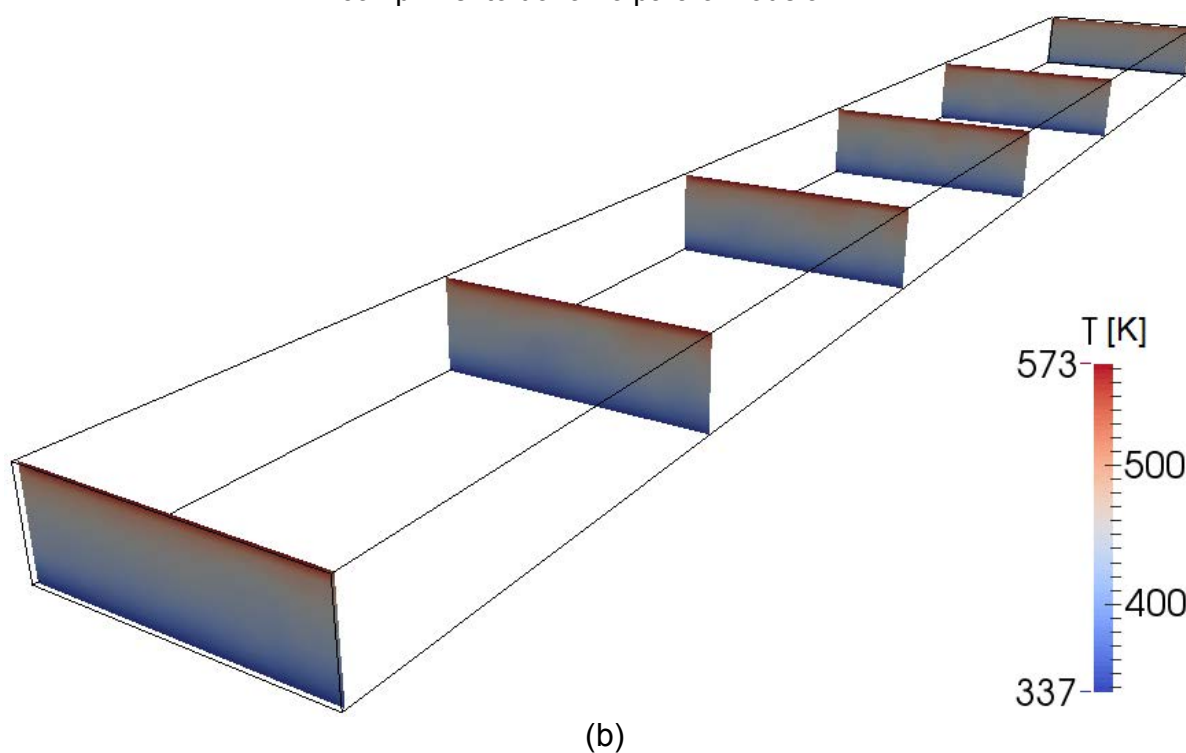


Figura 5.21 – Perfis de Velocidades nas secções transversais ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.

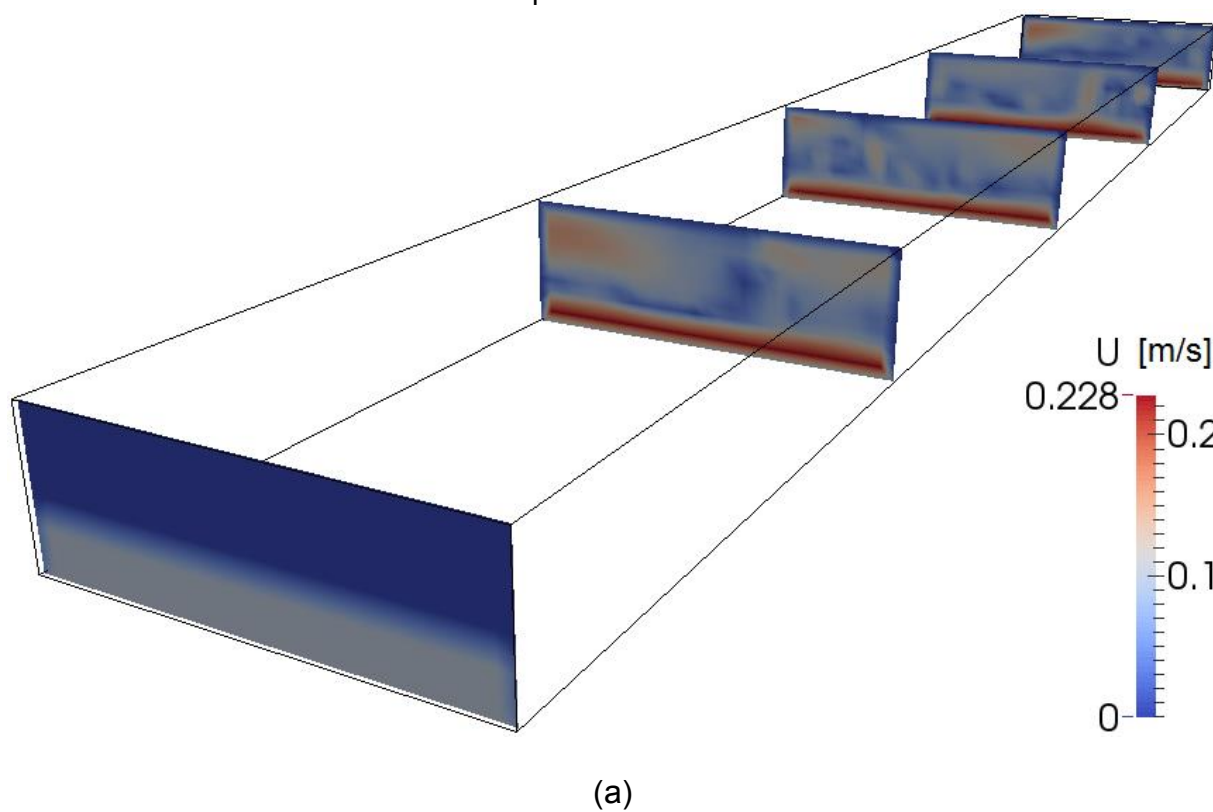


Figura 5.21 (cont.) – Perfis de Velocidades nas secções transversais ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.

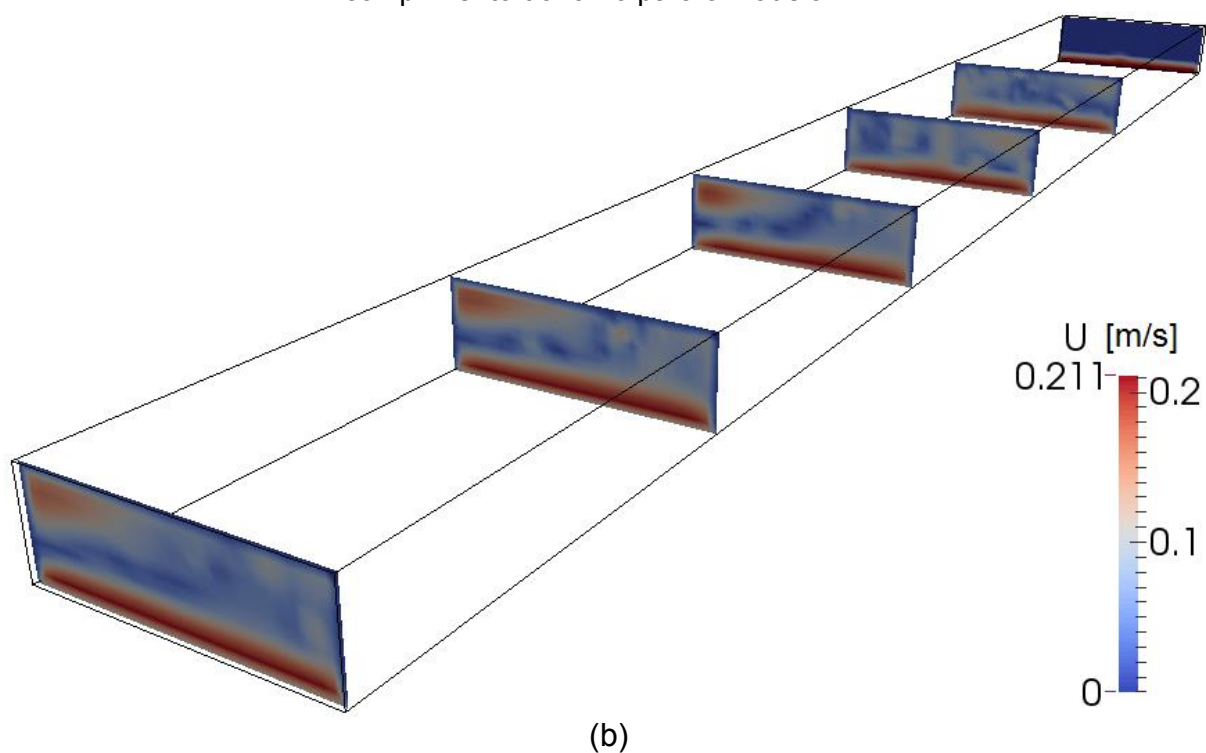


Figura 5.22 – Campo Vetorial a partir das temperaturas ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.

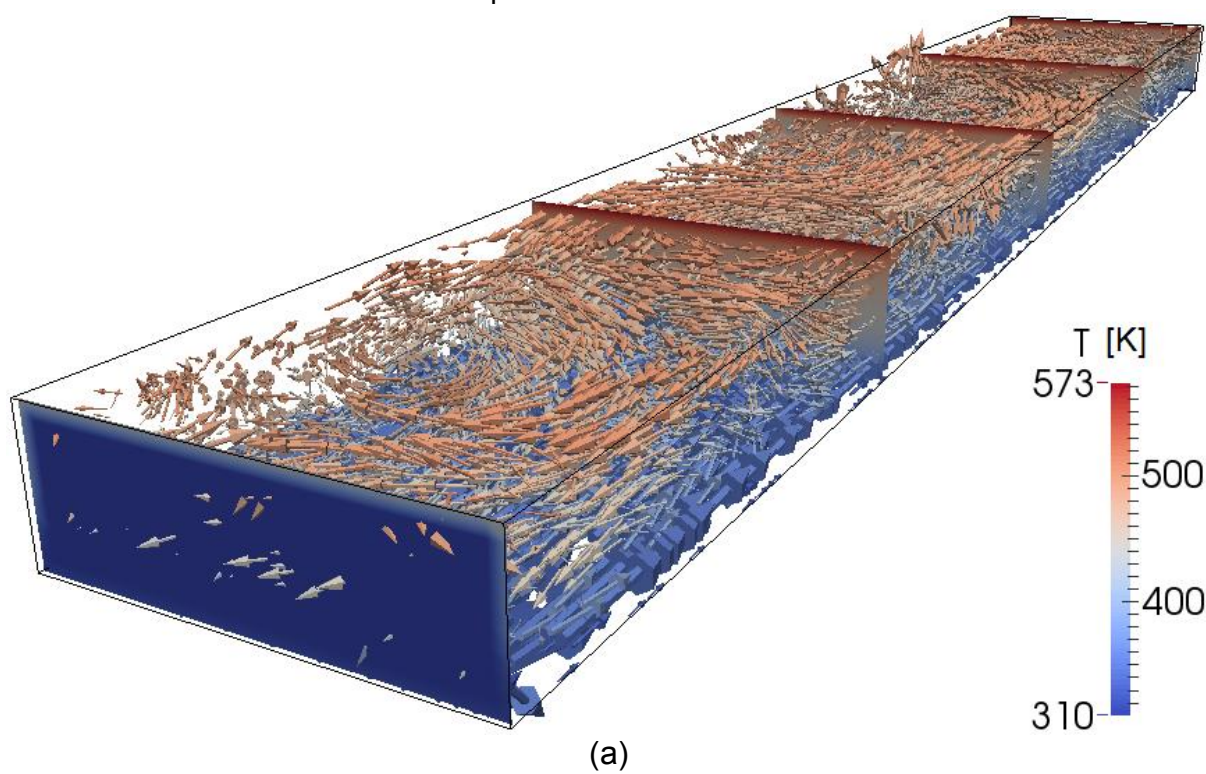
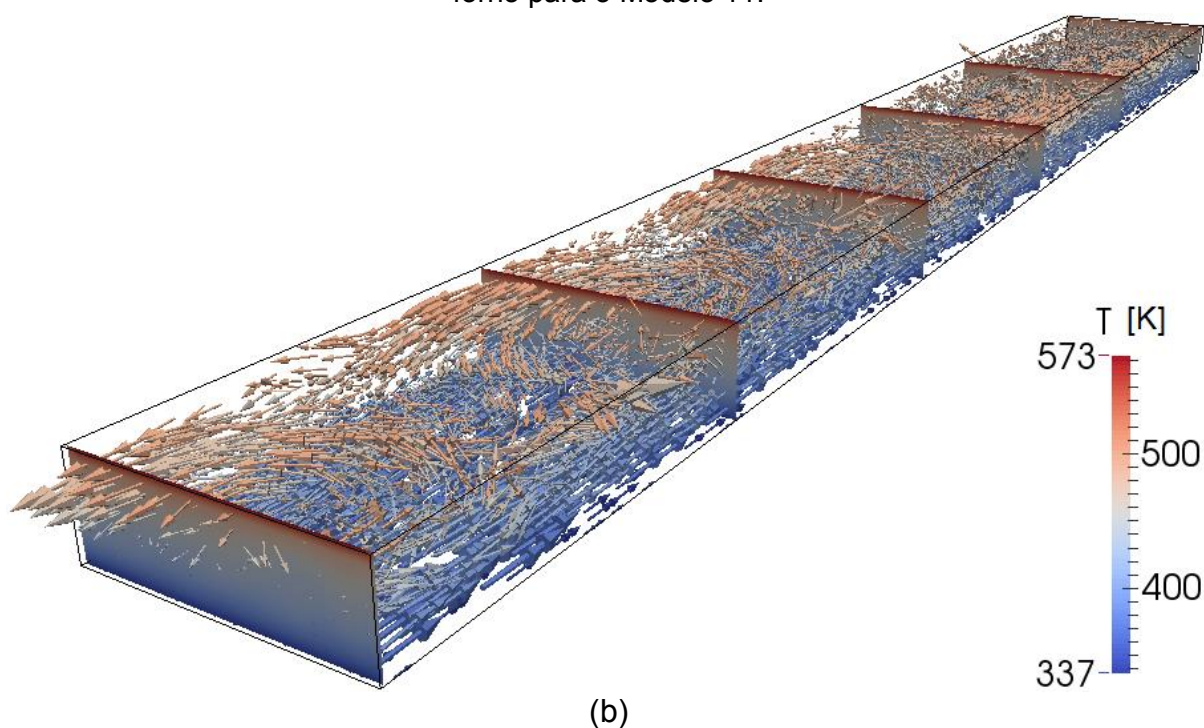


Figura 5.22 (cont.) – Campo Vetorial a partir das temperaturas ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.



De forma a melhor fundamentar a análise dos resultados, têm-se as Figuras 5.23 e 5.24, onde uma visão global das linhas de corrente do escoamento é fornecida, porém prejudicando-se os detalhes.

Figura 5.23 – Linhas de Corrente a partir das temperaturas em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.

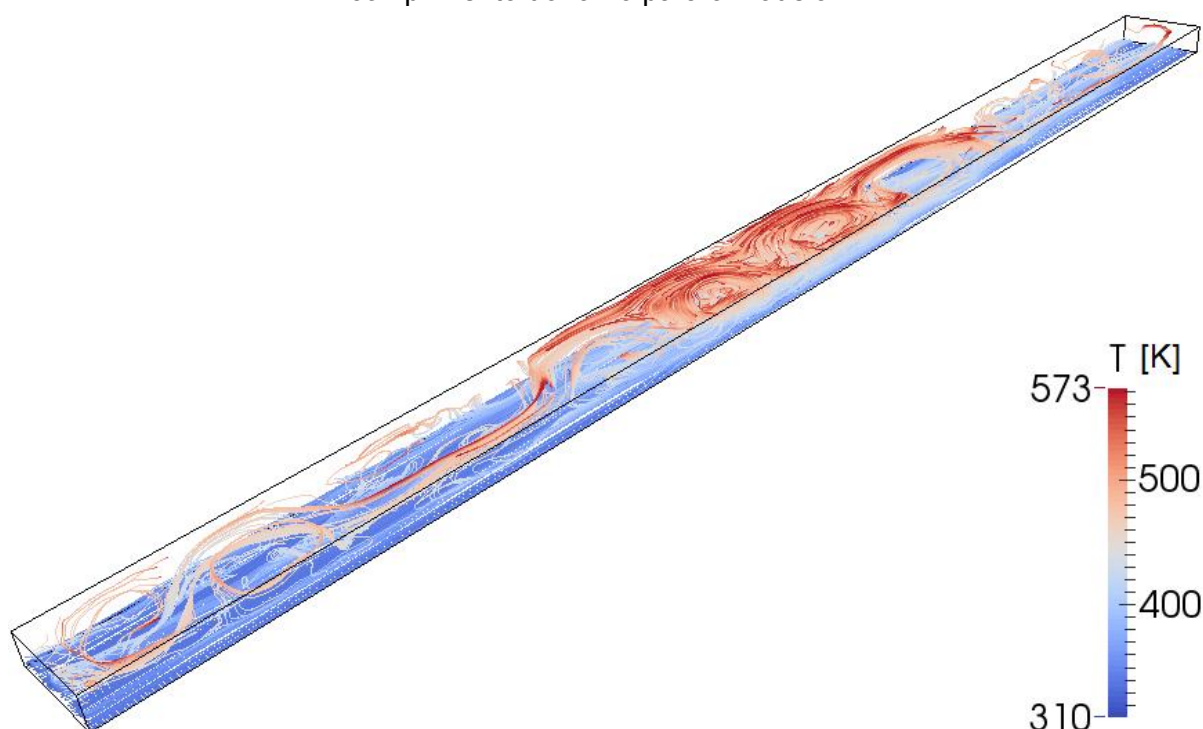
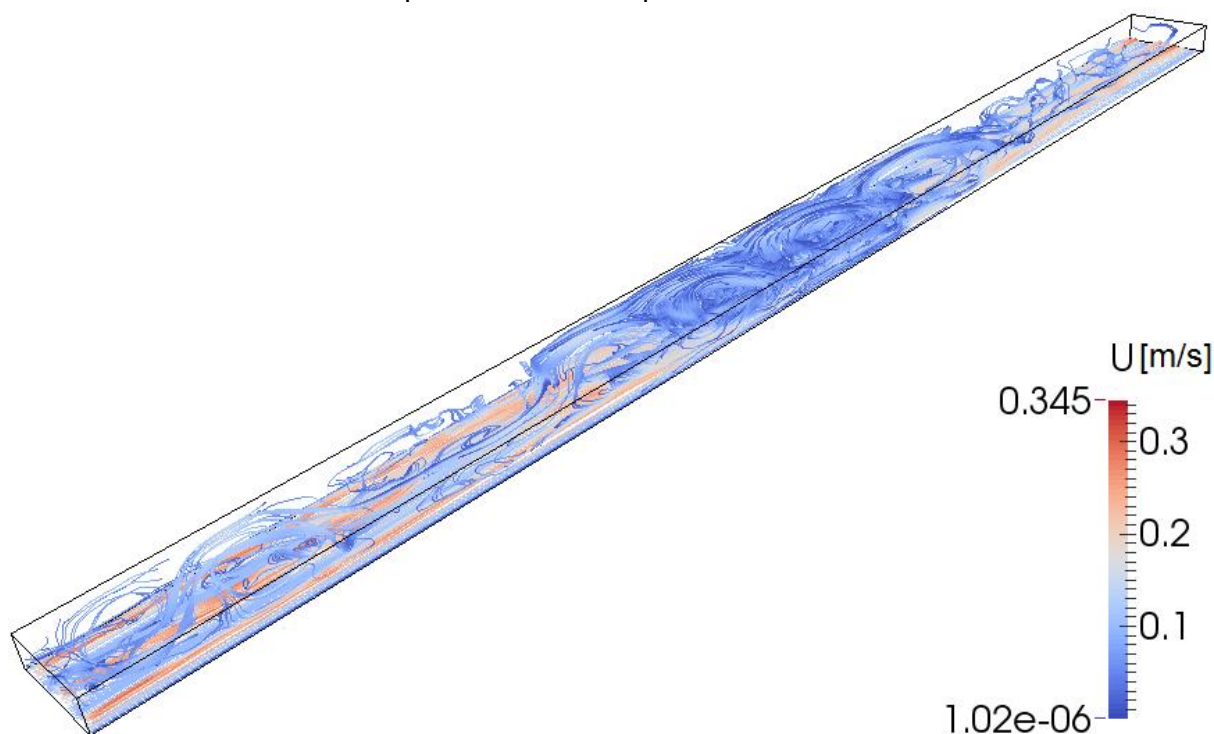


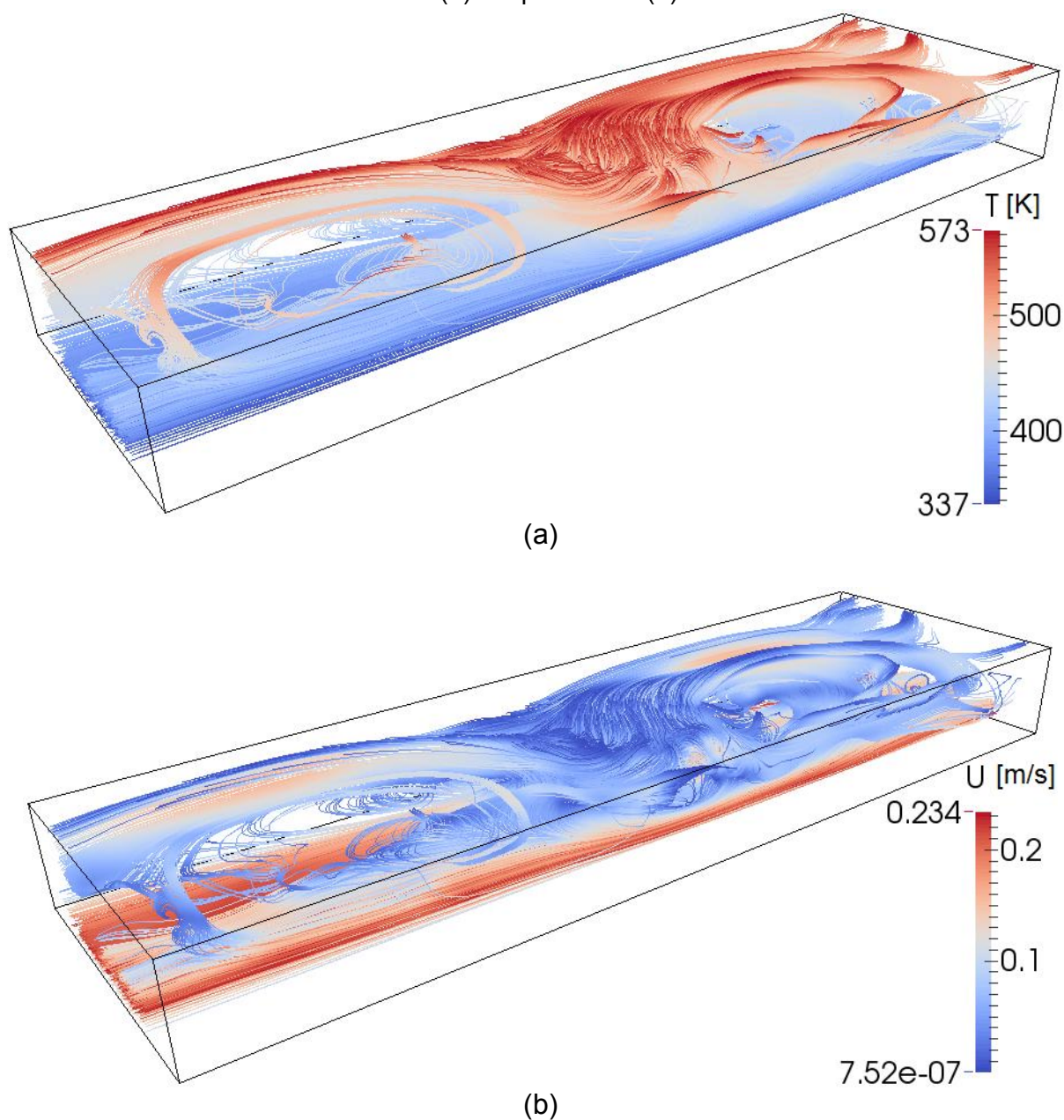
Figura 5.24 – Linhas de Corrente a partir das velocidades em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 11.



Pela análise dos resultados superiores observa-se um escoamento irregular, caracterizando-se pela presença de recirculações, vórtices e regiões de estagnação ao longo do todo o interior do forno. Conforme Figuras 5.20, 5.22 e 5.23 tem-se que o ar quente, pela diminuição da densidade e aumento do empuxo concentra-se nas regiões superiores do forno, próximo ao queimador. Tais regiões apresentam diversas recirculações, caracterizando-se um processo de convergência oscilante e com um comportamento médio de retorno do fluxo em direção a superfície de entrada. Do outro lado, nas proximidades da esteira, tem-se um ar mais frio, mais denso e caracterizando uma região mais regular, com poucas e pequenas recirculações e cujo comportamento médio do fluxo ocorre na direção da saída do forno.

Das Figuras 5.21 e 5.24 observa-se que o ar apresenta maior velocidade nas proximidades da esteira e menor velocidade nas regiões do queimador, caracterizando-se diversas subregiões de estagnação. Destaca-se uma pluma térmica de maior dimensão, compreendida na região superior do forno no intervalo entre $z = 9$ e $z = 14$, onde tem-se a formação de uma região de estagnação com elevadas temperaturas e velocidades quase nulas, que encontra-se ampliada na Figura 5.25.

Figura 5.25 – Linhas de Corrente para a região de estagnação compreendida entre $z = 9$ e $z = 14$ através da (a) temperatura e (b) da velocidade.



Para complementar a análise foram apresentando os resultados para as regiões central do forno, $y = 0,25$ e para as paredes no centro do forno, $z = 11,8$.

Os gráficos para a linha central do forno, desde a região de entrada até a região de saída, são apresentados nas Figuras 5.26 e 5.27, onde observam-se as curvas de temperaturas e velocidades, respectivamente. Para as paredes na região central do forno tem-se a Figura 5.28, que representa a curva de temperaturas compreendida desde a esteira até a região dos queimadores.

Figura 5.26 – Curva de Temperaturas para a Região Central do Forno no Modelo 11.

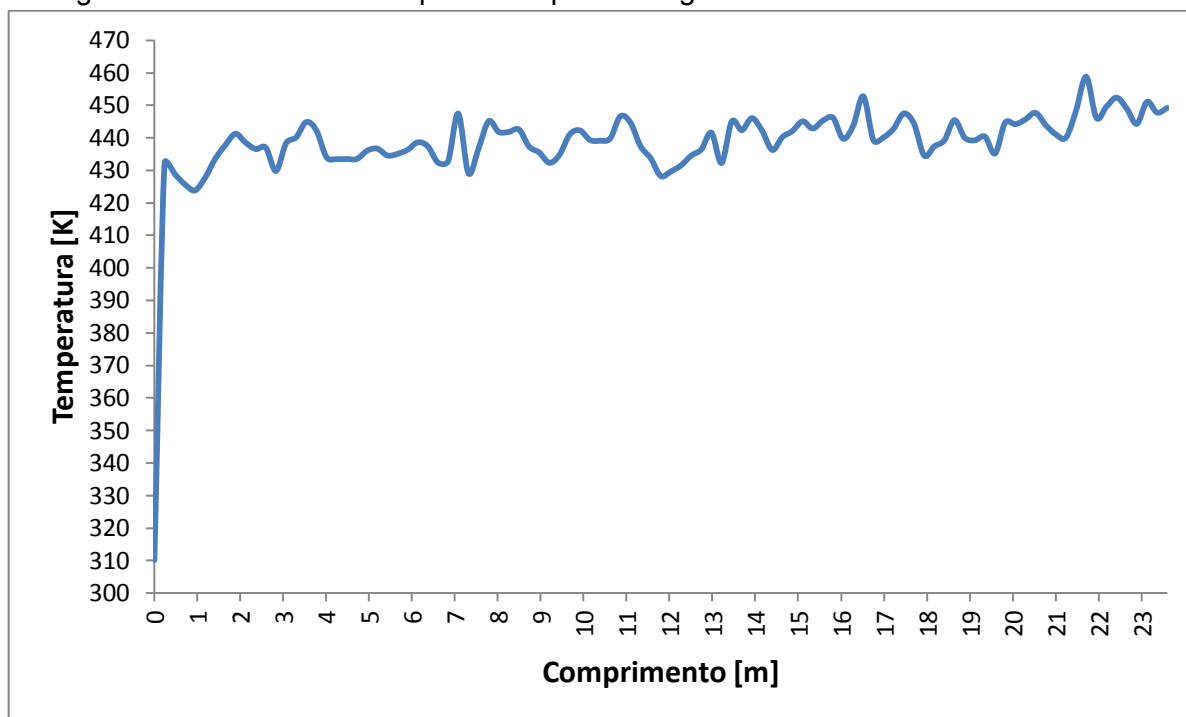


Figura 5.27 – Curva de Velocidades para a Região Central do Forno no Modelo 11.

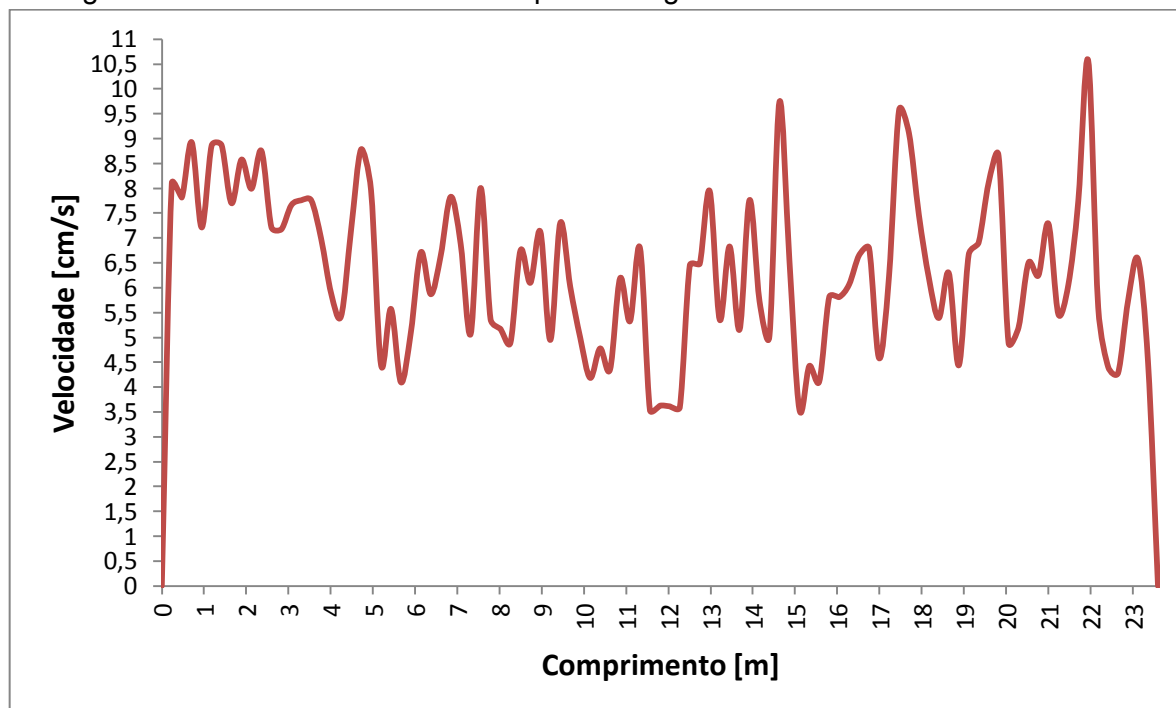
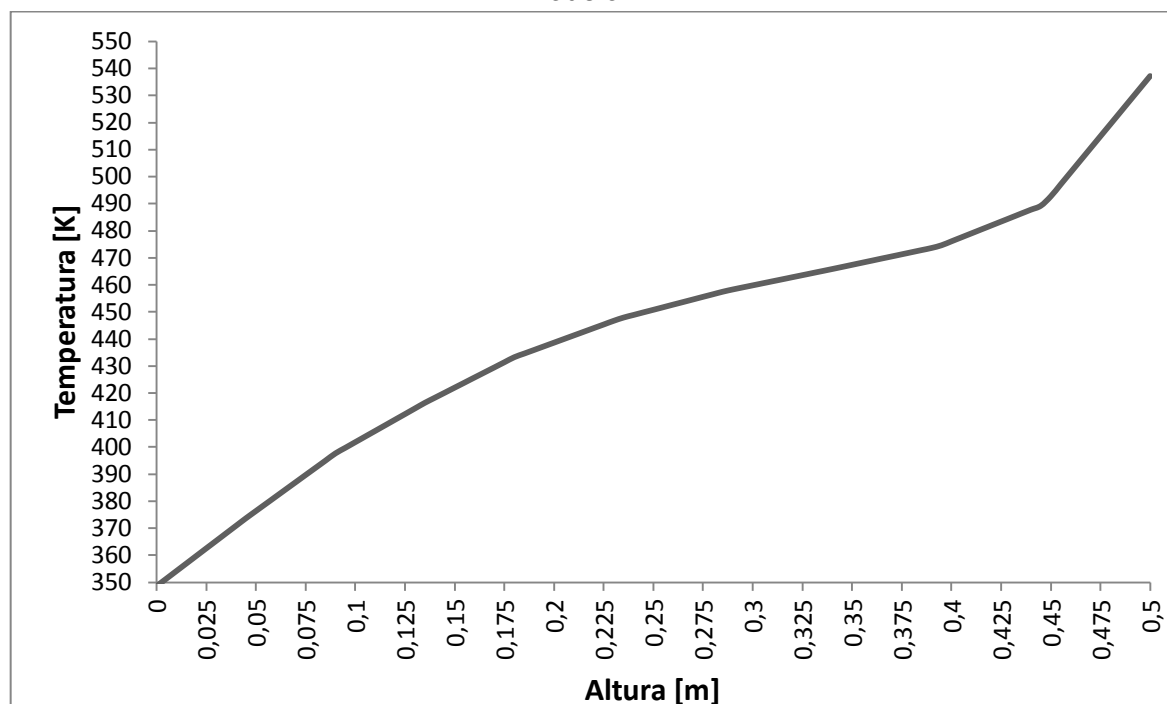


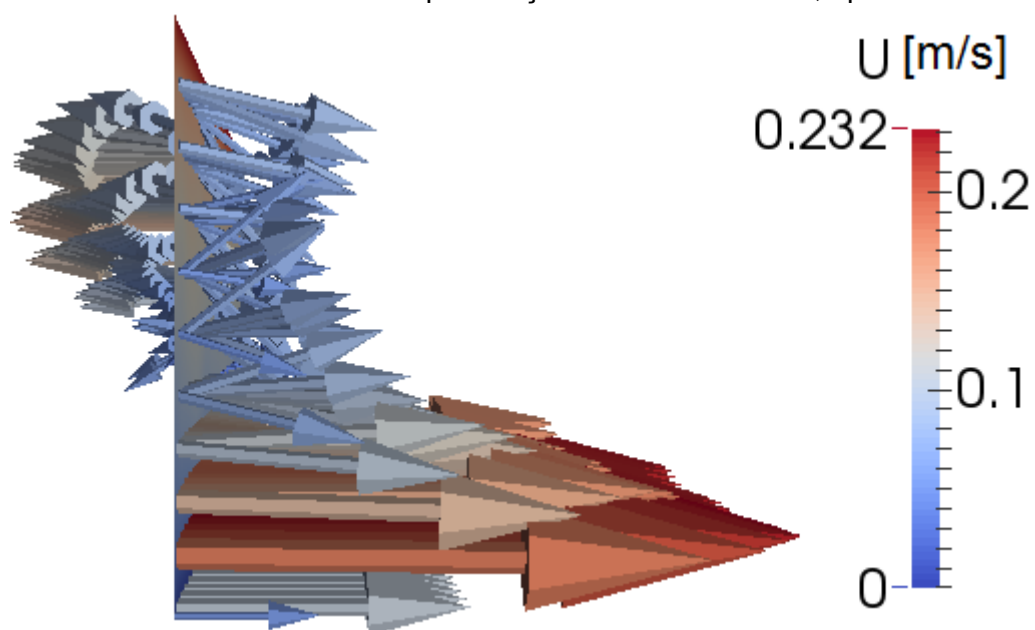
Figura 5.28 – Curva de Temperaturas para as Paredes na região central do forno para o Modelo 11.



Conforme Figuras 5.26 e 5.27 observam-se oscilações na temperatura e velocidade no centro do forno, o que o caracteriza como um escoamento turbulento. A presença de perturbações típicas deste regime de escoamento, como vórtices e regiões de estagnação, não permite a estabilização dos campos de temperaturas e velocidades. Ainda para corroborar com esta ideia o valor do Número de Rayleigh para o escoamento apresentado é de $Ra = 4,295 \cdot 10^8$ e, de acordo com Incropera et. al. (2006), baseado em resultados empíricos para cavidades com aquecimento na região superior, o escoamento turbulento fica caracterizado quando $Ra > 5 \cdot 10^4$.

Analisando o perfil de velocidades na seção transversal $z = 11,8$, exatamente no centro do forno, tem-se a Figura 5.29. Observável que nas proximidades da esteira tem-se caracterizado um perfil regular e com velocidades máximas da ordem de 23 cm/s. Por outro lado a medida que nos aproximamos do queimador, tem-se um perfil de velocidades bastante irregular, caracterizando diversas recirculações e o caráter turbulento do escoamento na região.

Figura 5.29 – Perfil de Velocidades para seção transversal $z = 11,8$ para o Modelo 11.



Por fim, analisando as transferências de calor por convecção e radiação para a esteira, tem-se as Figuras 5.30 a 5.33.

Figura 5.30 – Fluxos de Calor por (a) convecção e (b) radiação na esteira para o Modelo 11.

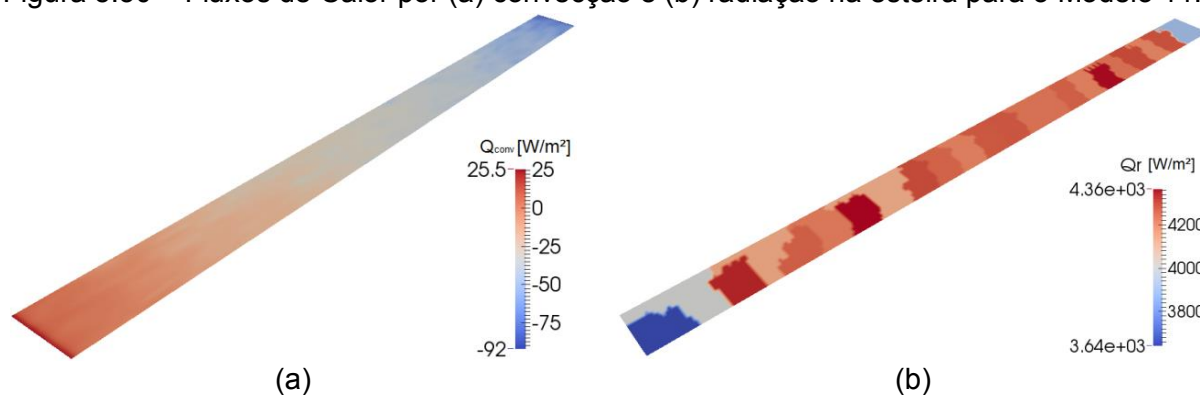


Figura 5.31 – Transferência de Calor por Radiação na esteira para o Modelo 11.

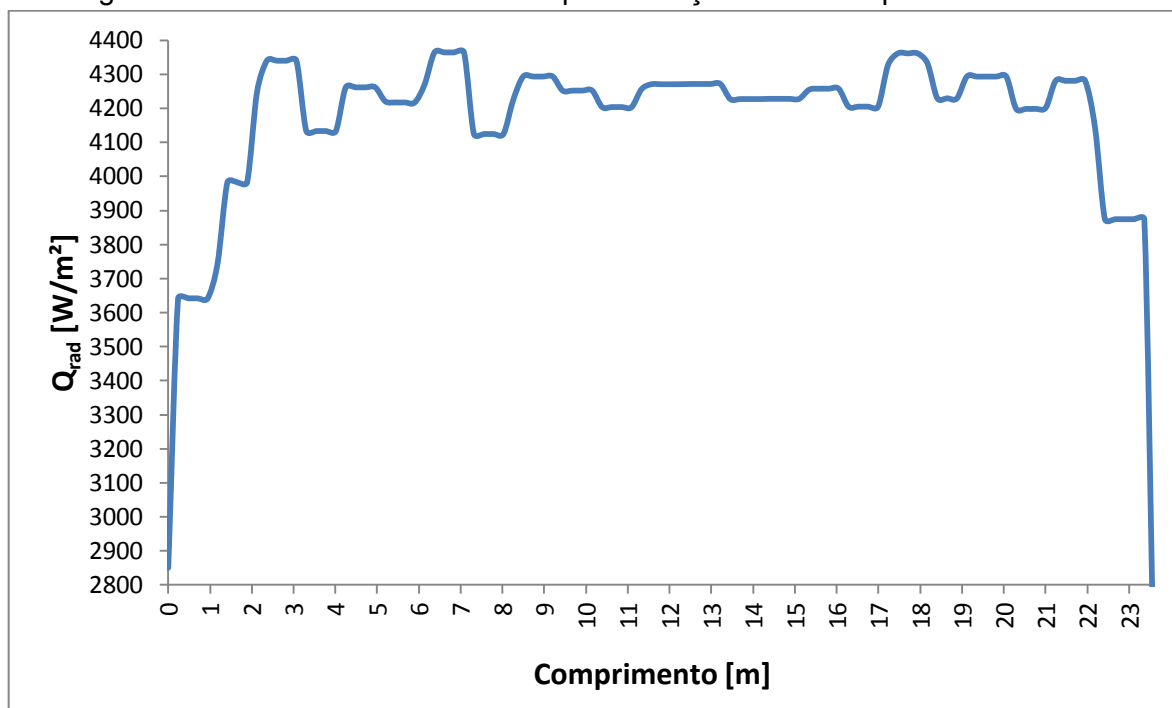


Figura 5.32– Transferência de Calor por Convecção na esteira para o Modelo 11.

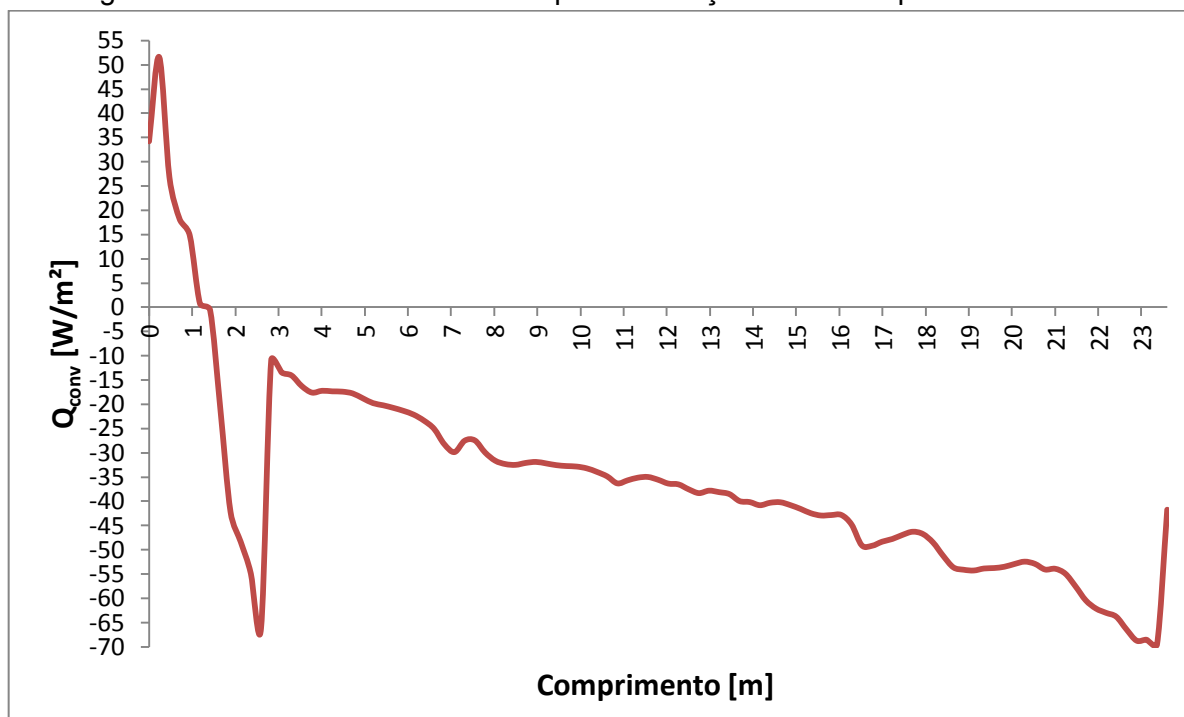
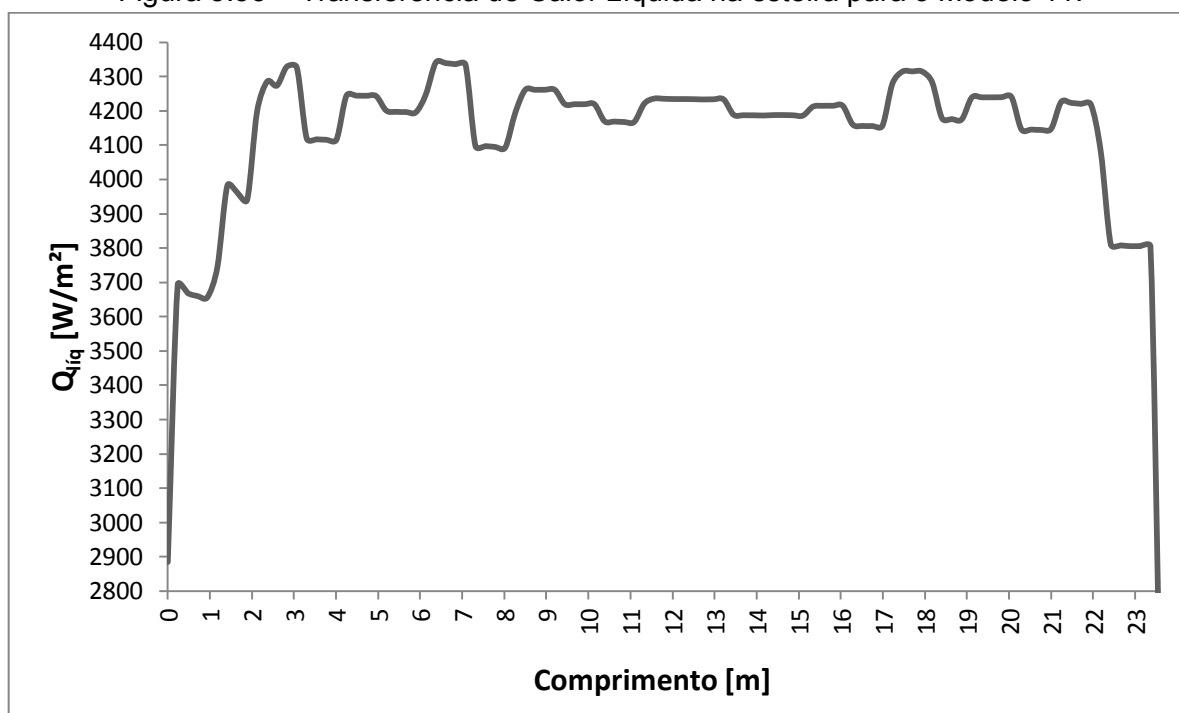


Figura 5.33 – Transferência de Calor Líquida na esteira para o Modelo 11.



A análise das Figuras 5.30 (a) e 5.32 ilustra que a esteira, predominantemente, perde calor por convecção; exceto nos primeiros 1,5 m de comprimento. Integrando estas informações através do pós-processador tem-se um fluxo de calor perdido por convecção igual a -1240,75 W. De forma a avaliar qual regime de convecção prevalece – convecção natural, forçada ou mista – tem-se o cálculo do Número de Richardson, que para o escoamento estudado é $Ri = 0,128$; o que caracteriza um escoamento com convecção forçada, visto que $Ri \ll 1$, conforme Incropera et. al. (2006).

As Figura 5.30 (b) e 5.31 ilustram um fluxo de calor por radiação recebido em toda a extensão da esteira, que a integração dos dados fornece igual a 148.203 W. Portanto, tem-se um fluxo por radiação aproximadamente 120 vezes maior que o por convecção, confirmando a importância da consideração desse fenômeno na simulação do forno.

Por fim a Figura 5.33 ilustra a transferência de calor líquida ao longo da esteira. Destacando-se que a curva tem praticamente o mesmo formato daquela na Figura 5.31, o que é devido a pequena influência da transferência de calor por convecção. Integrando os dados tem-se um fluxo de calor total líquido igual a 146.962,25 W, ou, em termos médios, igual a 4151,48 W/m².

5.2.8 Modelo Real com Turbulência

A análise do Número de Rayleigh e das características da solução da sessão anterior comprova a necessidade de um tratamento da turbulência. Assim sendo, foi incluído no Modelo 12 o método RANS com o modelo de fechamento $\kappa - \varepsilon$.

As Figuras 5.34 a 5.36 mostram os efeitos da inclusão do modelo de turbulência nas condições do escoamento através da comparação com o anterior sem a modelagem da turbulência (Modelo 11). Nas Figuras 5.34 e 5.35 têm-se, respectivamente, as curvas de velocidades e temperaturas para a região central em total extensão do forno na altura $y = 0,25$. Na Figura 5.36 estão mostradas as curvas de temperaturas para as paredes no centro, $z = 11,8$, ao longo de toda a altura do forno.

Figura 5.34 – Curvas de Velocidades para a Região Central do Forno nos Modelos 11 e 12.

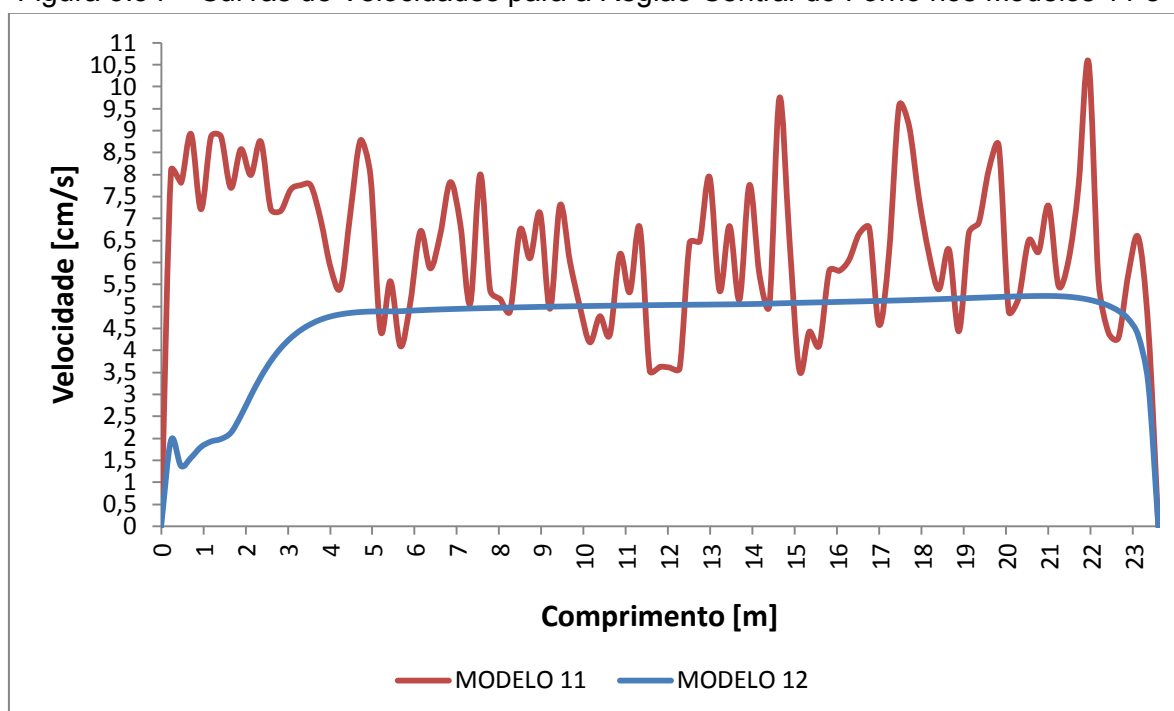


Figura 5.35 – Curvas de Temperaturas para a Região Central do Forno nos Modelos 11 e 12.

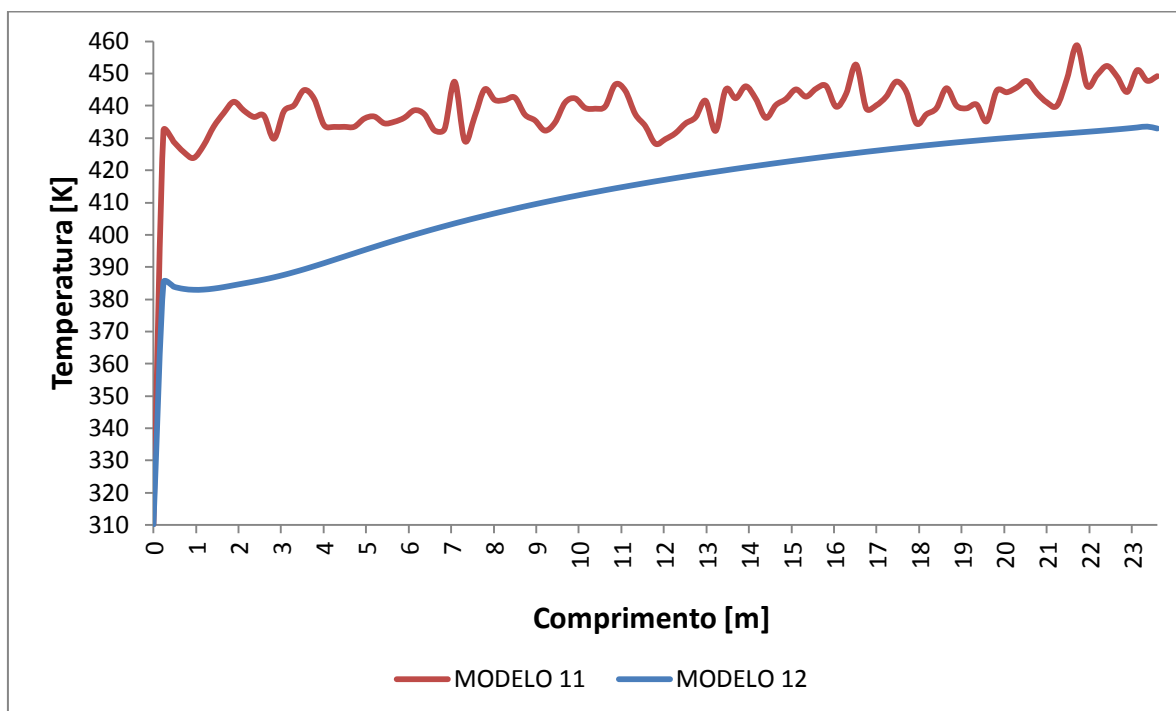
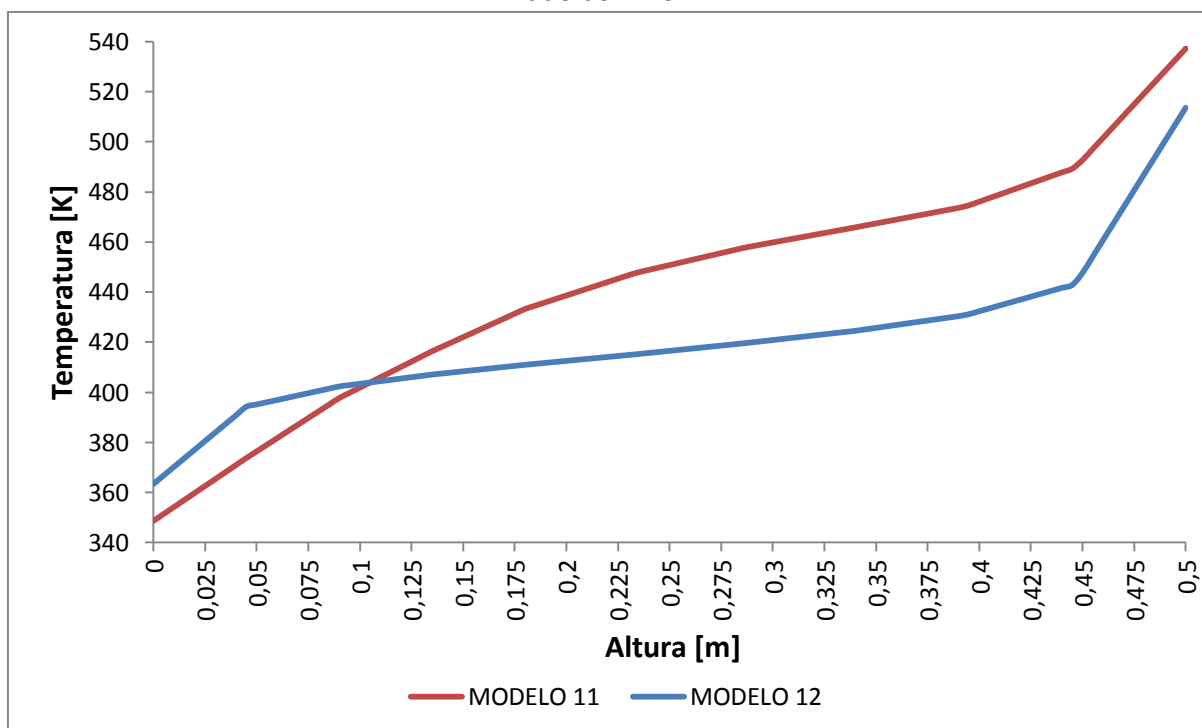


Figura 5.36 – Curvas de Temperaturas para as Paredes na região central do forno nos Modelos 11 e 12.



Utilizando a modelagem RANS para a turbulência eliminam-se as condições de convergência oscilante. Ela estabiliza os campos de temperaturas e velocidades usando o valor médio em torno das flutuações.

Do exposto, para o centro do forno, observa-se na Figura 5.35 que o comportamento oscilante das temperaturas no modelo anterior é aproximado por uma curva de aumento suave. Em relação a curva de velocidade, conforme Figura 5.34, tem-se a sua aproximação num perfil quase constante e igual a 5 cm/s, excetuando-se as regiões iniciais e finais do forno.

Da Figura 5.36, para as paredes no centro do forno, observa-se a aproximação da curva polinomial do modelo anterior em um perfil linear, mais estável e com menores gradientes de temperaturas; novamente em exceção as regiões iniciais e finais do forno.

Objetivando uma visão global da influência da turbulência sobre o escoamento têm-se as linhas de correntes em toda a extensão do forno em vista isométrica, conforme Figuras 5.37 e 5.38.

Figura 5.37 – Linhas de Corrente a partir das temperaturas em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 12.

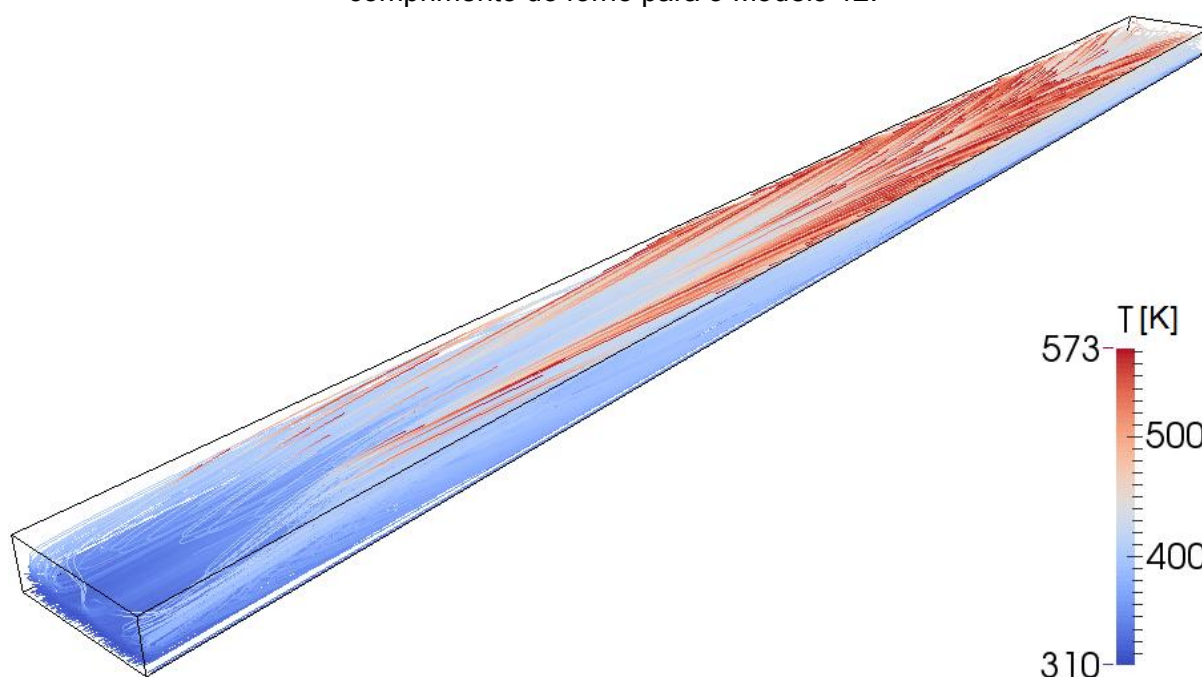
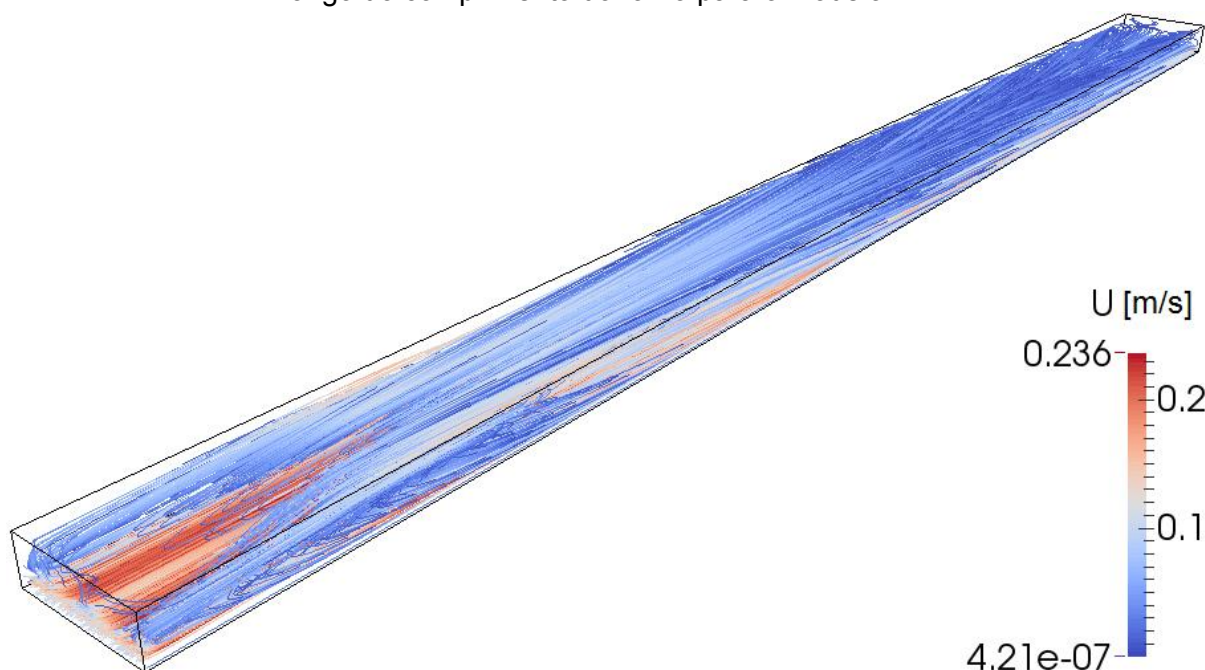


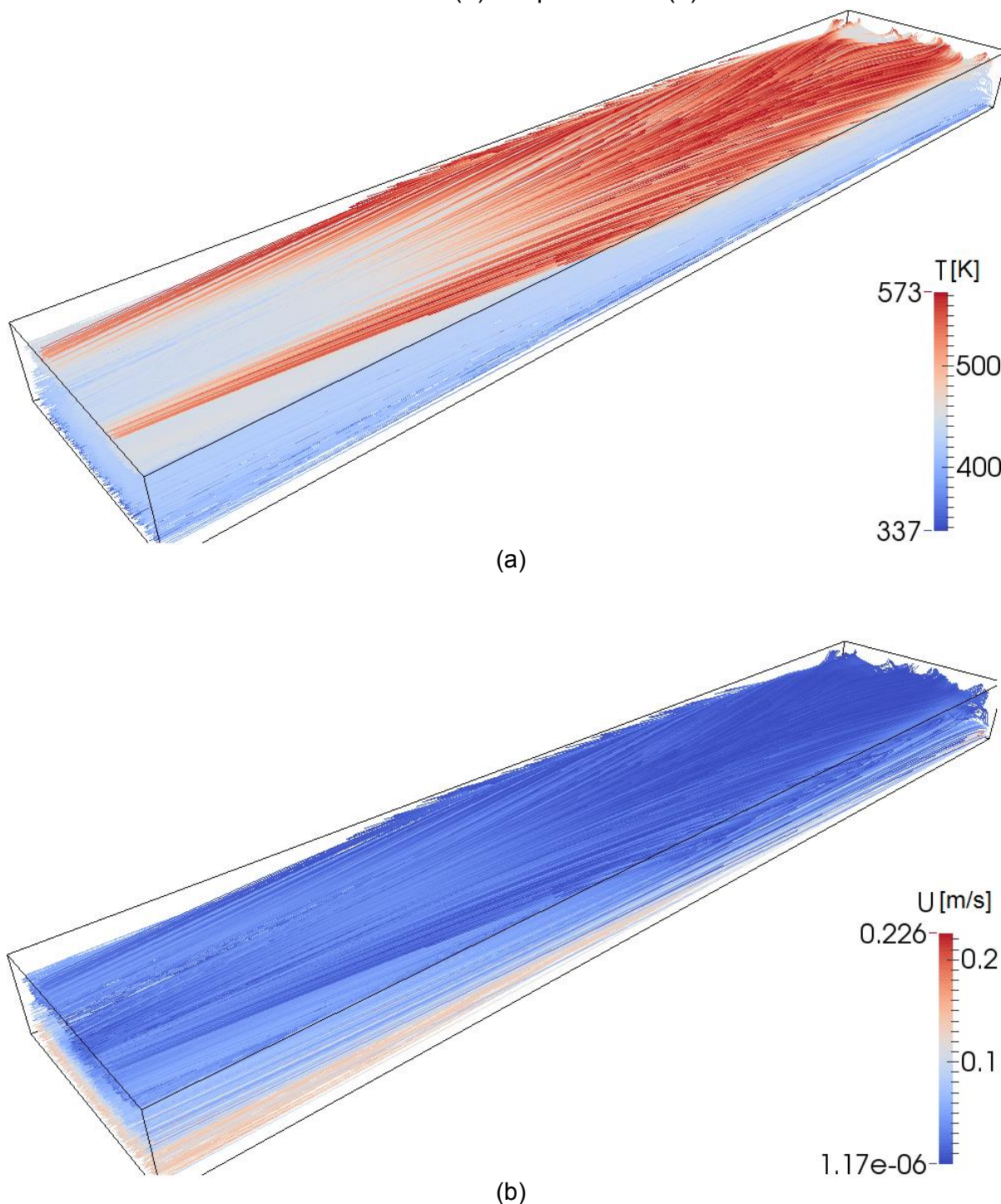
Figura 5.38 – Linhas de Corrente coloridas a partir das velocidades em vista isométrica ao longo do comprimento do forno para o Modelo 12.



Assim sendo o escoamento caótico e irregular, cheio de recirculações e vórtices, do modelo anterior substitui-se por um escoamento mais regular. Observa-se que o ar na região da esteira apresenta movimento resultante médio positivo, em direção à superfície de saída. Este deslocamento é provocado principalmente pela movimentação da superfície da esteira. De outro lado na região do queimador tem-se um movimento resultante médio negativo, no sentido de retorno em direção à superfície de entrada. Este movimento é devido às obstruções provocadas pela superfície de saída fechada e pela grande região de estagnação nas proximidades da saída do forno.

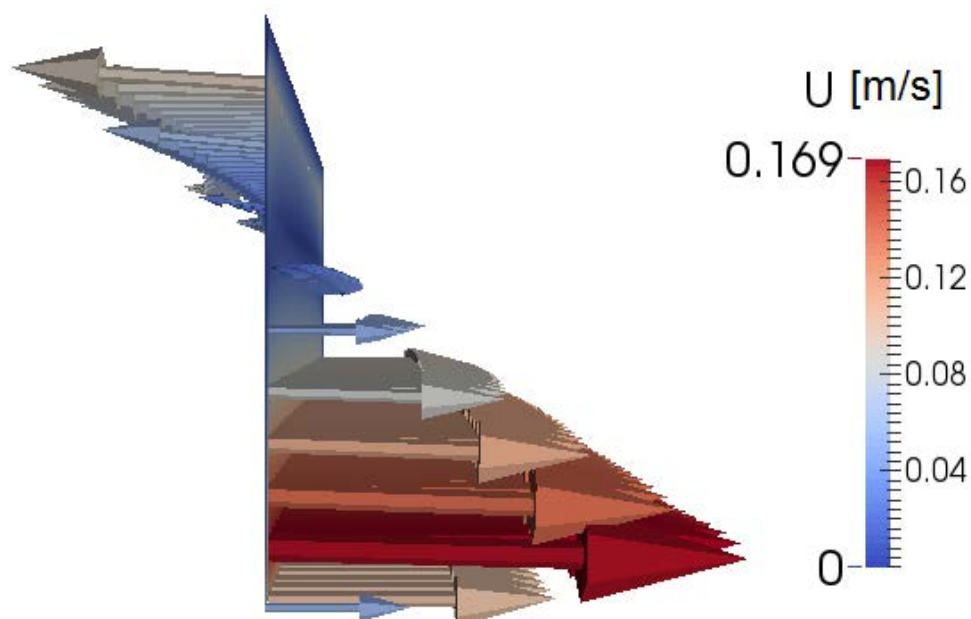
A análise das linhas de corrente destaca também a formação de uma pluma térmica de elevada dimensão, compreendida na região superior do forno a partir de $z = 16$, onde observa-se a formação de uma região de estagnação com elevadas temperaturas e velocidades quase nulas, que encontra-se ampliada na Figura 5.39

Figura 5.39 – Linhas de Corrente para a região de estagnação compreendida entre $z = 9$ e $z = 14$ através da (a) temperatura e (b) da velocidade.



A análise do perfil de velocidades na seção transversal $z = 11,8$ no centro do forno, conforme Figura 5.40, explicita o discutido anteriormente. Nas proximidades da esteira, com $y < 0,34 \text{ m}$, observa-se um movimento progressivo, com perfil de velocidades médio e com máximas da ordem de $16,9 \text{ cm/s}$. Em $y = 0,34 \text{ m}$ tem-se a inversão do movimento. Com $y > 0,34 \text{ m}$, a medida que se aproxima do queimador, tem-se caracterizado um movimento reverso, com perfil de velocidades médio linear, com máximas da ordem de 8 cm/s .

Figura 5.40 – Perfil de Velocidades para seção transversal $z = 11,8$ para o Modelo 12.



Por fim, avaliando a influência da inclusão do modelo de turbulência nas taxas de transferência de calor por convecção e radiação para a esteira tem-se as Figuras 5.41 a 5.44 e Tabela 5.6.

Figura 5.41 – Fluxos de Calor por (a) convecção e (b) radiação na esteira para o Modelo 12.

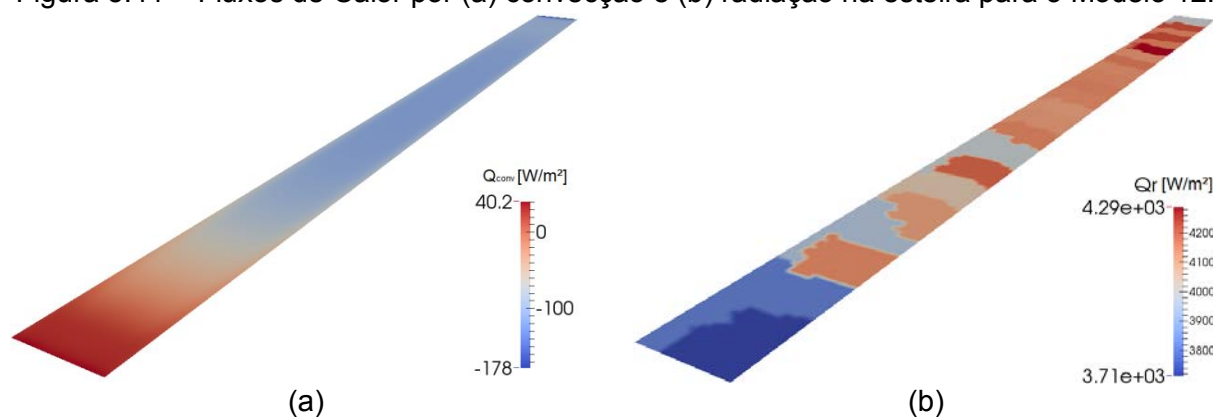


Figura 5.42 – Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos 11 e 12.

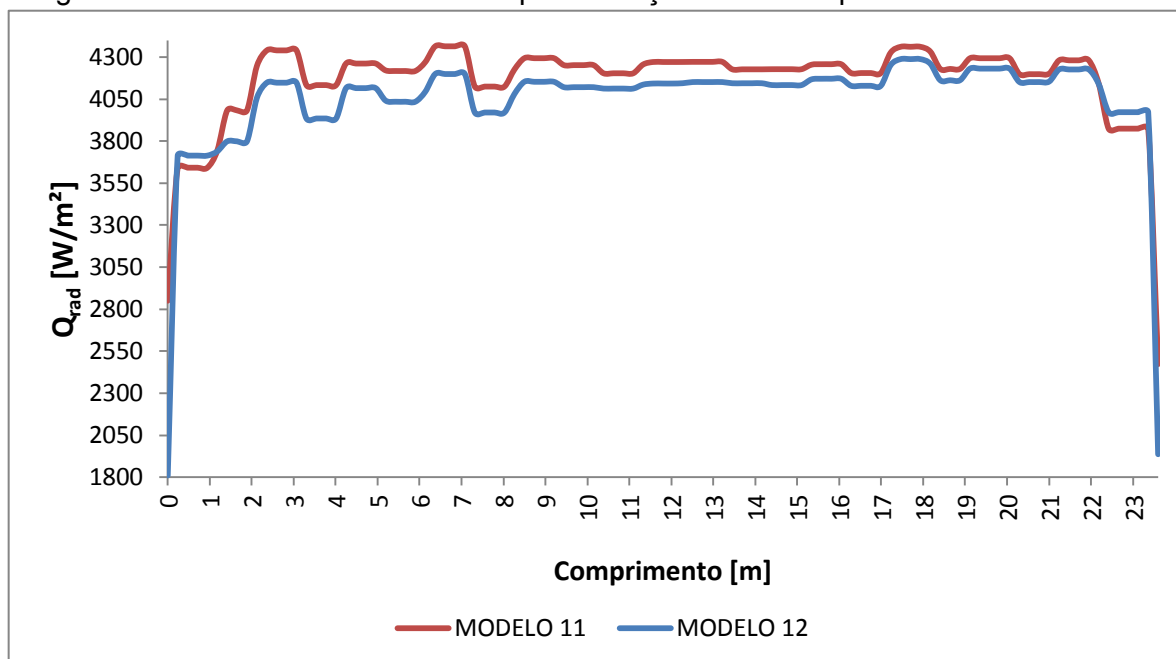


Figura 5.43 – Transferência de Calor por Convecção na esteira para os Modelos 11 e 12.

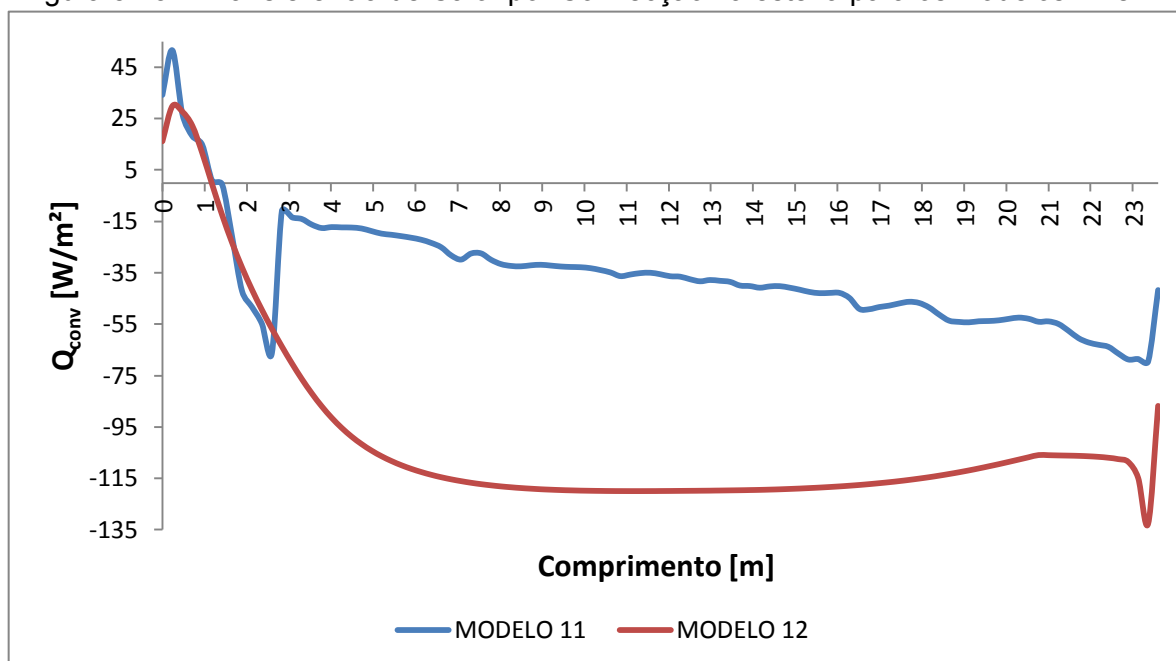


Figura 5.44 – Transferência de Calor Líquida na esteira para os Modelos 11 e 12.

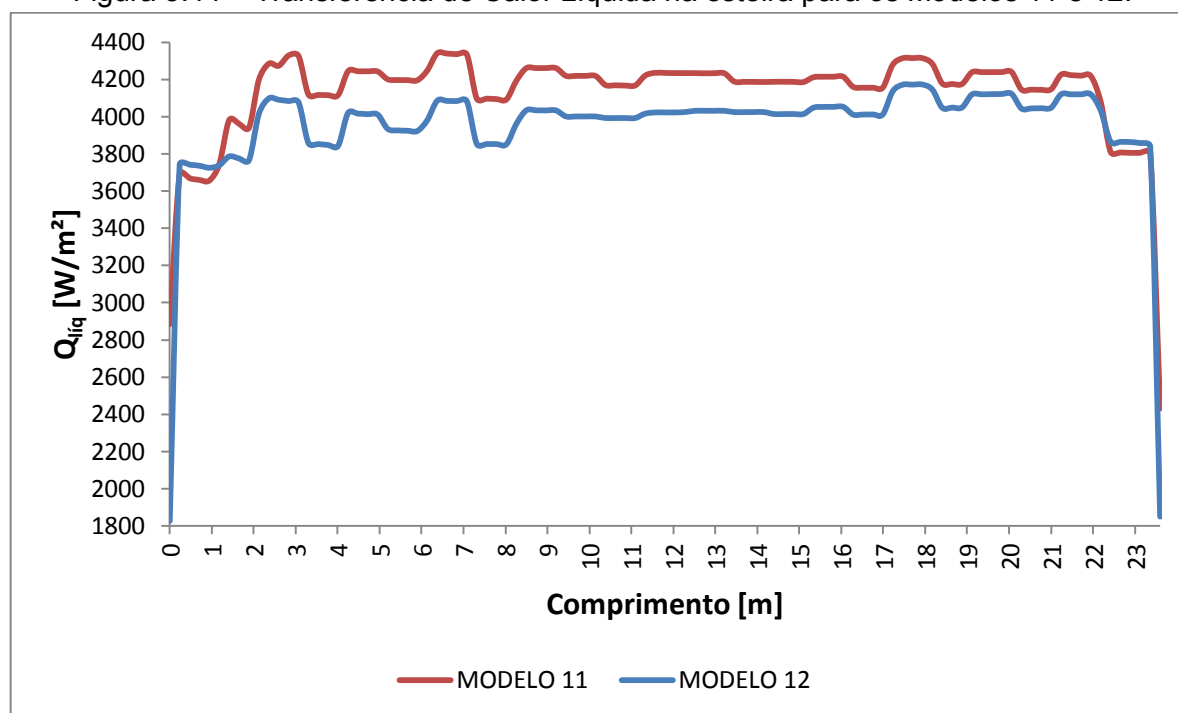


Tabela 5.6 – Transferências de calor por radiação e convecção integradas na esteira para os Modelos 11 e 12.

	Q_{rad} [W]	Q_{conv} [W]	Q_{liq} [W]
MODELO 11	148203	-1240,75	146962,3
MODELO 12	144671	-3442,42	141228,6

A análise das Figuras 5.41 (a) e 5.43 e Tabela 5.6 ilustra que a modelagem da turbulência afetou significativamente as taxas de transferência por convecção; aumentando-as em 2,77 vezes. Destaca-se que a esteira continua perdendo calor por convecção forçada; no entanto, observa-se um perfil mais regular, que tende a estabilização em -115 W/m^2 .

Quanto as transferências por radiação, conforme Figuras 5.41 (b) e 5.42 e Tabela 5.6, com a modelagem da turbulência observa-se um perfil bastante semelhante e levemente menor; com uma diferença de 2,38% em relação ao total integrado.

Por fim análise das taxas líquidas de transferência de calor, conforme Figura 5.44 e Tabela 5.6, comprova a concordância dos resultados; com um erro da ordem de 4% em relação ao total integrado. Dessa forma, tem-se que a modelagem da turbulência pouco influenciou nas trocas por radiação.

5.3 OTIMIZAÇÃO DO FORNO

As Figuras 5.45 a 5.47 e a Tabela 5.6 apresentam as curvas e resultados das taxas de transferência de calor por radiação, convecção e líquida para a esteira nos diferentes Modelos de Otimização e no Modelo 12 ($H/L = 1$).

Figura 5.45 – Transferência de Calor por Radiação na esteira para os Modelos de Otimização.

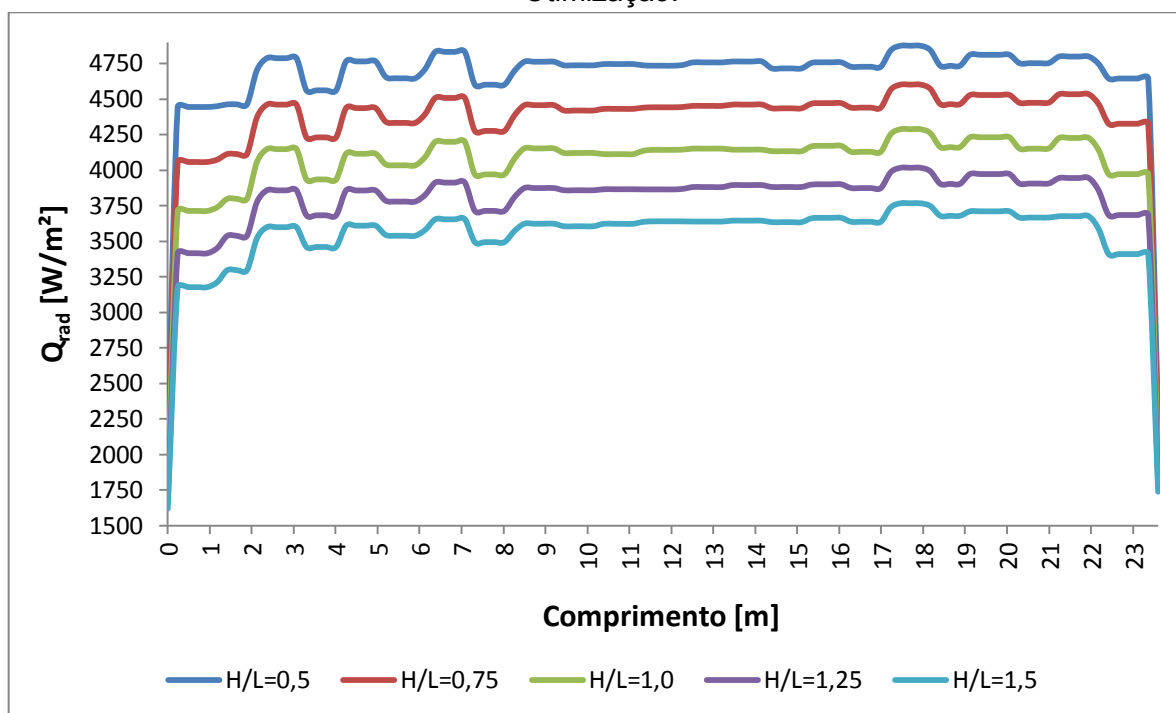


Figura 5.46 – Transferência de Calor por Convecção na esteira para os para os Modelos de Otimização.

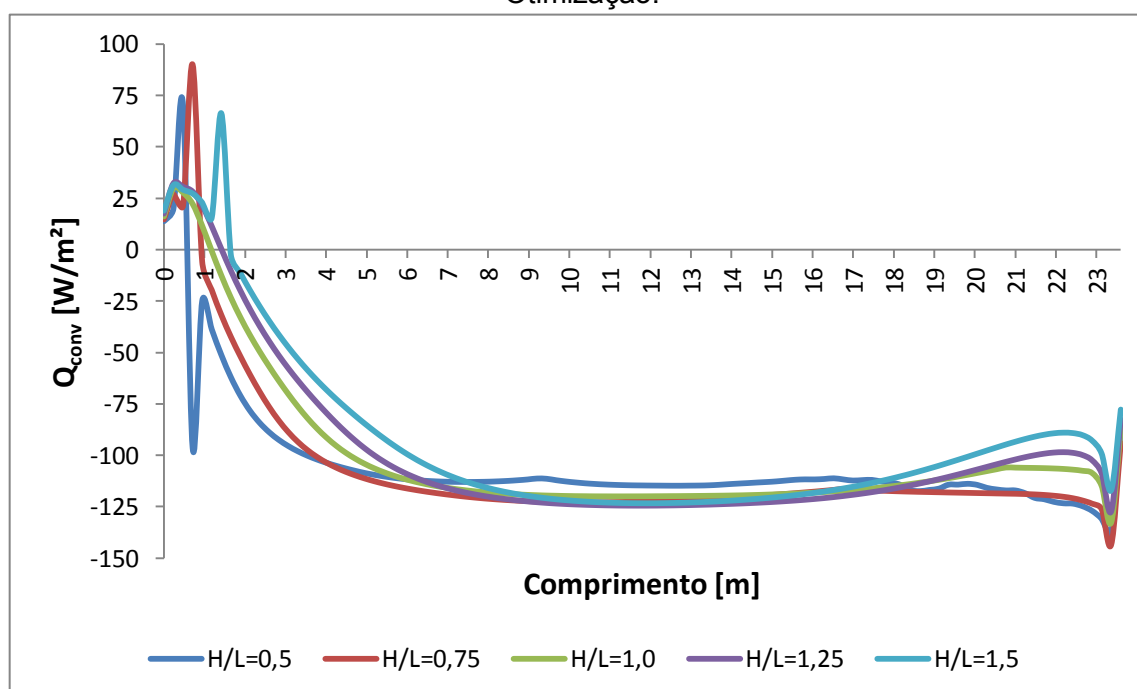


Figura 5.47 – Transferência de Calor Líquida na esteira para os Modelos de Otimização.

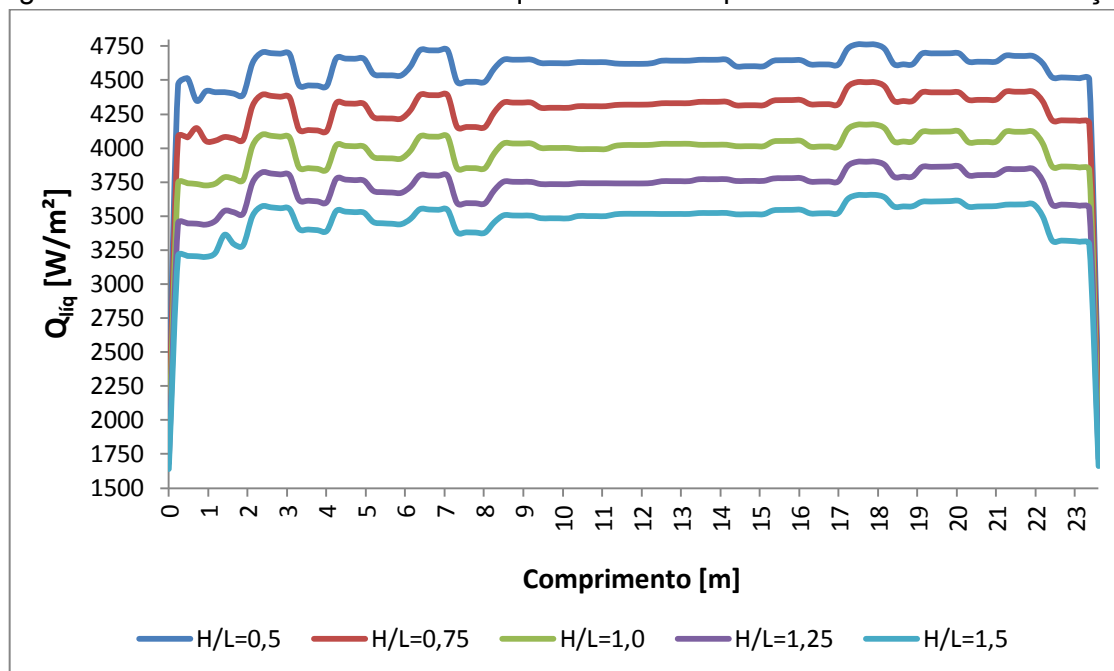


Tabela 5.7 – Transferências de calor por radiação e convecção integradas na esteira para os Modelos de Otimização.

RAZÃO DE ASPECTO	Q_{rad} [W]	Q_{conv} [W]	Q_{liq} [W]
$H/L = 0,5$	166575	-3686,02	162888,98
$H/L = 0,75$	155680	-3713,52	151966,48
$H/L = 1,0$	144671	-3442,42	141228,58
$H/L = 1,25$	135261	-3351,2	131909,8
$H/L = 1,5$	126597	-3128,74	123468,26

Pela análise da Figura 5.45 observa-se que no modelo com razão de aspecto igual a 0,5 a transferência de calor por radiação é mais intensa, o que é justificado pelas alterações nos fatores de forma. Conforme Tabela 5.7 observa-se um ganho de 15,14% em relação a geometria padrão do Modelo 12.

Conforme Figura 5.46 e Tabela 5.7 observa-se que em todos os modelos a esteira perde calor por convecção e com valores bastante próximos. Conforme já discutido anteriormente, a transferência por convecção é significativamente menor que a por radiação. Dessa forma, pequenas oscilações de temperaturas e velocidades podem afetar significativamente o comportamento da transferência de calor nesta região e provocar oscilações significativas no seu comportamento.

Por fim, a análise da Figura 5.47 e Tabela 5.7 comprova o ganho de eficiência da geometria com razão de aspecto igual a 0,5 para as transferências de calor líquidas sobre a esteira. Apesar disto, as alterações devem ser avaliadas também por outros aspectos, uma vez que esta alteração implica numa diminuição da versatilidade operacional do forno.

Nas Figuras 5.48 e 5.49 têm-se, respectivamente, as curvas de temperaturas e velocidades para a região central em total extensão do forno para os modelos de otimização. A Figura 5.50, por sua vez, mostra as curvas de temperaturas nas paredes na região central, $z = 11,8$, ao longo de toda a altura do forno para os modelos de otimização.

Figura 5.48 – Curvas de Temperaturas para a Região Central dos Fornos nos Modelos de Otimização.

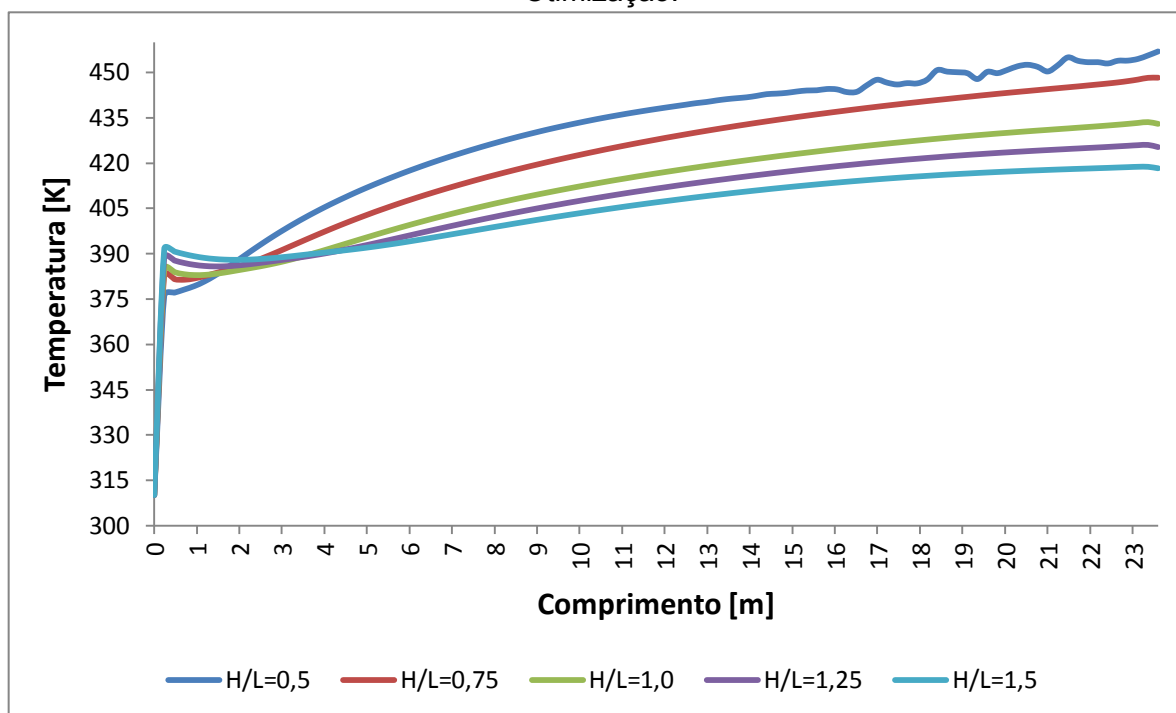


Figura 5.49 – Curvas de Velocidades para a Região Central dos Fornos nos Modelos de Otimização.

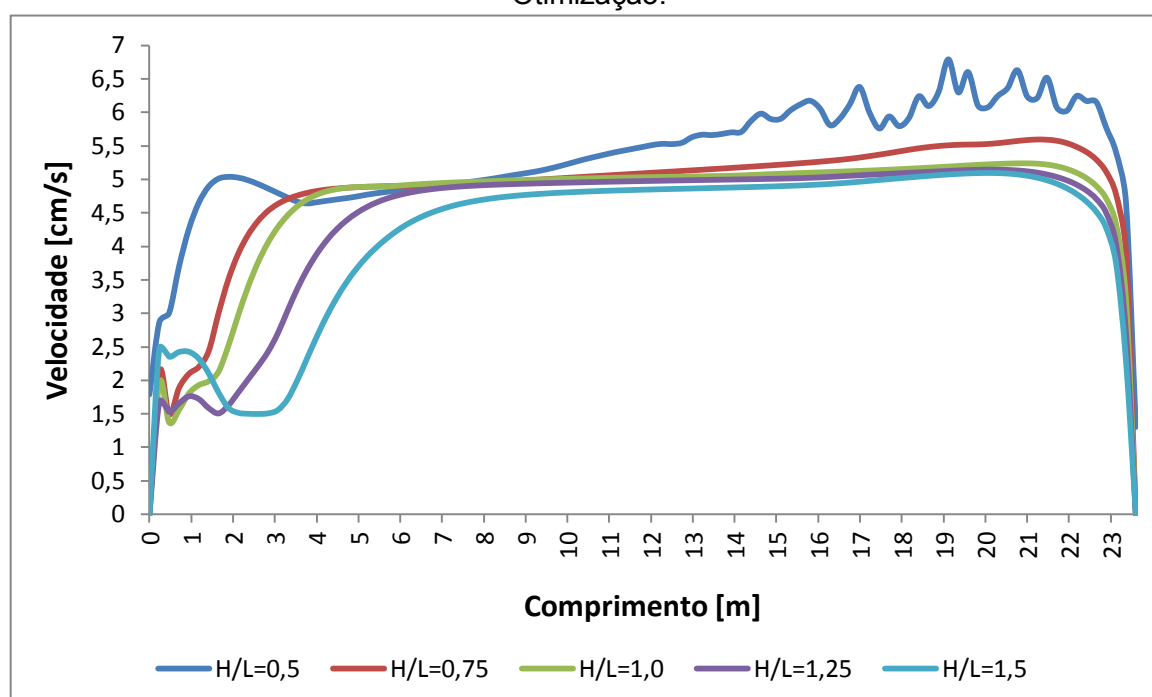
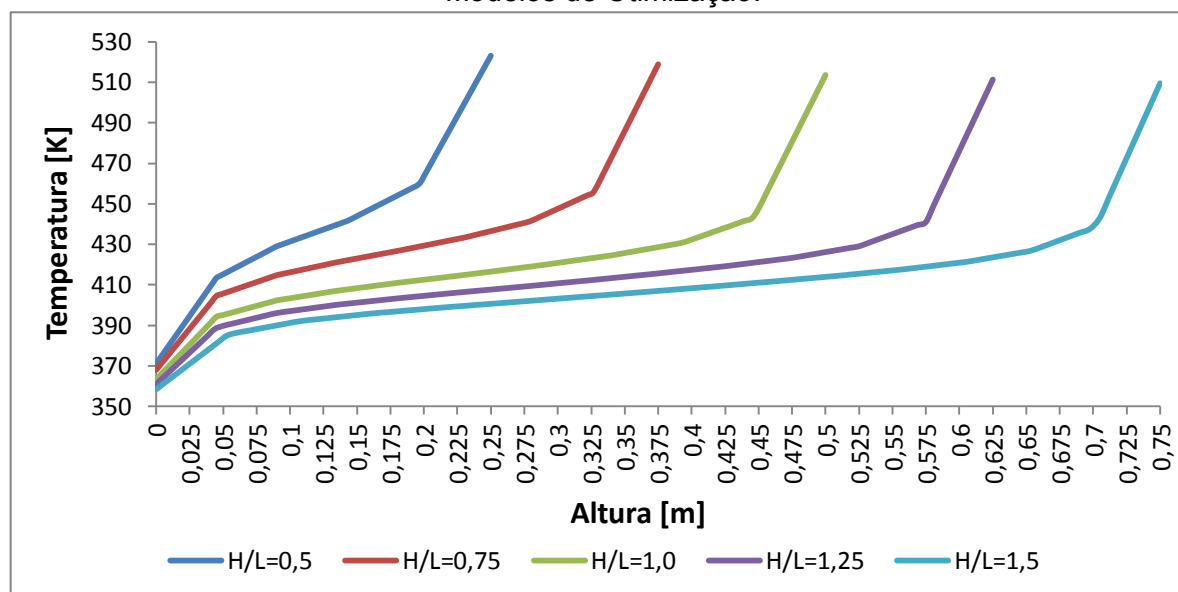


Figura 5.50 – Curvas de Temperaturas para as Paredes na Região Central dos Fornos nos Modelos de Otimização.



A Figura 5.48 permite verificar que o forno com menor razão de aspecto apresentou maiores temperaturas de equilíbrio. Tal fato é explicado pela diminuição do volume interno do forno associado a não alteração das propriedades físicas do ar. Desta forma, um menor volume de ar dentro do forno se aquece mais facilmente.

As Figuras 5.48 e 5.49 ilustram que o modelo com razão de aspecto igual a 0,5 apresenta problemas de convergência da solução, identificáveis através das oscilações numéricas a partir de $x = 14$. Tais oscilações referem-se, possivelmente, ao intervalo de tempo de simulação insuficiente ou ainda, pela necessidade de um maior refinamento da malha. Nestas comparações, o tamanho do volume de controle manteve-se constante com a diminuição da geometria do modelo, reduzindo a qualidade de discretização nos fornos de menor altura.

Ainda, conforme Figura 5.49, observa-se que os fornos com maior razão de aspecto, maiores alturas (H), atingem a condição de regime plenamente desenvolvimento sem grandes oscilações. O que não ocorre no modelo com $H/L = 0,5$, de forma que maiores oscilações podem ser identificadas nas taxas de transferência de calor por convecção, conforme Figura 5.46.

Por fim a Figura 5.50 ilustra que as temperaturas de paredes na região central do forno para as diferentes razões de aspecto tem o perfil muito similar. Neste caso, as curvas apresentam-se diferentes, mas apenas escalonadas em função da altura de cada modelo.

A Figura 5.51 ilustra a influência da razão de aspecto nos campos de temperaturas e velocidades. Nesta figura, observa-se que com o aumento da razão

de aspecto tem-se caracterizada uma maior região de estagnação de gases quentes, localizada na parcela superior do forno. Destacando-se também uma maior estratificação térmica na geometria com a maior razão de aspecto.

Figura 5.51 – Linhas de Corrente a partir das velocidades e temperaturas em vistas isométricas ao longo do comprimento do forno para os Modelos de Otimização.

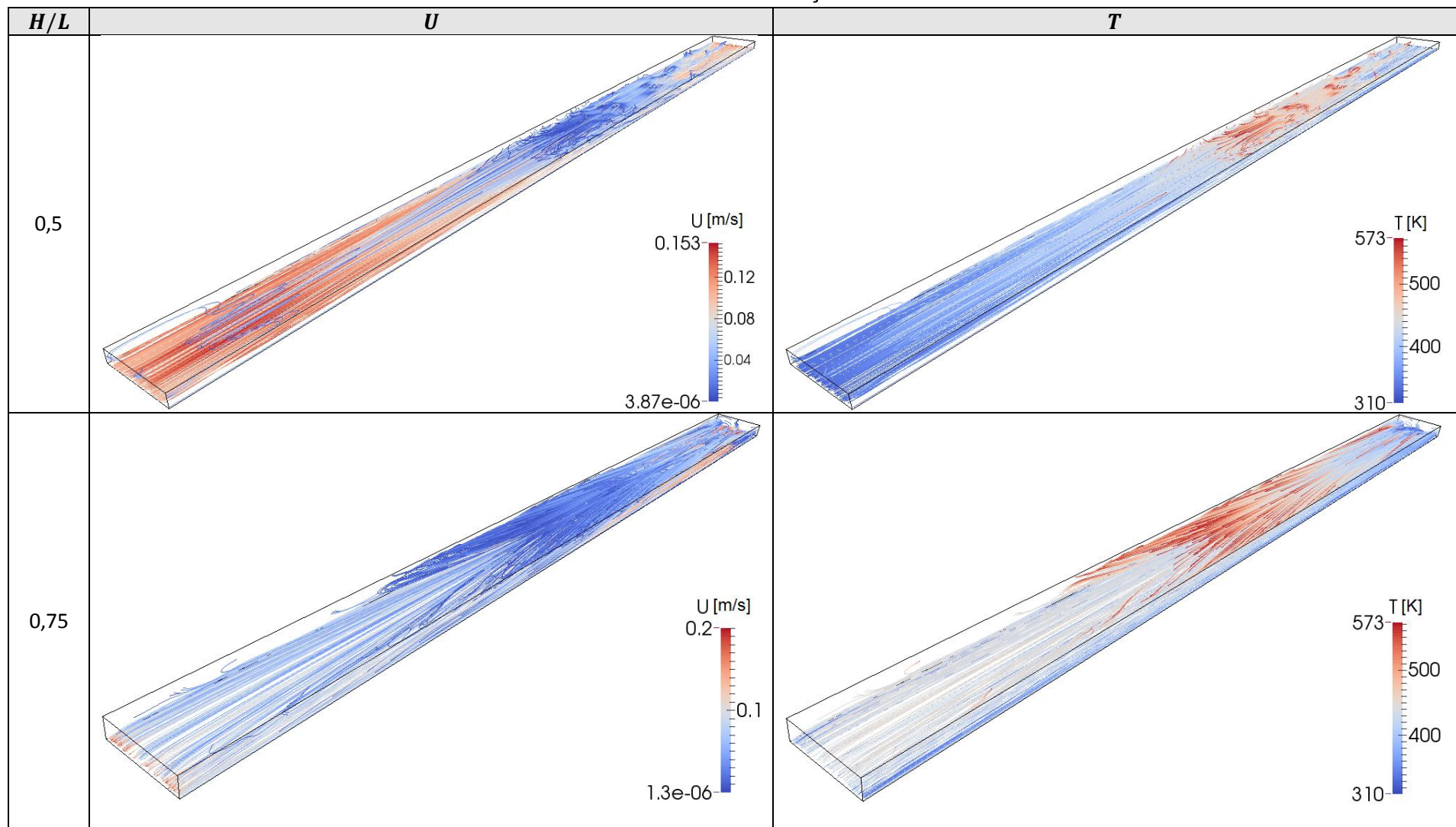


Figura 5.51 (cont.) – Linhas de Corrente a partir das velocidades e temperaturas em vistas isométricas ao longo do comprimento do forno para os Modelos de Otimização.

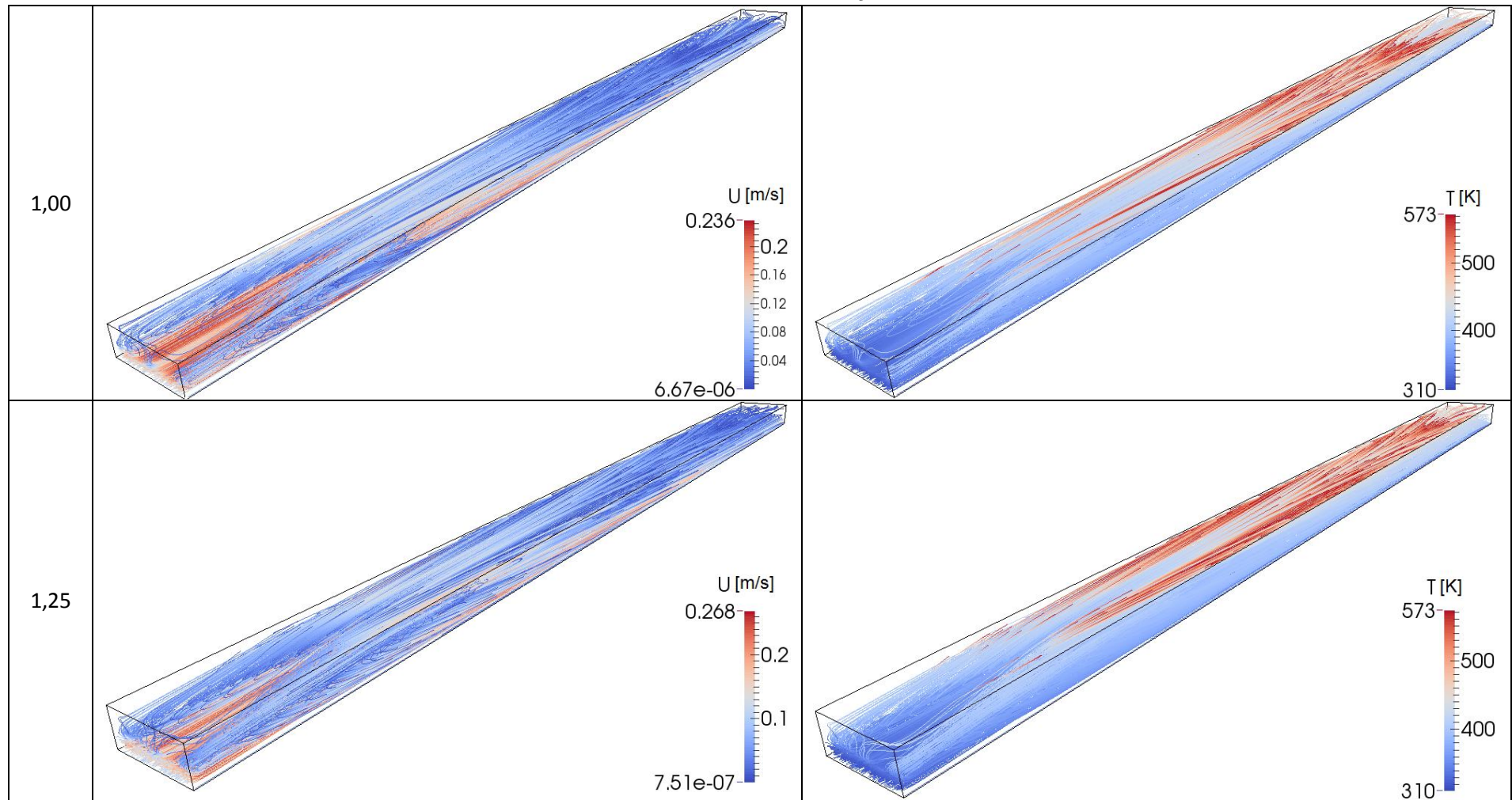
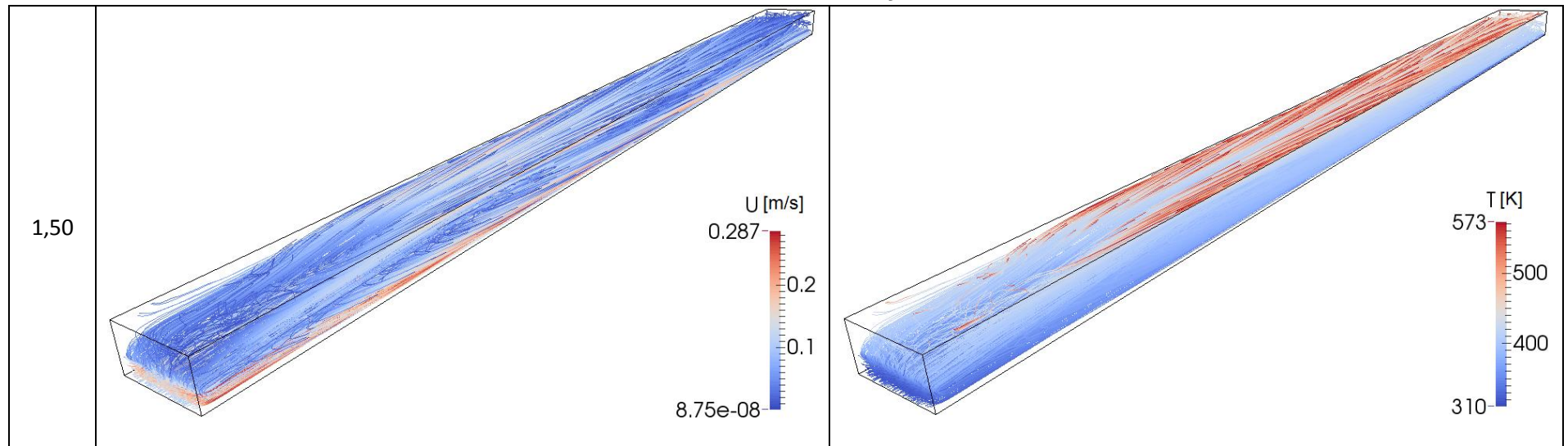


Figura 5.51 (cont.) – Linhas de Corrente a partir das velocidades e temperaturas em vistas isométricas ao longo do comprimento do forno para os Modelos de Otimização.



6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Como os capítulos anteriores mostraram, o presente trabalho utilizou o software livre e de código aberto OpenFOAM® para o desenvolvimento de diversos modelos físicos tridimensionais. Foram modelados fornos alimentícios contínuos do tipo túnel com três variações de modelos físicos – de teste, de análise paramétrica e de otimização.

Os referidos modelos objetivavam estudar os efeitos das condições iniciais e de contorno, forças de campo (usando a Aproximação de Boussinesq), transferência de calor por radiação (usando fvDOM ou *viewFactor*), algoritmos de acoplamento pressão-velocidade (PIMPLE ou SIMPLE) e modelagem RANS da turbulência (modelo $\kappa - \varepsilon$). Foram utilizados como parâmetros as condições do escoamento no interior do forno e os fluxos de calor na superfície da esteira. Posteriormente à análise dos efeitos definiu-se o modelo mais adequado para aplicação nas simulações finais, utilizado para a otimização da geometria construtiva do forno.

Foram realizados testes de independência e consistência de malha e concluiu-se que a utilização de malhas hexaédricas com elementos cúbicos de 0,05 m mostraram-se mais adequadas para as simulações executadas. Destacando-se os fatores de seleção, padronização do tamanho dos elementos escolhidos para todos os modelos utilizados e limitação quanto a maior potência computacional exigida.

A inclusão das forças de campo através do modelo de Boussinesq induziu a formação de uma pluma térmica com maior temperatura e menor velocidade nas regiões superiores do forno, concentrada próxima ao queimador. Também merece destaque a estratificação térmica que gradualmente vai se consolidando e ocasionando regiões de estagnação no interior do forno. A inclusão do termo de força de campo modificou de forma significativa o perfil de velocidades previamente obtido, indicando a sua relevância para simulações deste tipo.

O algoritmo de acoplamento pressão-velocidade SIMPLE, ao que parece, mostrou-se mais adequado as simulações realizadas, visto que apresentou convergência mais rápida ao regime permanente. Cumpre destacar que o algoritmo PIMPLE mostrou-se relativamente ineficiente as situações-problema estudadas, devido ao maior detalhamento e manutenção das condições transientes; que na condição de convergência oscilante acaba por não atingir o regime permanente.

A modelagem da transferência de calor por radiação foi realizado por meio dos modelos fvDOM e *viewFactor*. Uma comparação dos resultados numéricos e analíticos para um caso simples, permitiu a validação de ambos os modelos baseada na excelente concordância dos resultados de cada caso.

A condição de contorno de temperatura fixa e igual a $336,65\text{ K}$ foi utilizada na avaliação das trocas de calor por radiação sobre a superfície da esteira. Essa condição utilizada poderia ser diferente caso fosse utilizado um modelo de uma superfície sólida em aquecimento. O acoplamento da convecção e radiação nas paredes reirradiantes também poderia melhorar a qualidade do modelo, mas as mesmas foram consideradas apenas adiabáticas. Embora o software apresente algumas possibilidades de acoplamento, a alta intensidade das trocas por radiação em relação às de convecção causava uma divergência da solução, mesmo utilizando a função pré-implementada.

O modelo de radiação *viewFactor* foi selecionado para aplicação no modelo final devido a sua maior simplicidade e maior velocidade de convergência. Apesar das vantagens, são esperados maiores erros em geometrias complexas utilizando este modelo em função do processo amostral para o cálculo dos fatores de forma.

O cálculo do Número de Richardson para o escoamento no Modelo 11 corroborou o regime de convecção forçada, cuja ordem de grandeza mostrou-se de uma ordem inferior à por radiação. Desta forma, parece impossível a modelagem de fornos com resultados físicos consistentes, sem a utilização de um modelo adequado para a avaliação da radiação.

Em função da discrepância entre as intensidades de troca de calor por radiação e convecção, torna-se difícil a avaliação correta desta última. Isto se deve ao fato que pequenas oscilações de temperaturas e velocidades afetam significativamente o comportamento da transferência de calor por convecção e induzem oscilações significativas no seu comportamento.

O cálculo do Número de Rayleigh para o escoamento no Modelo 11 confirmou a necessidade da modelagem da turbulência. Que ocorreu através do método RANS com o modelo de fechamento $\kappa - \varepsilon$. Da análise dos efeitos da inclusão da modelagem da turbulência destaca-se a pouca influência sobre as trocas de calor por radiação e líquida sobre a esteira. Apesar disto, verificou-se neste caso, uma estabilização efetiva dos resultados que eliminou as flutuações transientes que vinham ocorrendo no modelo transiente laminar.

Finalmente pela análise dos modelos de otimização concluiu-se que o forno com menor razão de aspecto geométrico mostra-se mais eficiente em relação às transferências de calor por radiação sobre a esteira. Destacando-se um ganho de 15,14% em relação a geometria padrão do Modelo 12. Apesar disto, cabe ressaltar que a utilização de um forno de menor altura implica também em perda da versatilidade, impossibilitando a sua aplicação para produtos com maiores dimensões.

Após a conclusão deste trabalho, algumas questões ainda não puderam ser solucionadas e diversas possibilidades a serem desenvolvidas podem ser apresentadas. Dessa forma maiores estudos, investigações, testes e ensaios são estimulados em trabalhos futuros, destacando-se:

- O acoplamento das condições de contorno dos processos de convecção e radiação utilizando o OpenFOAM[®]. Especialmente quando a ordem de grandeza das trocas por convecção é muito inferior em relação as trocas por radiação.
- Avaliação das semelhanças, diferenças, limitações e aplicações dos modelos de radiação fvDOM e *viewFactor* utilizando o OpenFOAM[®].
- Utilização de outros modelos RANS de turbulência, como o $\kappa - \varepsilon$ RNG, $\kappa - \omega$, $\kappa - \omega$ SST, etc.
- Utilização do método LES para o tratamento da turbulência, através de filtros, deltas ou modelos de fechamento.
- Utilização dos recursos CAD e CAM para construção de modelos físicos mais condizentes a geometria real do forno, permitindo discutir e comparar os resultados alcançados com os modelos simplificados.
- Modelagem do processo de combustão do gás natural e transferências de calor por condução e convecção no interior e através dos tubos queimadores. Esta implementação permite ainda uma avaliação e análise termoeconômica dos possíveis combustíveis a serem utilizados.
- Coleta e utilização de novos dados experimentais – como as curvas de temperaturas no centro da esteira e de parede na região central do forno – para validação dos modelos físicos construídos.
- Avaliar novas propostas de otimização da geometria do forno, destacando-se alterações na largura do forno e na posição e velocidade da esteira.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMELOTI, G. B; CARVALHO, S. R. *Simulação Numérica do processo de aquecimento e dinâmica dos gases no interior de um forno industrial*. Horizonte Científico (Uberlândia), v. 6, p. 01-32, 2012.

ANISHAPARVIN, A., CHHANWAL, N., et. al. *An Investigation of Bread-Baking Process in a Pilot-Scale Electrical Heating Oven Using Computational Fluid Dynamics*. Journal of Food Science, v. 75, n. 9, p. 605-611, 2010.

BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL 2015: Ano base 2014 / Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro : EPE, 2015.

BIRD, R. B. et al. *Transport Phenomena*. 2ª edição, 2004, EUA.

BOUSSINESQ, J., *Theorie de lécoulement tourbillonnant et tumultueux des liquids dans les lits rectilignes a grande section*, 2 vols., Fautiers-Villars, Paris, 1877.

CASTELLI, F. A. *Mecânica dos fluidos computacional integrada com modelo térmico do corpo humano para análise de ambientes térmicos*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo – USP, São Paulo, 2012.

CHHANWAL, N., ANISHAPARVIN, A., INDRANI, D., RAGHAVARAO, K., ANANDHARAMAKRISHNAN, C. *Computational fluid dynamics (CFD) modeling of an electrical heating oven for bread-baking process*. Journal of Food Engineering, v. 100, n. 3, p. 452-460, 2010.

COURANT, R., FRIEDRICHS, K., LEWY, H. *On the partial difference equations of mathematical physics* IBM Journal of Research and Development V. 11 (2), p. 215-234, 1967.

FELLOWS, P. J. *Tecnologia do Processamento de Alimentos: Princípio e Prática*. Porto Alegre: Artmed, 2ª edição, 2006.

FERZIGER, J. H., PERIC, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 1996.

FRANÇA. G. A. C. *Análise teórica e experimental do resfriamento de carvão vegetal em forno retangular*. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2002.

GASPAR, P. D.; PITARMA, R. A. *Esquemas de Discretização em Escoamentos com Regime de Convecção Mista: Estudo de Caso*. 3ªs Jornadas Politécnicas de Engenharia Mecânica, Automóvel, Organização e Gestão Industrial, Energia e

Ambiente. Instituto Superior de Engenharia de Coimbra – Instituto Politécnico de Coimbra, Coimbra, 2003.

HARLOW, F. H., SCANNAPIECO, E. *Introduction of Finite-Difference Methods of Numerical Fluid Dynamics*. Los Alamos National Laboratory, Report LA-12984, Los Alamos, 1995.

HASTINGS, C. *Approximations for Digital Computers*. Princeton University Press: Princeton - NJ, 1985.

HUTTON, D. V. *Fundamentals of Finite Element Analysis*. New York: McGraw-Hill, 2004.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. et. al. *Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa*, Rio de Janeiro: Editora LTC, 6ª Edição, 2008.

JAHN, T. G. *Levantamento de Dados Experimentais e Simulação Térmica de um Forno a Rolos a Gás Natural*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

KLOTZ, E. *O desenvolvimento do Brasil começa na Indústria da Alimentação*. Associação Brasileira das Indústrias de Alimentação [Internet]. [Acesso em 03/08/2015]. Disponível em: http://www.abia.org.br/vs/vs_conteudo.aspx?id=29

KOLMOGOROV, A. N. *Equations of turbulent motion in an incompressible fluid*. Izv. Akad. Nauk., P. 56-58, 1942.

LYSENKO, D. A., ERTESVAG, I. S., RIAN, K. E. *Modeling of turbulent separated flows using OpenFOAM*. Computer & Fluids, v. 80, p. 408-422, 2013.

MATZ, S. A. *Bakery Technology and Engineering*. Texas: Pan-Tech International Inc., 3ª Edição, 1992.

MATZ, S. A. *Bakery Technology and Engineering*. Texas: Pan-Tech International Inc., 1ª Edição, 1960.

MALISKA, C. R. *Transferência de calor e mecânica de fluidos computacional*. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MEDEIROS, C. A., RESENDE, M. E. A. *Alcatrão vegetal: perspectivas de produção e utilização*. Revista da Fundação João Pinheiro, Belo Horizonte, v. 13, n. 9 – 12, p. 42 – 4, 1983.

MITRE, J. F., Notas em CFD [Internet]. Agosto de 2011. [Acesso em 28/11/2014]. Disponível em: <http://www.notasemcfd.com/2011/08/simplefoam-estudando-o-fvschemes.html>

MITRE, J. F., Notas em CFD [Internet]. Fevereiro de 2008. [Acesso em 12/12/2014]. Disponível em: <http://www.notasemcfd.com/2008/02/uma-viso-geral-do-pacote-cfd-openfoam.html>

MITRE, J. F., Notas em CFD [Internet]. Março de 2008. [Acesso em 12/12/2014]. Disponível em: <http://www.notasemcfd.com/2008/03/linguagem-de-programao-no-openfoam-i.html>

MITRE, J. F., Notas em CFD [Internet]. Março de 2008. [Acesso em 12/12/2014]. Disponível em: <http://www.notasemcfd.com/2008/03/linguagem-de-programao-no-openfoam-iii.html>

MITRE, J. F., Notas em CFD [Internet]. Março de 2008. [Acesso em 18/12/2014]. Disponível em: <http://www.notasemcfd.com/2011/05/simplefoam-estudando-o-controldict.html>

MIRANDA, L. L.; ZIVIANI, M. FULLIN JÚNIOR. B. *Modelagem matemática do processo do forno de reaquecimento WB2 da LTQ da Acesita*. Tecnologia em Metalurgia e Materiais, São Paulo, v. 3. n. 2, p. 34 – 38, 2006.

MODEST, M. F. *Radiative Heat Transfer*. 2ª ed., 2003.

MONDAL, A., DATTA, A. K., *Two-dimensional CFD modeling and simulation of crustless bread baking process*. Journal of Food Engineering, v. 99, n. 2, p. 166-174, 2010.

MOREIRA, T. M. *Contribuição para a validação do código numérico OpenFOAM em escoamentos com superfície livre*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Nova Lisboa: Faculdade de Ciências e Tecnologia, 2012.

NAVIER, C. L. M. H. *Memoire sur les lois du mouvement des fluides*. Mem. Acad. Sci. Inst., Vol 6, França, 1822, 389-440.

NIECKELE, A. O. Turbulência [Internet]. Departamento de Engenharia Mecânica, PUC – RJ. Março de 2013. [Acesso em 12/07/2015]. Disponível em: http://mecflu2.usuarios.rdc.puc-rio.br/Turbulencia_MEC2355.html

OPENFOAM FOUNDATION, *OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox Programmer's Guide*. OpenFOAM Foundation, Version 2.3.0, 05/02/2014. Disponível

em: <http://foam.sourceforge.net/docs/Guides-a4/ProgrammersGuide.pdf>. Data de Acesso: 30/08/2014.

OPENFOAM FOUNDATION, *OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox User Guide*. OpenFOAM Foundation, Version 2.3.0, 05/02/2014. Disponível em: <http://foam.sourceforge.net/docs/Guides-a4/UserGuide.pdf>. Data de Acesso: 30/08/2014.

PATANKAR, S. V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. New York: Hemisphere, 1980. p. 67-68.

RIBEIRO FONTOURA, D. V. *Desenvolvimento de um modelo tridimensional bifásico para a predição de formação de coque no interior de tubos de fornos de pré-aquecimento de petróleo*. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

RODRIGUEZ, O. M. H. Fundamentos da Turbulência [Internet]. Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica. 2011. [Acesso em 12/07/2015]. Disponível em: http://www2.eesc.usp.br/netef/Oscar/FUNDAMENTOS_DE_TURBULENCIA.pdf

SOUZA, J. F. A., OLIVEIRA, L. R., et. al. *Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem*. Revista Brasileira de Geofísica, ISSN 0102-261X, v. 29(1), p. 21 – 41, 2011.

TANK, A., CHHANWAL, N., et. al. *Computational fluid dynamics modeling of bun baking process under different oven load conditions*. Journal of Food Science and Technology – Mysore, v. 51, n. 9, p. 2030 – 2037, 2014.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica*. 6ª edição, Editora Edgar Blücher, 2003.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics – The finite volume method*. Longman Scientific and Technical: Reino Unido, 2ª edição, 2007.

ANEXOS

A. ASPECTOS E PARÂMETROS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Muito embora os aspectos mais relevantes da metodologia utilizada na construção e solução dos modelos numéricos já estejam discriminados no Capítulo 3, nem todos os detalhes estão presentes. A apresentação do código e a exemplificação de como utilizá-lo mostram-se necessárias.

O código apresentado nessa seção foi utilizado no Modelo 12. Destacando-se por ser o modelo numérico construído mais completo neste trabalho, apresentando formulações para modelagem das forças de campo, trocas radiantes através do modelo *viewFactor* e turbulência com o modelo RANS $\kappa - \varepsilon$.

A Tabela A.1 ilustra a estrutura dos executáveis *Allclean* e *Allrun*. Os quais são utilizados, respectivamente, para automaticamente excluir as soluções e parâmetros calculados ou executar os comandos necessários a simulação.

Tabela A.1 – Executáveis *Allclean* e *Allrun* do Modelo 12.

EXECUTÁVEL <i>Allclean</i>	EXECUTÁVEL <i>Allrun</i>
<pre>#!/bin/sh # Source tutorial clean functions . \$WM_PROJECT_DIR/bin/tools/CleanFunctions rm ./constant/finalAgglom rm ./constant/F rm ./constant/subMap rm ./constant/globalFaceFaces rm ./constant/constructMap rm ./constant/constructMapDim rm ./constant/polyMesh/boundary # Incluídos rm ./0/facesAgglomeration rm ./0/viewFactorField rm ./allVisibleFaces.* cleanCase</pre>	<pre>#!/bin/sh cd \${0%/*} exit 1 # run from this directory # Source tutorial run functions . \$WM_PROJECT_DIR/bin/tools/RunFunctions blockMesh faceAgglomerate -dict constant/viewFactorsDict viewFactorsGen buoyantSimpleFoam</pre>

A.1 Diretório 0

As Tabelas A.2 a A.7 ilustram as condições iniciais e de contorno utilizadas no Modelo 12.

Tabela A.2 – Condições iniciais e de contorno *alphat* e *mut* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>alphat</i>	ARQUIVO <i>mut</i>
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object alphas; } dimensions [1 -1 -1 0 0 0 0]; internalField uniform 0; boundaryField { lateralesquerda { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } lateraldireita { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } entradaaberta { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } entradafechada { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } saidaaberta { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } saidafechada { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object mut; } dimensions [1 -1 -1 0 0 0 0]; internalField uniform 0; boundaryField { lateralesquerda { type mutkWallFunction; value uniform 0; } lateraldireita { type mutkWallFunction; value uniform 0; } entradaaberta { type mutkWallFunction; value uniform 0; } entradafechada { type mutkWallFunction; value uniform 0; } saidaaberta { type mutkWallFunction; value uniform 0; } saidafechada { type mutkWallFunction; value uniform 0; } </pre>

<pre> esteira { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } queimador { type compressible::alphatWallFunction; value uniform 0; } </pre>	<pre> esteira { type mutkWallFunction; value uniform 0; } queimador { type mutkWallFunction; value uniform 0; } </pre>
---	---

Tabela A.3 – Condições iniciais e de contorno k e ϵ do Modelo 12.

ARQUIVO k	ARQUIVO ϵ
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object k; } dimensions [0 2 -2 0 0 0 0]; internalField uniform 0.1; boundaryField { lateralesquerda { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } lateraldireita { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } entradaaberta { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } entradafechada { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object epsilon; } dimensions [0 2 -3 0 0 0 0]; internalField uniform 0.01; boundaryField { lateralesquerda { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } lateraldireita { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } entradaaberta { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } entradafechada { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } </pre>

<pre> } saidaaberta { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } saidafechada { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } esteira { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } queimador { type compressible::kqRWallFunction; value uniform 0.1; } } </pre>	<pre> } saidaaberta { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } saidafechada { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } esteira { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } queimador { type compressible::epsilonWallFunction; value uniform 0.01; } } </pre>
---	---

Tabela A.4 – Condições iniciais e de contorno *G* e *IDefault* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>G</i>	ARQUIVO <i>IDefault</i>
<pre> FoamFile { version 2.0; format binary; class volScalarField; object G; } dimensions [1 0 -3 0 0 0 0]; internalField uniform 0; boundaryField { lateralesquerda { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } } </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object IDefault; } dimensions [1 0 -3 0 0 0 0]; internalField uniform 0; boundaryField { lateralesquerda { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } } </pre>

<pre> lateraldireita { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } entradaaberta { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } entradafechada { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } saidaaberta { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } saidafechada { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } esteira { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; </pre>	<pre> lateraldireita { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } entradaaberta { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } entradafechada { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } saidaaberta { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } saidafechada { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } esteira { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; </pre>
--	--

<pre> } queimador { type MarshakRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } } </pre>	<pre> } queimador { type greyDiffusiveRadiation; T T; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1.0; value uniform 0; } } </pre>
--	--

Tabela A.5 – Condições iniciais e de contorno Q_r e T do Modelo 12.

ARQUIVO Q_r	ARQUIVO T
<pre> FoamFile { version 2.0; format binary; class volScalarField; object Qr; } dimensions [1 0 -3 0 0 0 0]; internalField uniform 0; boundaryField { lateralesquerda { type greyDiffusiveRadiationViewFactor; value uniform 0; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1; Qro uniform 0; } lateraldireita { type greyDiffusiveRadiationViewFactor; value uniform 0; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1; Qro uniform 0; } entradaaberta { type zeroGradient; } entradafechada </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object T; } dimensions [0 0 0 1 0 0 0]; internalField uniform 300; boundaryField { lateralesquerda { type zeroGradient; } lateraldireita { type zeroGradient; } entradaaberta { type fixedValue; value uniform 310.15; } entradafechada { type fixedValue; value uniform 310.15; } saidaaberta { </pre>

<pre> { type greyDiffusiveRadiationViewFactor; value uniform 0; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1; Qro uniform 0; } saidaaberta { type zeroGradient; } saidafechada { type greyDiffusiveRadiationViewFactor; value uniform 0; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1; Qro uniform 0; } esteira { type greyDiffusiveRadiationViewFactor; value uniform 0; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1; Qro uniform 0; } queimador { type greyDiffusiveRadiationViewFactor; value uniform 0; emissivityMode lookup; emissivity uniform 1; Qro uniform 0; } </pre>	<pre> type zeroGradient; } saidafechada { type zeroGradient; } esteira { type fixedValue; value uniform 336.65; } queimador { type fixedValue; value uniform 573.15; } </pre>
---	--

Tabela A.6 – Condições iniciais e de contorno p e p_rgh do Modelo 12.

ARQUIVO p	ARQUIVO p_rgh
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object p; } </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; object p_rgh; } </pre>

<pre> dimensions [1 -1 -2 0 0 0 0]; internalField uniform 100000; boundaryField { lateralesquerda { type calculated; value uniform 100000; } lateraldireita { type calculated; value uniform 100000; } entradaaberta { type calculated; value uniform 100000; } entradafechada { type calculated; value uniform 100000; } saidaaberta { type calculated; value uniform 100000; } saidafechada { type calculated; value uniform 100000; } esteira { type calculated; value uniform 100000; } queimador { type calculated; value uniform 100000; } </pre>	<pre> dimensions [1 -1 -2 0 0 0 0]; internalField uniform 100000; boundaryField { lateralesquerda { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } lateraldireita { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } entradaaberta { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } entradafechada { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } saidaaberta { type fixedValue; value uniform 100000; } saidafechada { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } esteira { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } </pre>
--	--

<pre> } } </pre>	<pre> } queimador { type fixedFluxPressure; gradient uniform 0; value uniform 100000; } } </pre>
------------------	---

Tabela A.7 – Condições iniciais e de contorno U do Modelo 12.

ARQUIVO U	
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class volVectorField; object U; } dimensions [0 1 -1 0 0 0 0]; internalField uniform (0 0 0.1); boundaryField { lateralesquerda { type fixedValue; value uniform (0 0 0); } lateraldireita { type fixedValue; value uniform (0 0 0); } entradaaberta { type fixedValue; value uniform (0 0 0.1); } } </pre>	<pre> entradafechada { type fixedValue; value uniform (0 0 0); } saidaaberta { type inletOutlet; inletValue uniform (0 0 0); value uniform (0 0 0.1); } saidafechada { type fixedValue; value uniform (0 0 0); } esteira { type fixedValue; value uniform (0 0 0.1); } queimador { type fixedValue; value uniform (0 0 0); } } </pre>

A.2 Diretório *constant*

As Tabelas A.8 a A.10 ilustram as propriedades e modelos físicos utilizados no Modelo 12.

Tabela A.8 – Propriedades e Modelos Físicos *g*, *RASProperties* e *turbulenceProperties* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>g</i>	ARQUIVO <i>RASProperties</i>	ARQUIVO <i>turbulenceProperties</i>
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class uniformDimensionedVectorField; object g; } dimensions [0 1 -2 0 0 0]; value (0 -9.81 0); </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object RASProperties; } RASModel kEpsilon; turbulence on; printCoeffs on; </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object turbulenceProperties; } simulationType RASModel; </pre>

Tabela A.9 – Propriedades e Modelos Físicos *radiationProperties* e *thermophysicalProperties* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>radiationProperties</i>	ARQUIVO <i>thermophysicalProperties</i>
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object radiationProperties; } radiation on; radiationModel viewFactor; viewFactorCoeffs { smoothing true; constantEmissivity true; } solverFreq 3; absorptionEmissionModel constantAbsorptionEmission; constantAbsorptionEmissionCoeffs { absorptivity absorptivity [0 -1 0 0 0 0] 1; emissivity emissivity [0 -1 0 0 0 0] 1; E E [1 -1 -3 0 0 0] 0; } </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object thermophysicalProperties; } thermoType { type heRhoThermo; mixture pureMixture; transport const; thermo hConst; equationOfState perfectGas; specie specie; energy sensibleEnthalpy; } pRef 100000; mixture { specie { nMoles 1; molWeight 28.9; } thermodynamics </pre>

scatterModel none;	{
sootModel none;	Cp 1021;
	Hf 0;
	}
	transport
	{
	mu 0.00002507;
	Pr 0.686;
	}
	}

Tabela A.10 – Propriedades e Modelos Físicos *transportProperties* e *viewFactorsDict* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>transportProperties</i>	ARQUIVO <i>viewFactorsDict</i>
FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object transportProperties; } transportModel Newtonian; // Laminar viscosity nu nu [0 2 -1 0 0 0 0] 0.00003239; DT DT [0 2 -1 0 0 0 0] 0.0000472; rhoRef rhoRef [1 -3 0 0 0 0 0] 0.774; CpRef CpRef [0 2 -2 -1 0 0 0] 1021; // Thermal expansion coefficient beta beta [0 0 0 -1 0 0 0] 0.002264; // Reference temperature (Tmed=441,65 K) TRef TRef [0 0 0 1 0 0 0] 450; // Laminar Prandtl number Pr Pr [0 0 0 0 0 0 0] 0.686; // Turbulent Prandtl number Prt Prt [0 0 0 0 0 0 0] 0.7;	FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object viewFactorsDict; } writeViewFactorMatrix true; writeFacesAgglomeration true; debug 1; dumpRays true; lateralesquerda { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } lateraldireita { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } entradaaberta { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } entradafechada { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } saidaaberta

	<pre> { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } saidafechada { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } esteira { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } queimador { nFacesInCoarsestLevel 40; featureAngle 10; } </pre>
--	--

A.3 Subdiretório *polymesh*

A Tabela A.11 apresenta a descrição completa da geometria e malha utilizadas no Modelo 12.

Tabela A.11 – Definição da Geometria e Malha do Modelo 12.

ARQUIVO <i>blockMeshDict</i>	
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object blockMeshDict; } convertToMeters 0.01; vertices ((0 0 0) //Pt 0 (150 0 0) //Pt 1 (150 18 0) //Pt 2 (0 18 0) //Pt 3 (0 0 2360) //Pt 4 (150 0 2360) //Pt 5 (150 18 2360) //Pt 6 (0 18 2360) //Pt 7 </pre>	<pre> saidaaberta { type wall; faces ((4 7 6 5)); } saidafechada { type wall; faces ((7 11 10 6)); } lateralesquerda { type wall; </pre>

<pre> (150 50 0) //Pt 8 (0 50 0) //Pt 9 (150 50 2360) //Pt 10 (0 50 2360) //Pt 11); blocks (hex (0 1 2 3 4 5 6 7) (30 4 472) simpleGrading (1 1 1) hex (3 2 8 9 7 6 10 11) (30 6 472) simpleGrading (1 1 1)); edges (); boundary (entradaaberta { type wall; faces ((0 1 2 3)); } entradafechada { type wall; faces ((3 2 8 9)); } } </pre>	<pre> faces ((0 3 7 4) (3 9 11 7)); } lateraldireita { type wall; faces ((1 5 6 2) (2 6 10 8)); } queimador { type wall; faces ((9 8 10 11)); } esteira { type wall; faces ((0 4 5 1)); }); </pre>
--	--

A.4 Diretório *system*

As Tabelas A.12 e A.13 apresentam os parâmetros de controle e ajuste do processo de solução utilizado no Modelo 12.

Tabela A.12 – Parâmetros de controle e ajuste de solução *controlDict* e *fvSchemes* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>controlDict</i>	ARQUIVO <i>fvSchemes</i>
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object controlDict; } </pre>	<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object fvSchemes; } </pre>

<pre> application buoyantSimpleFoam; startFrom latestTime; startTime 0; stopAt endTime; endTime 7200; deltaT 1; writeControl timeStep; writeInterval 100; purgeWrite 0; writeFormat ascii; writePrecision 6; writeCompression off; timeFormat general; timePrecision 6; runTimeModifiable true; </pre>	<pre> ddtSchemes { default steadyState; } gradSchemes { default Gauss linear; } divSchemes { default none; div(phi,U) bounded Gauss upwind; div(phi,h) bounded Gauss upwind; div(phi,K) bounded Gauss upwind; div(phi,k) bounded Gauss upwind; div(phi,epsilon) bounded Gauss upwind; div((muEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear; div(Ji,li_h) Gauss linearUpwind grad(U); } laplacianSchemes { default Gauss linear uncorrected; laplacian(gammaRad,G) Gauss linear uncorrected; } interpolationSchemes { default linear; } snGradSchemes { default corrected; } fluxRequired { default no; p_rgh; } </pre>
---	---

Tabela A.13 – Parâmetros de controle e ajuste de solução *fvSolution* do Modelo 12.

ARQUIVO <i>fvSolution</i>	
<pre> FoamFile { version 2.0; format ascii; class dictionary; object fvSolution; </pre>	<pre> SIMPLE { nNonOrthogonalCorrectors 0; pRefCell 0; pRefValue 100000; </pre>

<pre> } solvers { p_rgh { solver GAMG; tolerance 1e-7; relTol 0.01; smoother DICGaussSeidel; cacheAgglomeration true; nCellsInCoarsestLevel 10; agglomerator faceAreaPair; mergeLevels 1; } "(U h e k epsilon R li)" { solver PBiCG; preconditioner DILU; tolerance 1e-6; relTol 0.1; } G { \$p_rgh; tolerance 1e-05; relTol 0.1; } } </pre>	<pre> residualControl { p_rgh 1e-2; U 1e-3; h 1e-2; e 1e-3; G 1e-3; // possibly check turbulence fields "(k epsilon omega)" 1e-3; } relaxationFactors { fields { rho 1.0; p_rgh 0.7; } equations { U 0.3; h 0.7; "(e)" 0.3; "(k epsilon R)" 0.5; "ILambda.*" 0.7; Qr 0.7; } } </pre>
---	--