



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ALVARO HENRIQUES DE OLIVEIRA FILHO

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DOS CAMPOS DE VELOCIDADE E
TEMPERATURA DO AMBIENTE INTERNO DA USINA TERMELÉTRICA
SANTANA - AMAPÁ**

**BELÉM
2008**

Alvaro Henriques de Oliveira Filho

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DOS CAMPOS DE VELOCIDADE E
TEMPERATURA DO AMBIENTE INTERNO DA USINA TERMELÉTRICA
SANTANA - AMAPÁ**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À BANCA EXAMINADORA
APROVADA PELO COLEGIADO DO CURSO DE PÓS-
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA DO
INSTITUTO DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO PARÁ, COMO REQUISITO PARA A
OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA
MECÂNICA NA ÁREA DE TÉRMICA E FLUÍDOS.
Orientador: Mounsif Said, Dr.

Belém
2008

Ficha Catalográfica

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) – Biblioteca de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica/UFPA, Belém, PA.

Oliveira Filho, Alvaro Henriques

Análise computacional dos campos de velocidade e temperatura do ambiente interno da usina termelétrica Santana – Amapá/Alvaro Henriques de Oliveira Filho: Orientador Mounsif Said. – 2008.

Dissertação (mestrado) – Instituto de Tecnologia, Universidade Federal do Pará, Belém, 2008.

1. MECÂNICA DOS FLUÍDOS – Dinâmica. 2. DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAL (CFD). 3. PROGRAMA COMPUTACIONAL (Fluent–Airpak). I. Said, Mounsif, orientador. II. Título

CDD 1ª. ed. 532.05

Álvaro Henriques de Oliveira Filho

Análise computacional dos campos de velocidade e temperatura do ambiente interno da usina termelétrica Santana-Amapá.

Dissertação apresentada para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, do Instituto de Tecnologia, da Universidade Federal do Pará. Área de concentração em Térmicas e Fluidos.

Data de aprovação: 07 de agosto 2008.

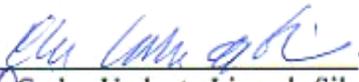
Banca examinadora:



_____- Orientador
Prof. Dr. Mounsf Said, ITEC-PPGEM-UFPA.



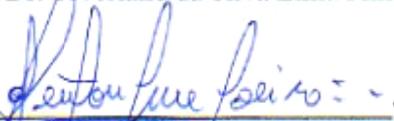
_____- Membro Externo
Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury, UFMG.



_____-Membro Convidado
Prof. Dr. Carlos Umberto Lima da Silva, ITEC-PPGEM-UFPA.



_____-Membro Convidado
Prof. Dr. Severiano da Silva Lima Filho, ITEC-PPGEM-UFPA.



_____-Membro Interno
Prof. Dr. Newton Sure Soeiro, ITEC-PPGEM-UFPA.

***Dedico esta dissertação a meus pais,
Alvaro e Floracy, pelo amor, carinho,
força e formação que sempre me
dispensaram e a minha mulher e filha,
Marilúcia e Lívia, pela paciência e
compreensão, durante a minha
ausência na execução dessa pesquisa***

AGRADECIMENTOS

Muitas pessoas e instituições foram importantes para a possibilidade de efetivação da presente dissertação de mestrado. Gostaria de registrar nominalmente meus sinceros agradecimentos a todos que contribuíram para o êxito do trabalho.

- A **Deus**, inteligência suprema e causa primária de todas as coisas, em primeiro lugar, por mais essa oportunidade de crescimento ;
- Ao Prof. Dr. **Mounsif Said**, pelo profissionalismo e companheirismo com o qual efetuou a orientação da presente pesquisa;
- As Centrais Elétricas do Norte do Brasil, através de seu gerente, Eng. Mecânico **Paulo Thadeo de Andrada e Silva**, pela possibilidade de desenvolvimento dessa pesquisa.
- Ao corpo docente do **Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica** da Universidade Federal do Pará, especialmente àqueles da área de Térmica e Fluídos, pelo empenho e pelos conhecimentos transmitidos;
- Ao amigo e companheiro de trabalho, Prof. MSc. **Frank Leslie Perez Quintana** por acreditar e pelo seu grande incentivo durante a execução do mestrado;
- Ao **Grupo de Vibrações e Acústica**, através do Prof. Dr. **Newton Sure Soeiro** e do Prof. Dr. **Gustavo da Silva Vieira de Melo**, pela colaboração no uso do espaço e computadores nas simulações realizadas;
- Ao Prof. Dr. **Carlos Umberto da Silva Lima** pela amizade, pela troca de informações e ajuda na tomada de medidas experimentais na Usina de Santana;
- Ao Prof. Dr. **Jorge Emanuel Correa** pela troca de informações e conversas sobre conforto térmico;
- Ao Prof. **Qingyan Chen**, Ph.D. da School of Mechanical Engineering da Purdue University pela colaboração no envio dos artigos e informações;
- Ao Prof. Dr. **José Joaquim Costa** da Universidade de Coimbra pela colaboração no envio dos artigos e informações.
- A Profa. **Jelena Srebric**, Ph.D. do Department of Architectural Engineering da Pennsylvania State University pelo envio das informações e artigos;
- Ao **Centro de Instrução Almirante Braz de Aguiar** no qual exerço magistério e a todo seu corpo docente;

Resumo

A simulação numérica do escoamento de ar em ambientes internos é na atualidade o método mais apropriado para análise de conforto térmico em ambientes internos. O escoamento de ar nesses ambientes configura-se como um escoamento complexo, pois, em regra geral, é uma combinação de escoamentos cisalhantes livres (jatos) e cisalhantes de parede, além disso, esses escoamentos são governados por forças de inércia e forças de empuxo, caracterizando-o como de convecção mista. A combinação desses mecanismos cria um escoamento com características complexas, como zonas de recirculação, vórtices, descolamento e recolamento de camada-limite dentre outras. Portanto, a precisão da solução estará diretamente ligada, principalmente, na habilidade do modelo de turbulência adotado de reproduzir as características turbulentas do escoamento de ar e da transferência térmica. O objetivo principal do presente trabalho foi a simulação computacional do ambiente térmico interno do galpão que abriga os geradores e motores Wärtzlä da Usina Termelétrica Santana no estado do Amapá. A formulação matemática baseada na solução das equações gerais de conservação inclui uma análise dos principais modelos de turbulência aplicados ao escoamento de ar em ambientes internos, assim como os processos de transferência de calor associados. Na modelagem numérica o método de volumes finitos é usado na discretização das equações de conservação, através do código comercial Fluent-Airpak, que foi usado nas simulações computacionais para a análise dos campos de velocidade e temperatura do ar. A utilização correta do programa computacional foi testada e validada para o problema através da simulação precisa de casos retirados da literatura. Os resultados numéricos foram comparados a dados obtidos de medições experimentais realizados no galpão e apresentou boa concordância, considerando a complexidade do problema simulado, o objetivo da simulação em face da diminuição da temperatura no interior do galpão e, também, em função das limitações encontradas quando da tomada das medições experimentais. Além disso, foram feitas simulações de estratégias de melhoria do ambiente térmico da Usina, baseadas na realidade levantada e nos resultados da simulação numérica. Finalmente, foram realizadas simulações do protótipo de solução proposto para a diminuição da temperatura interna do galpão o que possibilitará um aumento, na faixa de 20 a 30%, do tempo de permanência no interior do galpão.

Palavras-Chave: Escoamento em Ambiente Interno, Dinâmica dos Flúidos Computacional, Conforto Térmico, Fluent-Airpak.

Abstract

The numerical simulation of the airflow in internal environments is in the present time the most appropriate method for analysis of thermal comfort indoors. The airflow in these environments is configured as a complex one, therefore, in general, it is a combination of free-shear flow (jet) and of wall-shear flow, moreover, these are governed by inertia and buoyancy forces, characterizing a situation of mixing convection. The combination of these mechanisms creates an airflow with complex characteristics, as recirculation zones, vortices, detachment and re-attachment of boundary layer amongst others. Therefore, the precision of the solution will be directly connected, mainly, with the ability of the adopted turbulence model to reproduce the turbulent characteristics of the airflow and thermal transfers. The main objective of the present work was the computational simulation of the internal thermal environment of the enclosure which shelters the generators and the Wärtzila engines of the thermo-electric power plant of Santana in the state of Amapá (Brazil). The mathematical formulation based on the solution of the general equations of conservation includes an analysis of the principal models of turbulence applied to the airflow inside the enclosure, as well as the heat transfer processes associated. The finite-volume numerical method is used in the discretization of the conservation equations, through the Fluent-Airpak software, for the analysis of the distribution of air velocity and temperature fields. The correct use of the software was tested and validated by successfully simulating problems solved by other authors. The numerical results of the airflow in the enclosure were compared with the experimental data and presented a good agreement, by considering the complexity of the simulated problem and the limitations and difficulties found during measurements. Moreover, simulations are presented of strategies for improvement of the thermal environment, based on the actual reality and on the results of the numerical simulations. Finally, simulations of a prototype solution are presented with the reduction of the internal temperature in the enclosure. This solution allows an increase of the exposure time inside the enclosure, from 20 up to 30%, and improves the thermal comfort of the thermo-electric power plant.

Keyword: Indoor airflow, Computational Fluid Dynamics, Thermal Comfort, Fluent-Airpak.

SUMÁRIO

Pág.

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

SIMBOLOGIA

I - INTRODUÇÃO	01
1.1 – Considerações Preliminares	01
1.2 – A Usina Termelétrica Santana	03
1.3 – Justificativa e Motivação	06
1.4 – Limitações do Trabalho	06
1.5 – Objetivos do trabalho	07
1.5.1 – Objetivo Geral	07
1.5.1 – Objetivos Específicos	07
1.6 – Contribuições	08
1.7 – Estrutura do Trabalho	08
II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
2.1 – Considerações Preliminares	10
2.2 – Modelos de Turbulência e Processos de Transferência Térmica Associados	11
2.3 – Simulação Numérica	15
III – METODOLOGIA	19
3.1 – Considerações Preliminares	19
3.2 – Mapeamento Térmico do Ambiente	19
3.2.1 – Levantamento da Geometria do Galpão	19
3.2.2 – Layout Interno do Galpão	20
3.3 – Identificação das Fontes Térmicas	21
3.3.1 – Medições Efetuadas	23
3.3.2 – Resultados Preliminares	25
i – Liberação de calor por convecção no bloco do motor SAUGD07	25
ii – Liberação de calor por radiação no bloco do motor SAUGD07..	26
iii – Liberação de calor por convecção nos trechos da tubulação de descarga do motor SAUGD07	26
iv – Liberação de calor por radiação nos trechos da tubulação de	

descarga do motor SAUGD07	27
v – Liberação de calor pela ventilação do gerador	28
3.4 – Modelagem Numérica Térmica	28
3.4.1 – O Programa Computacional Utilizado	28
3.4.2 – Modelo Numérico Preliminar	31
3.5 – Ajuste Numérico do Modelo Térmico	32
3.5.1 – Modelo Numérico Ajustado	32
3.5.2 – Medidas Experimentais	33
i – Condições ideais	33
ii – Limitações encontradas	33
iii – Equipamento utilizado.....	34
iv – Esquema de medidas.....	35
3.6 – Simulação Numérica das Alternativas de Melhoria	37
IV – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO DE AR EM AMBIENTES	
INTERNOS	39
4.1 – Equações de Governo no escoamento de Ar em Ambientes Internos	39
4.1.1 – Hipóteses Simplificadoras	41
4.2 – Modelagem da Turbulência	43
4.2.1 – Equações Médias de Reynolds	44
4.2.2 – Modelos de Turbulência Aplicados ao escoamento de Ar em	
Ambientes Internos	46
4.2.3 – Modelos de Viscosidade Turbulenta	47
i – Modelo de Turbulência de Zero Equação	49
ii – Modelo de Turbulência de Zero Equação para Ambientes	
Internos (Zero-Equation Indoor)	51
iii – Modelo k-épsilon Clássico	52
iv – Modelo de Turbulência k-épsilon RNG (Renormalization	
Group)	54
4.3 – Os Processos de Transferência de Calor e o Movimento de Ar em	
Ambientes Internos	55
4.3.1 – Modelagem da Radiação	57
i – Modelo de Radiação Superfície à Superfície	57
ii – Modelo de Radiação de Ordenadas Discretas	58
V – MODELAGEM NUMÉRICA	59

5.1 – Considerações Preliminares	59
5.2 – Modelagem Numérica de Escoamentos em Ambientes Internos	60
5.3 – Equação Geral de Transporte	61
5.4 – Método de Volumes Finitos (MVF)	62
5.4.1 – A Equação Discretizada	66
5.4.2 - Solução do Sistema de Equações Algébricas	67
5.5 – Acoplamento Pressão x Velocidade	67
5.5.1 – Algoritmo SIMPLE	68
VI – VALIDAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL	70
6.1 – Importância da Validação na Simulação Numérica	70
6.2 – Caso 1: Simulação do Escoamento Originado por Dois Jatos Parietais Não Isotérmicos num Domínio Fechado	70
6.2.1 – Descrição do Modelo Físico	71
6.2.2 – Condições de Contorno	72
6.2.3 – Malha Computacional	74
6.2.4 – Procedimento de Solução	74
6.2.5 – Resultados Obtidos	75
6.2.6 – Validação dos Resultados	78
6.3 – Caso 2: Simulação do Escoamento de Ar em uma Cavidade Tridimensional Originado por Jato Parietal num Domínio Fechado	80
6.3.1 – Descrição do Modelo Físico	80
6.3.2 – Condições de Contorno	80
6.3.3 – Malha Computacional	82
6.3.4 – Procedimento de Solução	82
6.3.5 – Resultados Obtidos	83
6.3.6 – Validação dos Resultados	85
6.4 – Caso 3: Simulação do Escoamento de Ar em uma Sala Tridimensional com Sistema de Ventilação por Mistura	86
6.4.1 – Descrição do Modelo Físico	87
6.4.2 – Condições de Contorno	87
6.4.3 – Procedimentos da Solução	88
6.4.4 – Resultados Obtidos	90
6.4.5 – Validação dos Resultados	92

VII – RESULTADOS E DISCUSSÕES	95
7.1 – O Modelo Simulado	97
7.2 – Resultados Obtidos	98
7.2.1 – Validação dos Resultados Obtidos	102
7.3 – Simulação de Estratégias de Melhoria do Ambiente Térmico da Usina	112
7.3.1 – Simulação da Influência da Vazão do Ar na Saída dos Ventiladores com a Incidência Nula	112
7.3.2 – Simulação do Efeito da Incidência do Ar na Saída dos Ventiladores	116
7.3.3 – Simulação da Alternativa de Divisão de Fluxo do Ar na Saída dos Ventiladores	119
7.3.4 – Simulação do Protótipo de Solução	121
VIII – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	123
8.1 – Conclusões	123
8.2 – Recomendações para Trabalhos Futuros	124
IX – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	125
ANEXO A	A1
ANEXO B	B1
ANEXO C	C1

LISTA DE TABELAS

	Pag.
Capítulo III	
Tabela 3.1 - Temperaturas superficiais (°C)	23
Tabela 3.2 - Temperaturas superficiais (°C)	24
Tabela 3.3 - Temperaturas superficiais (°C)	24
Tabela 3.4 - Temperaturas superficiais (°C)	24
Tabela 3.5 - Temperaturas superficiais (°C)	25
Tabela 3.6 – A variação de vazão	37
Tabela 3.7 – Variação do ângulo de incidência	38
Capítulo IV	
Tabela 4.1 – Valores de Γ_ϕ e S_ϕ na equação geral de transporte	43
Capítulo V	
Tabela 5.1 – Valores de Γ_ϕ e S_ϕ na equação geral de transporte	62
Capítulo VI	
Tabela 6.1 – Condições de contorno adotada no problema	71
Tabela 6.2 – Parâmetros característicos do escoamento	71
Tabela 6.3 – Condições de contorno na entrada dos jatos	73
Tabela 6.4 – Propriedades físicas do fluido	73
Tabela 6.5 – Fatores de sub-relaxação	75
Tabela 6.6 – Condições iniciais	75
Tabela 6.7 – Propriedades físicas do fluido	81
Tabela 6.8 – Configuração inicial adotada na simulação	83
Tabela 6.9 – Fatores de sub-relaxação	83
Tabela 6.10 – Dimensões e localizações dos itens internos a sala	88
Tabela 6.11 – Parâmetros básicos adotados na simulação	89
Tabela 6.12 – Parâmetros utilizados na configuração do Fluent	90
Tabela 6.10 – Posições de medições no plano horizontal	92
Capítulo VII	
Tabela 7.1 – Parâmetros básicos adotados na simulação	97
Tabela 7.2 – Parâmetros utilizados na configuração do Fluent	97

Tabela 7.3 – Posições de medições no plano horizontal	103
Tabela 7.4 – Alturas de medição no eixo z	103
Tabela 7.5 – Dimensionamento dos planos de corte	111
Tabela 7.6 – Resultado das simulações	112
Tabela 7.7 – Resultados das simulações	114
Tabela 7.8 – Resultados das simulações em x variando de 0 a 28 e y de 20,3 a 22,5	121

LISTA DE FIGURAS

	Pag.
Capítulo I	
Figura 1.1 – A Usina Termelétrica Santana	03
Figura 1.2 – Ventiladores de Insuflação	04
Figura 1.3 – Ventiladores de Insuflação (Área de Utilidades)	05
Figura 1.4 – Exaustores Eólicos	05
Capítulo III	
Figura 3.1 – As Dimensões do Galpão dos Motores	20
Figura 3.2 – A Vista Frontal do Galpão e suas Dimensões	20
Figura 3.3 – O Layout das Unidades Geradoras no Galpão	21
Figura 3.4 – Captação e Descarga de Ar do Gerador	22
Figura 3.5 – Trecho da tubulação de descarga da SAUGD 07	27
Figura 3.6 – O Gerador e a Captação e Descarga do Ar	28
Figura 3.7 – A Estrutura de Funcionamento do Airpak	29
Figura 3.8 – A Janela Principal do Programa Computacional Airpak	30
Figura 3.9 – O modelo preliminar do galpão	31
Figura 3.10 – Outra Vista do Modelo Preliminar do Galpão	32
Figura 3.11 – O Modelo Ajustado do Galpão	32
Figura 3.12 – O Datalogger DO2003	34
Figura 3.13 – As Sondas Utilizadas no DO2003	35
Figura 3.14 – Vista Superior do Plano de Medições	36
Figura 3.15 – A Elevação das Medidas Realizadas	36
Capítulo IV	
Figura 4.1 – Média Temporal	44
Figura 4.2 – Formulação do Modelo Zero Equação	50
Figura 4.3 – Transferência de Calor por Radiação	57
Capítulo V	
Figura 5.1 – Características Típicas do Escoamento em Ambientes Internos	60
Figura 5.2 - Disposição dos Volumes de Controle no Domínio de Cálculo	63
Figura 5.3 – Algoritmo SIMPLE	69

Capítulo VI

Figura 6.1 – O Modelo Geométrico e as Condições de Contorno	72
Figura 6.2 – Malha Computacional Utilizada na Simulação	74
Figura 6.3 – O Gráfico da Convergência	76
Figura 6.4 – O Campo dos Vetores Velocidade	77
Figura 6.5 - O Campo de Velocidade	77
Figura 6.6 – O Campo de Temperatura	78
Figura 6.7 – Comparação dos Campos de Velocidade	79
Figura 6.8 – Comparação dos Campos de Temperatura	79
Figura 6.9 – Geometria e Condições de Contorno do Modelo	81
Figura 6.10 – A Malha Gerada pelo Airpak	82
Figura 6.11 – O Campo dos Vetores Velocidade	84
Figura 6.12 – As Distribuições de Velocidade	84
Figura 6.13 – As Distribuições de Temperatura	85
Figura 6.14 – Comparação dos Campos de Velocidade	85
Figura 6.15 – Comparação dos Campos de Temperatura	86
Figura 6.16 – A Geometria da Sala	87
Figura 6.17 – A Malha Computacional no Ponto $z/2 = 1,825$	89
Figura 6.18 – O Campo da Temperatura na Seção Central da Sala	90
Figura 6.19 – O Campo dos Vetores Velocidades	91
Figura 6.20 – O Campo de Velocidade do Ar	91
Figura 6.21 – As Cinco Posições onde foram Tomadas as Medidas	92
Figura 6.22 – Comparação entre os Campos de Temperatura dos Resultados Simulados e Medidos.....	93
Figura 6.23 – Comparação dos Campos de Velocidade nas Cinco Posições entre Dados Medidos e Simulados.....	94

Capítulo VII

Figura 7.1 – O Modelo Numérico Simulado	95
Figura 7.2 - Malha Computacional do Galpão em $y/2 = 21,275m$	96
Figura 7.3 – Campo de Temperatura na Direção $y = 16m$	98
Figura 7.4 – Campo de Temperatura na Direção $y = 38m$	99
Figura 7.5 – Campo de Temperatura em $x = 5m$	99
Figura 7.6 – Campo de Temperatura em $x = 12m$	99
Figura 7.7 – Campo de Temperatura em $x = 22m$	100

Figura 7.8 – Campo de Temperatura em $x = 28m$	100
Figura 7.9 – A Distribuição dos Vetores Velocidades em $y = 16m$	100
Figura 7.10 – O Campo do Escoamento de Ar em $y = 16m$	101
Figura 7.11 – O Campo do Escoamento de Ar em $y = 38m$	101
Figura 7.12 – Distribuição de Velocidade em $x = 16m$	101
Figura 7.13 – Distribuição de Velocidade em $x = 20m$	102
Figura 7.14 – Distribuição de Velocidade em $x = 26m$	102
Figura 7.15 – O Primeiro Grupo de Comparações dos Campos Verticais de Temperatura.....	104
Figura 7.16 – O Segundo Grupo de Comparações dos Campos Verticais de Temperatura.....	105
Figura 7.17 – O Primeiro Grupo de Comparações dos Campos Verticais de Velocidade.....	106
Figura 7.18 – O Segundo Grupo de Comparações dos Campos Verticais de Velocidade.....	107
Figura 7.19 – O Primeiro Grupo de Comparações dos Campos Verticais da Umidade Relativa	108
Figura 7.20 – O Segundo Grupo de Comparações dos Campos Verticais da Umidade Relativa.....	109
Figura 7.21 – Os Planos de Corte	111
Figura 7.22 – Comparações entre as Distribuições de Temperatura em $y = 16m$	113
Figura 7.23 – Comparações entre as Distribuições de Temperatura em $y = 16m$	115
Figura 7.24 – Comparações entre as Distribuições de Temperatura em $x = 28m$	116
Figura 7.25 – A Alternativa de Divisão de Fluxo	117
Figura 7.26 – Os Campos de Temperatura	118
Figura 7.27 – Distribuição de Temperatura em $x = 12m$	118
Figura 7.28 – Distribuição de Temperatura em $x = 28m$	119
Figura 7.29 – O Protótipo de Solução	119
Figura 7.30 – O Equipamento de Ar Refrigerado	120
Figura 7.31 – Detalhes do Duto de Ar Refrigerado	120
Figura 7.32 – Campo de Temperatura em $y = 22m$	121
Figura 7.33 – Campo de Temperatura em $x = 22m$	121
Figura 7.34 – Campo de Temperatura em $z = 1m$	122

SIMBOLOGIA

Ar	Número de Arquimedes	
c_p	Calor específico à pressão constante	
Fr	Número de Froude	
g	Aceleração da gravidade	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$
g_i	Componente cartesiana do vetor aceleração da gravidade \vec{g}	
G_k	Geração de energia cinética turbulenta por efeitos de empuxo	
Gr	Número de Grashof	
I	Intensidade de turbulência	
k	Condutividade térmica	$\left[\frac{W}{mK} \right]$
K	Energia cinética turbulenta	$\left[\frac{m^2}{s^2} \right]$
l	Comprimento característico	
$N S E, W$	Pontos nodais adjacentes	
p	Pressão	$[Pa]$
p_{ef}	Pressão efetiva	$[Pa]$
P_{ef}	Pressão média efetiva	$[Pa]$
P	Volume de controle em estudo	
P_k	Taxa de produção de energia cinética turbulenta	
Pr	Número de Prandtl	
Pr_t	Número de Prandtl turbulento	
Ra	Número de Rayleigh	
Re	Número de Reynolds	
Re_h, Re_v	Número de Reynolds do jato horizontal e vertical	
s_{ij}	Tensor de deformação	
t	Tempo	$[s]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
T_0	Temperatura de referência	$[^{\circ}C]$
u_i	Componente cartesiana do vetor velocidade (1,2,3)	

U_i	Componente média cartesiana do vetor velocidade	
u, v, w	Componentes da velocidade	$[m/s]$
V	Velocidade média local	$[m/s]$
∇	Volume da célula	$[m^3]$
x, y	Coordenadas cartesianas	$[m]$

LETRAS GREGAS

α	Difusividade térmica molecular	$[m^2/s]$
α_{ef}	Difusividade térmica efetiva	
β	Coeficiente de expansão térmica	$[1/K]$
δ_{ij}	Delta de Kronecker	
ΔT	Escala característica da variação da temperatura	$[^{\circ}C]$
ΔV	Volume do volume de controle	$[m^3]$
$\Delta\phi$	Variação do valor da variável genérica ϕ	
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	$[m^2/s^3]$
Φ	Função dissipação	$[1/s^2]$
ϕ	Variável genérica	
$\bar{\phi}$	Valor médio da variável genérica	
ϕ'	Valor flutuante ou turbulento da variável genérica	
ϕ_P	Variável genérica no ponto P	
Γ_{ϕ}	Difusividade em relação à variável genérica	
κ	Constante Von Kármán	
μ	Viscosidade cinemática	$[kg/ms]$

ν	Viscosidade cinemática molecular	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
ν_{ef}	Viscosidade cinemática efetiva	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
ν_t	Viscosidade cinemática turbulenta	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	
Θ	Temperatura adimensional	
ρ	Massa específica	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
ρ_0	Massa específica avaliada a uma temperatura de referência	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
ξ	Vorticidade	
ψ	Função corrente	

ABREVIATURAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
CDS	Central Difference Scheme
DES	Detached Eddy Simulation
EVM	Eddy-Viscosity Model
LES	Large Eddy Simulation
MAC	Mark and Cell
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volumes Finitos
QUICK	Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SIMPLEC	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent
TDMA	Tri-Diagonal Matrix Algorithm
UDS	Upwind Differencing Scheme

Capítulo I

INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Preliminares

Ambientes internos tais como, salas residenciais, escritórios, instalações industriais, ambientes hospitalares, cabines de aeronaves e dentre outras, são espaços confinados com funcionalidades específicas, sendo extremamente importante o controle das propriedades do ar distribuído nesses ambientes. Esse controle tem por objetivos: o conforto térmico, a qualidade do ar distribuído, a economia de energia e o projeto de sistemas de climatização com um melhor desempenho.

Na atualidade, é possível observar que o homem passa grande parte do dia no seu local de trabalho, e a permanência em ambientes não climatizados, ou com alguma deficiência de ventilação, pode levar a problemas relacionados à qualidade do ar interno, pois, a exposição de pessoas às condições ambientais adversas, por exemplo, altos níveis de temperaturas durante um tempo excessivo podem levar a estados de estresse, insatisfação, diminuição de produtividade e problemas de saúde mais graves, tudo em decorrência da redução da taxa de ventilação em ambientes internos, o que traz como consequência um aumento de poluentes nesses espaços.

Defini-se conforto térmico como sendo, **“uma condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”** (Fanger, 1970) e sua avaliação é função de seis parâmetros: temperatura de bulbo seco do ar, umidade relativa do ar, velocidade relativa do ar, temperatura média radiante do ambiente, nível de atividade e vestimenta do indivíduo. As atividades metabólicas do corpo humano produzem bastante calor e este deve ser continuamente dissipado e regulado para evitar temperaturas anormais no corpo. Perda de calor insuficiente resulta em aquecimento excessivo do corpo (hipertermia) e perda elevada resulta em resfriamento excessivo (hipotermia). Temperaturas da pele superiores a 45 ou inferiores a 18 graus Celsius causam dores. A temperatura da pele associada ao conforto em atividades sedentárias varia entre 33 e 34 graus Celsius e diminui com o aumento da atividade. Ao contrário, a temperatura interna aumenta com o nível de atividade. A temperatura do centro regulador no cérebro é de 36,8 graus Celsius, aproximadamente, em condição de repouso confortável, aumenta para 37,4 graus Celsius em caminhadas e para 37,9 graus Celsius em corridas. Uma temperatura menor do que 28 graus Celsius podem conduzir a séria arritmia cardíaca seguida de morte e acima de 46 graus Celsius pode causar danos cerebrais irreversíveis. Deste modo, uma regulação cuidadosa da

temperatura corporal está intimamente relacionada com saúde e com a sensação de conforto (ASHRAE, 2001). Portanto, o controle das propriedades do ar distribuído nesses ambientes inclui, entre outros, a velocidade do ar, a temperatura, a umidade relativa, a temperatura das superfícies internas, a intensidade da turbulência do ar, e as concentrações de contaminantes, que podem ser na forma de gases, partículas sólidas e líquidas, transportados por via aérea nesses ambientes.

O controle da distribuição do ar em ambientes internos deve criar e manter um ambiente confortável e saudável requerido por seus ocupantes e/ou por condições térmicas para processos industriais inseridos nesses ambientes.

Assim, cada vez mais as indústrias buscam implantar programas de controle térmico a fim de prevenir o surgimento de problemas de saúde com seus funcionários e também evitar a necessidade de arcar com futuras indenizações, devida ao aumento de poluentes internos e a elevada exposição ao calor. Dessa maneira, tanto a busca por melhorias no desempenho de sistemas térmicos quanto à tentativa de superar os elevados custos sociais envolvidos, têm estimulado pesquisas nessa área.

As condições de conforto térmico de uma edificação podem ser avaliadas de forma experimental com observação *in loco* do ambiente já construído ou através da simulação numérica desses ambientes, por meio de modelos matemáticos das trocas térmicas nos componentes de edificações, considerando-se o perfil de ocupação da edificação, uma vez que este determina, além das principais fontes internas de calor (lâmpadas, ocupantes e equipamentos internos), o tipo de atividade exercida no ambiente construído, uma vez que a taxa de liberação de calor por ocupante varia em função da mesma. A avaliação do conforto térmico através de medições experimentais demanda um alto custo e tempo de execução elevado. Nos últimos anos o aumento da capacidade computacional associado a um aperfeiçoamento das técnicas numéricas tem proporcionado um grande avanço na simulação do escoamento de ar em ambientes internos. A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) ¹ é uma técnica numérica baseada no princípio da conservação, que nos últimos anos tem contribuído para o avanço da simulação do ambiente térmico de ambientes internos. A técnica numérica da CFD proporciona através da simulação um custo operacional inferior ao experimental num tempo de resposta muito mais curto, além disso, ela proporciona a possibilidade de teste de inúmeras configurações de soluções para a avaliação térmica desses ambientes.

Através da simulação desses ambientes é possível a obtenção dos campos de velocidade, temperatura e concentração de contaminantes que serão utilizados na avaliação das condições de conforto e qualidade do ar distribuído nesses ambientes.

¹ Em inglês, Computational Fluid Dynamics (CFD)

Este trabalho utiliza a técnica numérica da CFD para simular o ambiente térmico do galpão que abriga quatro motores-geradores da usina termo-elétrica Santana no estado do Amapá.

1.2 A Usina Termelétrica Santana.

A instalação de geração termelétrica, UTE Santana, está situada em Santana, no estado do Amapá, sendo responsável por parte da geração de energia elétrica para as cidades de Macapá e Santana, ambas no estado do Amapá, Figura (1.1). A usina é administrada pela ELETRONORTE.



Figura 1.1 – A Usina Termelétrica Santana

Uma parte da energia elétrica gerada é disponibilizada por unidades geradoras acionadas por motores diesel identificados como SAUGD-04, SAUGD-05, SAUGD-06 e SAUGD-07, que operam dentro de um galpão com isolamento termo-acústico e ventilação forçada. Os motores diesel são da marca Wärtilä, de procedência finlandesa, modelo 18V46, 18 cilindros em V com turbo-compressores, produzindo até 15 MW à 519 rpm por unidade geradora. Um centro de controle, anexo ao galpão, comanda as partidas e paradas das unidades e sincroniza a geração com as cargas solicitadas pela rede elétrica.

Na Figura (1.1) é mostrada a fachada principal do galpão que abriga os motores, destacando as entradas e saídas da ventilação forçada. Oito ventiladores axiais, com vazão individual de $25 \text{ m}^3/\text{s}$, aspiram o ar externo através de filtros e insuflam esse ar internamente na direção das unidades geradoras e motores. No interior do galpão, (Fig. 1.2), pode ser visto, de uma plataforma entre dois motores e na proximidade dos cabeçotes dos mesmos, duas entradas desses ventiladores que insuflam ar nas proximidades dos geradores. O ar insuflado é utilizado para arrefecer as unidades geradoras, além de provocar a circulação de ar no interior do galpão. As unidades geradoras, juntamente com os motores, têm forte contribuição na elevação da temperatura interna do galpão.

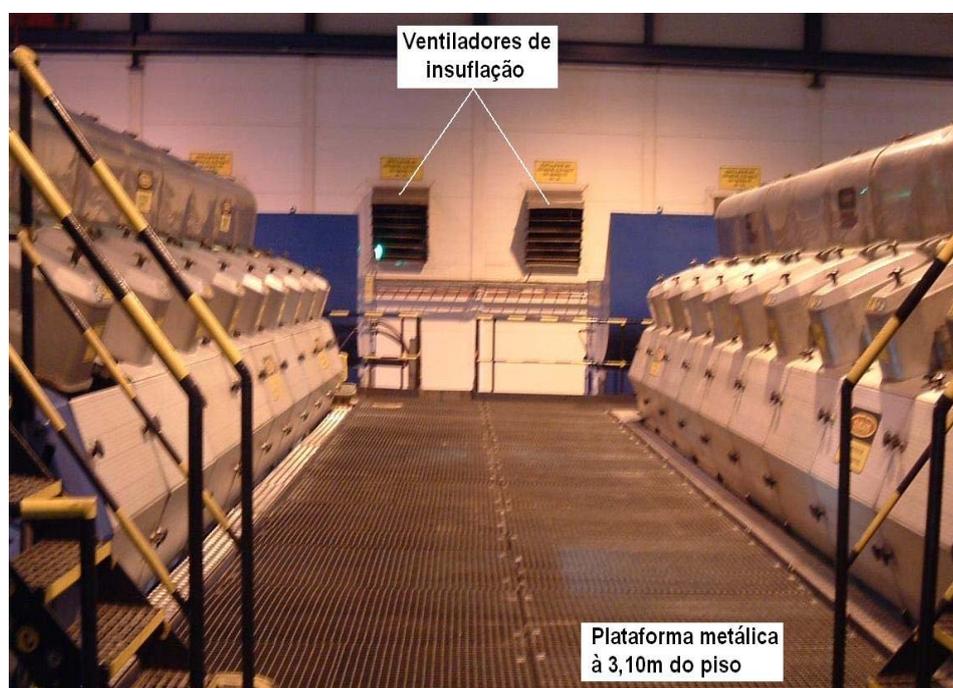


Figura 1.2 – Ventiladores de Insuflação

Os bocais de carga dos ventiladores de insuflação vistos da plataforma metálica entre as unidades geradoras estão a 3,10m de altura em relação ao piso.

Na fachada posterior, doze ventiladores do mesmo tipo e com vazão individual de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ insuflam ar na área de utilidades do galpão, ver Figura (1.3) (a), onde os equipamentos auxiliares dos motores estão instalados.

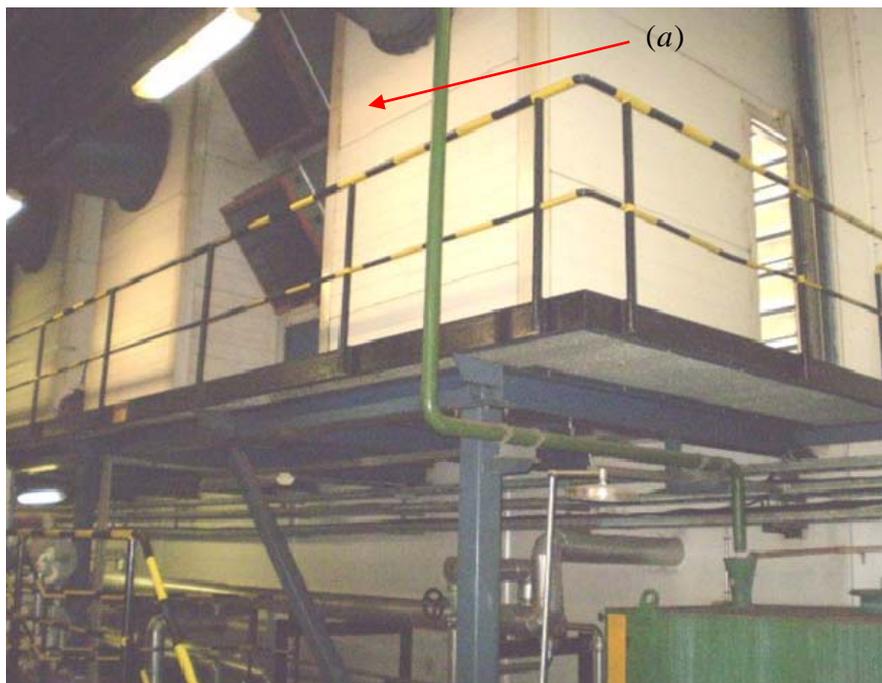


Figura 1.3 – Ventiladores de Insuflação (Área de Utilidades)

O ar é descarregado por um lanternim na parte superior do telhado de duas águas do galpão, ao longo de toda sua extensão e na direção transversal dos motores, além de exaustores eólicos posicionados em intervalos regulares sobre cada um dos telhados. A Figura (1.4) mostra em detalhes os exaustores eólicos montados no telhado do galpão perfazendo um total de 112 exaustores.



Figura 1.4 – Exaustores Eólicos

1.3 Justificativa e Motivação

Este trabalho de pesquisa está vinculado como parte integrante de um projeto maior da Agência Nacional de Energia Elétrica, ANEEL, envolvendo as Centrais Elétricas do Norte do Brasil, Eletronorte e a Universidade Federal do Pará, que propõe uma pesquisa aplicada para o desenvolvimento de metodologia de controle e adequação termoacústica da usina termelétrica Santana no estado do Amapá.

A pesquisa surgiu devido ao ambiente interno do galpão que abriga os motores e geradores apresentar-se com elevados níveis de emissão de calor e pressão sonora, sendo que investigações preliminares indicaram níveis de ruído acima de 110 dB(A) e temperaturas superiores a 40 graus Celsius, contrariando as leis, regulamentações e normas brasileiras vigentes, haja visto que o tempo de permanência, permitido aos colaboradores é de 35 minutos dentro do ambiente interno do galpão, na área das máquinas, e 25 de descanso, fora do ambiente onde estão os motores. Essa investigação preliminar apontou que as condições psicrométricas no interior do galpão apresentam valores elevados para o índice de termômetro de globo com bulbo úmido (IBUTG), os quais segundo a norma NR-15 conduzem a necessidade de um regime de trabalho intermitente e por decorrência uma queda de produtividade dos serviços de manutenção na referida praça de máquinas.

Este trabalho se insere nesse projeto com a finalidade de fazer a simulação do ambiente interno do galpão e de possíveis configurações de soluções, de modo a levantar os campos de temperatura, e velocidade do ar do galpão que abriga os motores, o que possibilitará ao projeto condições de avaliação dos índices de conforto/desconforto térmico no interior do galpão para que possa ser implementada uma metodologia de controle e adequação termo-acústico do galpão.

1.4 Limitações do Trabalho

Como parte do trabalho foi efetuada em ambiente industrial em pleno funcionamento, com os técnicos e operários no desempenho normal de suas atividades, sua operacionalização, no que tange ao levantamento de medições experimentais para validação do modelo numérico, apresentou algumas limitações, tanto no aspecto espacial, quanto no temporal.

Uma grande quantidade de material utilizado na manutenção dos motores e geradores encontra-se na área operacional do galpão, alguns desses materiais estão

armazenados em caixas de grandes dimensões. Esse material, apesar de ser solicitada sua retirada do ambiente a ser avaliado, em termos operacionais não foi possível sua remoção desse ambiente, pois acarretaria grandes esforços e mobilização na retirada do material e após as medições o material deveria ser retornado ao local de origem. Devido à permanência desse material, de grandes dimensões, no ambiente a ser avaliado, zonas de recirculação de ar podem ser criadas no escoamento, interferindo sensivelmente nas medidas realizadas e conseqüentemente alterando os resultados.

Observou-se também que alguns dos ventiladores que insuflam ar nos geradores e conseqüentemente, no ambiente interno do galpão, estavam com problemas técnicos e fora de operação, esse é outro problema que altera sensivelmente o escoamento do ar no interior do galpão, pois altera os processos convectivos de troca de calor, alterando conseqüentemente a temperatura interna.

No aspecto temporal, os quatro motores, por motivos de gasto de combustível e demanda de energia, só funcionaram por quatro horas, no dia 20.06.2007, das 12:00 às 16:00 horas, tempo muito curto para a tomada das medidas experimentais que haviam sido planejadas. Em virtude desse curto período de funcionamento dos motores, o layout de medições planejado foi completamente alterado para que as medidas realizadas pudessem ser as mais representativas possíveis.

1.5 Objetivos do Trabalho

1.5.1 Objetivo Geral:

Simulação computacional do ambiente térmico interno do galpão que abriga os geradores e motores Wärtzilä, utilizando a metodologia numérica de volumes finitos, através do código comercial Fluent-Airpak, com base em medições experimentais para o levantamento dos campos de distribuição de temperatura e velocidade do ar interno.

1.5.2 Objetivos Específicos:

Os objetivos específicos são:

- Realizar um levantamento detalhado das condições térmicas no interior da Usina termoeletrica Santana;
- Caracterizar as principais fontes de calor no interior da Usina;

- Desenvolver modelo numérico para simular o campo térmico da Usina, utilizando o método de volumes finitos;
- Simular estratégias de melhoria do ambiente térmico da Usina, baseadas na realidade levantada e nos resultados da simulação numérica, utilizando modelos computacionais.

1.6 Contribuições

A utilização da técnica de CFD com a aplicação do método de volumes finitos, para avaliação do campo térmico do galpão dos motores Wärtsilä, como proposta deste trabalho, objetiva contribuir cientificamente e somar conhecimentos tecnológicos no que se refere à simulação do escoamento do ar em grandes ambientes industriais, através do levantamento das distribuições de temperatura e velocidade do ar. Ao final da simulação espera-se obter uma base crítica sobre as condições do ambiente térmico da usina para que esses resultados possam ser usados pelo projeto no controle e adequação termo-acústico da Usina, no que se refere aos procedimentos de melhoria do ambiente térmico de trabalho, do pessoal que faz a manutenção e o controle do galpão dos motores diesel e geradores. Por outro lado, espera-se que a experiência adquirida com este tipo de modelagem constitua um acervo de consulta relevante para uso em outras aplicações industriais no campo do conforto térmico.

1.7 Estrutura do Trabalho

O trabalho, propriamente dito, apresenta, além da introdução aqui realizada, mais sete capítulos que o tornarão completo em seus objetivos.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica com os principais estudos e experiências sobre a matéria. Para melhor entendimento, esta pesquisa bibliográfica foi dividida em duas partes. Na primeira parte, leva-se em consideração trabalhos cujo objetivo maior está relacionado ao modelo de turbulência a ser adotado na simulação, assim como os processos de transferência térmica associados. Na segunda parte, a referência passa a ser a técnica numérica empregada.

O capítulo 3 apresenta o relato detalhado dos procedimentos metodológicos utilizados no planejamento da resolução do problema proposto. Cada item desse capítulo constitui uma descrição dos passos e técnicas que foram utilizados na execução da

pesquisa, levando-se em consideração o cumprimento de cada um dos objetivos específicos desse trabalho.

O capítulo 4 apresenta a formulação matemática do escoamento do ar em ambientes internos levando-se em conta as equações de governo, como também a modelagem da turbulência, além de considerações sobre os processos de transferência de calor envolvidos no problema.

O capítulo 5 apresenta a modelagem numérica do problema do escoamento do ar em ambientes internos, a equação geral do transporte, o método de volumes finitos, assim como os esquemas de discretização, algoritmos de acoplamento de pressão-velocidade, método de solução das equações algébricas resultantes e técnicas de aceleração da convergência.

O capítulo 6 apresenta simulações de casos retirados da literatura com o objetivo de validar o uso do código computacional, Fluent-Airpak, na simulação do ambiente térmico interno da Usina. Além disso, a simulação desses casos visa o domínio do código computacional. Todos os casos apresentados foram validados através de medidas experimentais retirados da literatura.

O capítulo 7 apresenta os resultados obtidos no presente trabalho, na simulação do ambiente interno da Usina. Nesse capítulo foram feitas comparações entre resultados simulados e os medidos experimentalmente, assim como são apresentados resultados de propostas de melhoria do ambiente interno da Usina.

O capítulo 8 trata das conclusões globais sobre a pesquisa efetuada além de apresentar sugestões para futuros trabalhos.

Após o capítulo 8, apresentam-se as referências bibliográficas, contendo a lista de artigos, dissertações, teses, etc., citadas no presente trabalho, seguida dos anexos A, B e C.

Capítulo II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica de vários trabalhos produzidos, nas três últimas décadas, no que se refere à simulação do escoamento de ar em ambientes internos tendo como foco principal a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) como ferramenta capaz de prever os campos de temperatura, velocidade, etc., parâmetros esses que serão utilizados na determinação dos níveis de conforto/desconforto desses ambientes. Para melhor entendimento, esta pesquisa foi dividida em duas partes. Na primeira parte levase em consideração trabalhos cujo objetivo maior está relacionado ao modelo de turbulência a ser adotado na simulação assim como os processos de transferência térmica associados. Na segunda parte a referência passa a ser a técnica numérica empregada, no caso, a CFD através do método de volumes finitos.

2.1 Considerações Preliminares

A distribuição de ar em ambientes internos é um fator de grande importância na avaliação do conforto térmico e da qualidade do ar desses ambientes. A CFD, como ferramenta de predição, tem um papel importante em produzir e avaliar várias dessas distribuições de ar. Muitos fatores influenciam nas aplicações da CFD para predição dessas distribuições de ar. Os fatores mais críticos são: a seleção de uma técnica numérica apropriada e um modelo de turbulência. Os avanços recentes dos algoritmos numéricos da CFD e dos modelos da turbulência fornecem um grande potencial de melhorar a exatidão da predição das distribuições de ar em ambientes internos (Zhai et al.- 2007).

Durante as três últimas décadas, muitos trabalhos foram publicados na tentativa de melhor compreender como o escoamento de ar nesses ambientes pode ser melhor simulado. Em sua grande maioria, esses trabalhos tinham como objetivo maior dois fatores, a saber:

- A modelagem da turbulência, já que, em termos práticos, quase na sua totalidade os escoamentos nesses ambientes são turbulentos e associados a processos de transferência térmica;
- O método numérico empregado, que no presente trabalho empregou-se o método de volumes finitos analisando-se sua capacidade de prever os campos de distribuição da temperatura e velocidade com maior rapidez e precisão.

2.2 Modelos de Turbulência e Processos de Transferência Térmica Associados

Em virtude da complexidade física envolvida no escoamento do ar em ambientes internos, uma das primeiras preocupações quando se simula este tipo de problema, é com relação ao melhor modelo de turbulência a ser adotado na simulação. Como esse tipo de escoamento envolve uma combinação de muitos elementos diferentes, conseqüentemente, é difícil encontrar um modelo de turbulência adequado que cubra todos os aspectos do escoamento, sendo necessária a escolha do modelo em função do tipo de aplicação a ser simulada (Nielsen, 1998). Muitos são os modelos disponíveis, porém os modelos de viscosidade turbulenta foram, até o momento, os mais testados e os que mais foram validados nesse tipo de problema. Desta forma, faz-se necessário, neste momento, uma revisão dos principais trabalhos realizados e suas conclusões.

Nielsen et. al. (1979) apresentaram um trabalho pioneiro em que são apresentados resultados de simulação das distribuições de velocidade e temperatura em ambiente interno típico, bidimensional, decorrentes de escoamentos de ar sob a presença de forças de empuxo não uniformes que aparecem como resultado da troca de calor entre as paredes e janelas do ambiente, assim como, na geração de calor produzida pelos ocupantes do ambiente, ou aquecedores ou, ainda, pelo ar em diferentes temperaturas insuflado no ambiente pelos sistemas de ventilação afetando tanto o campo de velocidade média como também a turbulência. O modelo de turbulência usado foi o k-épsilon clássico e os resultados simulados comparados com os medidos experimentalmente apresentam boa concordância.

Em Murakami et al. (1987), Murakami et al. (1989a), Murakami (1990) e Murakami et al. (1999) são apresentados vários estudos de aplicações práticas do escoamento de ar em ambientes internos típicos, tridimensionais, em que o modelo k-épsilon clássico foi extensivamente validado em seis modelos tridimensionais com configurações diferentes. A correspondência dos resultados simulados e experimentais foi boa, levando-se a conclusão que o modelo k-épsilon clássico pode ser utilizado na predição de escoamentos turbulentos de ar em ambientes internos tridimensionais ventilados com uma exatidão suficientemente boa do ponto de vista das aplicações de engenharia.

No trabalho de Chen e Jiang (1992) são discutidas algumas questões usualmente encontradas na simulação numérica do escoamento de ar em ambientes internos, entre outras questões está o questionamento sobre o modelo de turbulência mais adequado na simulação desse tipo de aplicação. Dentre as conclusões do trabalho duas se destacam: uma que afirma que o modelo k-épsilon clássico ainda é o modelo mais apropriado a este

tipo de simulação e a outra que diz que a correta predição com o modelo k-épsilon clássico depende da escolha apropriada de condições de contorno térmicas e do escoamento.

Em Weathers e Spitler (1993) é apresentado um estudo comparativo do escoamento de ar em ambientes internos. As predições numéricas foram realizadas usando a técnica numérica da CFD e as medições experimentais foram realizadas em um modelo em escala real. Foram testados modelos de turbulência de zero equação, k-épsilon com funções de parede e o k-épsilon para baixos números de Reynolds de Lam-Bremhorst. O modelo k-épsilon com funções de parede requer 50% mais tempo de CPU, enquanto o modelo k-épsilon para baixos números de Reynolds requer, aproximadamente, 80% a mais de tempo de CPU do que o modelo de zero equação.

Chen (1995) apresenta resultados comparativos de simulações do escoamento de ar em ambiente interno típico de cinco modelos de turbulência k-épsilon: o k-épsilon clássico, o k-épsilon para baixos números de Reynolds, o k-épsilon de duas camadas, k-épsilon de duas escalas e o k-épsilon RNG. Eles foram avaliados na capacidade de prever escoamentos de ar com convecção natural, forçada e mista, sendo usados para validação dos resultados simulados dados experimentais obtidos da pesquisa de vários autores. O modelo k-épsilon RNG obteve resultados levemente superiores quando comparados com o modelo k-épsilon clássico. Os outros modelos não se mostraram estáveis na simulação.

Em Chen e Chao (1997) são comparados quatro modelos de turbulência, sendo três modelos de viscosidade turbulenta, o k-épsilon clássico, o k-épsilon modificado e o k-épsilon RNG e o modelo de tensões de Reynolds, na simulação do escoamento de ar turbulento sob a presença de plumas térmicas. Dados experimentais retirados da literatura foram usados para a validação da simulação. O modelo de tensões Reynolds comportou-se satisfatoriamente, quando comparado com dados experimentais, na predição das distribuições de velocidade e temperatura. Os modelos de viscosidade turbulenta foram aplicados, então, para prever o escoamento de ar em ambiente interno típico com ventilação por deslocamento. Os testes padrões simulados do escoamento de ar, velocidades médias, temperaturas, e as concentrações de contaminantes concordaram razoavelmente bem com os dados experimentais, mas existiram discrepâncias em algumas posições.

Xu (1998) propõe em seu trabalho três novos modelos de turbulência, dois modelos de duas camadas e um modelo de zero equação. Os modelos de duas camadas usam um modelo de uma equação para região próxima da parede e o modelo k-épsilon clássico na região afastada da parede, sendo desenvolvidos baseados em dados obtidos de simulações numéricas diretas de escoamentos com convecção livre e forçada. O modelo de zero equação proposto calcula a viscosidade turbulenta baseada na velocidade média local e num comprimento de escala, sendo seu desenvolvimento totalmente empírico. O estudo conclui que os modelos de duas camadas podem prever o escoamento de ar com uma

melhor precisão do que muitos modelos k-épsilon, além de seu custo computacional ser inferior em comparação com o modelo k-épsilon para baixos números de Reynolds e levemente superior quando comparado com o k-épsilon clássico. O modelo de zero equação proposto é pelo menos dez vezes mais rápido quando comparado com o modelo k-épsilon clássico, sendo numericamente estável podendo prever escoamentos de ar em ambientes internos com convecção forçada, natural e mista com precisão aceitável.

Em Chen e Xu (1998) é apresentado o novo modelo de turbulência de zero equação, denominado modelo de turbulência de zero equação para escoamentos de ar em ambientes internos (zero-equation indoor). A proposta desse novo modelo se justifica em virtude do modelo k-épsilon clássico, apesar de ser o modelo mais popular para esse tipo de simulação, necessita de malha refinada e elevados tempos de processamento. O novo modelo considera que a viscosidade turbulenta é função de um comprimento de escala e da velocidade média local. Este novo modelo foi testado para prever escoamentos de ar com convecção natural, forçada e mista, com sistema de ventilação por deslocamento. Os resultados simulados quando comparados com os experimentais e os simulados com o modelo k-épsilon são bastante precisos. Este novo modelo usa menos memória e um tempo de processamento 10 vezes menor, quando comparado com o modelo k-épsilon clássico.

Em Nielsen (1998) é mostrado que o escoamento de ar em ambiente interno envolve uma combinação de muitos elementos diferentes. É, conseqüentemente, difícil encontrar um modelo de turbulência adequado que cubra todos os aspectos do escoamento. Portanto, é apropriado e econômico escolher modelos de turbulência de acordo com tipo de situação que deve ser prevista. O trabalho discute o uso de modelos de turbulência diferentes e de suas vantagens em dadas situações. Como exemplo de validação do modelo simplificado de zero equação, é estudado o movimento de fumaça num túnel onde este modelo foi usado na predição, obtendo resultados com boa precisão. Também é discutido o modelo k-épsilon com funções de parede que foi usado para melhorar a predição do escoamento de ar em uma sala ventilada por ventilação por deslocamento, assim como, modelos de turbulência k-épsilon para baixos números de Reynolds que são usados para melhorar a predição de plumas térmicas decorrentes de forças de empuxo produzidas no ambiente, o modelo para grandes estruturas turbulentas (LES), também é abordado nesse trabalho.

Em Costa et al. (1999) é investigado numericamente e experimentalmente o problema do escoamento de ar com convecção mista em uma cavidade bidimensional gerado por dois jatos parietais não isotérmicos. São investigados oito modelos de turbulência k-épsilon com baixos números de Reynolds junto com um modelo simplificado de duas camadas com funções de parede. O modelo para baixos números de Reynolds de Nagano e Hishida (1987) obteve os resultados mais próximos dos resultados experimentais.

Em Srebric et al. (1999), são apresentados três casos para validação do modelo de turbulência de zero equação para ambientes internos com características geométricas complexas. O primeiro caso avalia um ambiente em que a movimentação do ar ocorre por convecção natural. No segundo caso a movimentação do ar ocorre por convecção forçada e no último caso é avaliado um ambiente com ventilação por deslocamento, caracterizando o escoamento do ar como convecção mista, que são as possibilidades mais comumente encontradas em situações de simulação de escoamento de ar em ambientes internos. As distribuições de velocidade e temperatura simuladas numericamente tiveram boa concordância com os valores medidos experimentalmente.

Cao (2007) investigou numericamente, em escala real, um ambiente interno ventilado mecanicamente para obtenção dos campos de velocidade e temperatura do ar. Foram testados três casos diferentes: um caso isotérmico, um com aquecimento e outro com resfriamento. Os dados medidos experimentalmente foram usados na comparação com quatro modelos de turbulência de duas equações: k- ϵ realizável, k- ϵ RNG, k- ω e k- ω SST. A simulação mostrou que todos os modelos produziram resultados bastante razoáveis no caso isotérmico e no caso com aquecimento, porém, no caso com resfriamento nenhum dos modelos produziu resultados confiáveis

Em Zhai et al. (2007) é mostrado que distribuições de ar em ambientes internos são de extrema importância quanto ao aspecto do conforto térmico e qualidade de ar e a técnica numérica da CFD tem se destacado na simulação desses ambientes, porém muitos fatores influenciam o estudo dessas distribuições de ar pela CFD, um desses fatores mais crucial é a escolha do modelo de turbulência apropriado. Avanços recentes na técnica da CFD e na modelagem da turbulência têm aumentado a precisão na predição das distribuições de ar em ambientes internos, desse modo seu estudo dividido em duas partes apresenta um resumo dos progressos recentes na modelagem da turbulência para uso na CFD. Na primeira parte desse estudo é apresentada uma visão geral dos modelos de turbulência aplicados a ambientes internos, os que comumente são usados na simulação e os que recentemente foram propostos e estão sendo usado na modelagem de ambientes internos, finalmente o estudo identifica alguns modelos com grande potencial de aplicação na modelagem do escoamento de ar em ambientes internos. Na segunda parte, os modelos de turbulência foram comparados entre si com resultados experimentais obtidos de trabalhos da área, sendo agrupados em três grandes grupos, os modelos baseados nas equações médias de Reynolds (RANS), os modelos híbridos (DES) e os modelos de grandes estruturas turbulentas (LES).

2.3 Simulação Numérica

No campo dos sistemas de ventilação e de climatização em ambientes internos habitados, os estudos experimentais de modelos em escala reduzida encontram-se geralmente limitados a escoamentos isotérmicos, devido à dificuldade, ou mesmo à impossibilidade prática, de garantir a semelhança térmica do problema, simultaneamente com as de naturezas geométricas e cinemáticas. Por sua vez, a experimentação em modelos em escala real apresenta, naturalmente, custos elevados. Compreende-se, assim, o grande interesse da simulação numérica desse tipo de escoamento, com a inclusão dos efeitos de empuxo e da turbulência.

Um dos trabalhos pioneiros na simulação numérica do escoamento de ar em ambientes internos foi o estudo feito por Nielsen (1974) por ocasião de sua tese de doutorado, onde ele fez um estudo experimental e numérico do escoamento de ar condicionado em salas. Na primeira parte desse trabalho ele estuda o escoamento do ar de forma experimental em modelos em escala de laboratório. Na segunda parte ele realiza uma simulação numérica utilizando diferenças finitas num caso bidimensional em regime permanente comparando os resultados simulados com os medidos em duas situações diferentes, uma para pequenos números de Arquimedes e outro para grandes números de Arquimedes.

Em Nielsen et al. (1978) e (1979), e Gosman et al. (1980), encontram-se resultados abrangentes de escoamentos turbulentos originados por jatos parietais, relevantes em problemas de ventilação e climatização.

Chen et al. (1988), comparou resultados experimentais e numéricos do escoamento de ar em uma sala com diferentes sistemas de insuflação. As simulações numéricas foram obtidas no programa computacional Phoenics, com o auxílio do programa Accuracy para estabelecer as condições de contorno. Houve boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais e uma análise da eficiência dos sistemas de ventilação testados foi apresentada.

Nielsen (1992) comparou e demonstrou a importância do tipo de condição de contorno nos difusores de insuflamento que determina a distribuição do campo de velocidade e de temperatura do ar em uma sala ventilada.

Gan (1995) utiliza a técnica da dinâmica dos fluídos computacional para prever um ambiente interno típico ventilado mecanicamente além de realizar uma revisão geral sobre a efetividade dos sistemas de ventilação. A predição do conforto térmico é feita baseada nas equações de Fanger incorporadas ao modelo CFD além do uso de um modelo de troca de calor por radiação. Esses índices foram usados para avaliar sistemas de distribuição de ar no ambiente para operações de aquecimento e resfriamento. É mostrado que os sistemas

de ventilação por deslocamento possuem melhor desempenho em termos de qualidade de ar interna e economia de energia, porém pode causar desconforto térmico local.

Em Denev et al. (1997), é apresentado resultados de uma investigação numérico-experimental para a análise da distribuição de velocidade de um ambiente interno industrial ventilado de uma planta de geração de energia na Bulgária. O ambiente simulado possui geometria complexa e condições de contorno irregulares, sendo usado o método de volumes finitos para discretização das equações de governo e o modelo de turbulência k- ϵ clássico na modelagem da turbulência. Os resultados numéricos comparados aos experimentais mostraram que apesar de algumas discrepâncias encontradas, principalmente em função das condições de contorno irregulares, o resultados são satisfatórios na simulação desse escoamento.

Em Chen (1997) é mostrado que apesar do crescente sucesso do emprego da técnica da CFD em aplicações com diferentes tipos de escoamento e transferência térmica, ainda há algumas incertezas. Essas incertezas são provenientes das diversas aproximações feitas na aplicação dos modelos de turbulência, algoritmos numéricos e métodos de discretização. Neste trabalho é atestado que os usuários de programas da CFD devem ter conhecimentos sólidos sobre escoamentos turbulentos, assim como, o domínio das técnicas numéricas para ter pleno sucesso nas simulações.

Em Yuan et al. (1999) é apresentado um estudo experimental-numérico em um ambiente interno tridimensional típico, com fontes internas de calor e ventilação por deslocamento. Foi utilizado um programa de CFD, baseado na técnica de volumes finitos e modelo de turbulência k- ϵ RNG para prever o escoamento do ar interno. O trabalho mostra que os resultados simulados concordam com os dados medidos para as distribuições de temperatura e velocidade do ar. Contudo, algumas discrepâncias apareceram entre os resultados simulados e medidos no que se refere a concentrações e flutuações de velocidade.

Em Posner et al. (2003) são apresentadas comparações entre medidas experimentais e resultados simulados do escoamento de ar em um ambiente interno típico. Foram comparados o modelo de turbulência simplificado, o k- ϵ clássico e o k- ϵ RNG. O programa computacional Fluent foi utilizado na simulação e nesse estudo o modelo k- ϵ RNG foi o que apresentou os resultados mais precisos.

Em Serensen e Nielsen (2003) são discutidos aspectos referentes às condições de contorno, modelagem da turbulência, bem como, aspectos relacionados aos erros numéricos decorrentes da escolha de esquemas de discretização e malha computacional em problemas de simulação de ambientes internos pela técnica numérica da dinâmica de fluidos computacional. Recomendações são sugeridas para um aumento da qualidade dos

resultados produzidos pela CFD, além da mínima informação que deveria acompanhar todas as publicações da CFD, para habilitar o julgamento científico da qualidade do assunto.

Karki et al. (2003) usam o método de volumes finitos para simular o escoamento de ar através do piso de um centro de processamento de dados. Centros de processamentos de dados são usados para armazenar servidores de redes, equipamentos de telecomunicação e sistemas de base de dados. Esses equipamentos dissipam uma significativa quantidade de calor e por isso devem ser mantidos em determinadas temperaturas para uma operação normal. Na simulação é usado o modelo k- ϵ clássico e a técnica avançada de "multigrid", num modelo em escala real. Os resultados simulados as distribuições de velocidade e pressão são satisfatórios quando validados com os medidos experimentalmente.

Em Abanto et al. (2004) é investigado a simulação numérica do escoamento de ar juntamente com a predição de conforto térmico de uma sala de computação. Este trabalho mostra que a precisão da simulação depende da qualidade do modelamento feito e que cuidados especiais devem ser dados a determinados detalhes, tais como nos difusores de ar, objetos internos no ambiente como mobília, além das condições térmicas dos computadores e pessoas. O modelo geométrico foi desenvolvido pelo programa Gambit em combinação com o programa computacional de modelagem de objetos Rhinoceros NURBS. O Modelo de turbulência utilizado foi o k- ϵ RNG e as equações de governo foram discretizadas utilizando-se o programa computacional comercial Fluent. Os resultados numéricos obtidos foram considerados satisfatórios de acordo com as recomendações da ISO 7730 para o conforto térmico.

Müller et al. (2004) mostra que a velocidade máxima em ambientes internos ocupados é um aspecto importante na determinação dos índices de conforto térmico desses ambientes. O campo das distribuições de velocidade é controlado pelo posicionamento dos difusores de ar, do fluxo de ar insuflado e da carga térmica do ambiente. O aumento da carga térmica no ambiente provoca instabilidades no escoamento. O programa computacional Fluent é utilizado para simular um ambiente típico tridimensional.

Nielsen (2004) apresenta um artigo em que é discutido o nível de qualidade dos resultados produzidos pela CFD em decorrência dos esquemas de discretização, em face de erros de difusão numérica que aparecem em resultados simulados em função dos esquemas de discretização, como no problema de Smith e Hulton (1982). Diferentes aspectos das condições de contorno para essas aplicações foram discutidos, como os dispositivos terminais de ar, os objetos internos no ambientes e também dos seus ocupantes. A predição do escoamento foi discutida em um ambiente interno tridimensional com jato parietal pelo uso de diferentes tipos de modelos de turbulência. As conclusões do trabalho mostram que o modelo de turbulência k- ϵ clássico é bastante aceitável em

muitas situações em ambientes tridimensionais de escoamento de ar e que os esquemas numéricos de discretização com precisão de segunda e terceira ordem devem ser usados sempre que possíveis no lugar dos esquemas de primeira ordem, porém em algumas situações, eles podem dificultar o processo de convergência da simulação.

Em Rohdin e Moshfegh (2007) são explorados os benefícios do uso do CFD como ferramenta para predição do escoamento do ar em grandes e complexos ambientes industriais. Este estudo também apresenta um estudo comparativo entre três modelos de turbulência de viscosidade turbulenta, o k-épsilon clássico, o k-épsilon RNG e o k-épsilon-R para prever os padrões do escoamento e distribuição de temperatura. Os resultados simulados foram comparados com medições experimentais e o modelo k-épsilon RNG produziu os melhores resultados.

Em Wu e Li (2006) é mostrado que atletas podem ter um melhor desempenho em função da velocidade do escoamento do ar em ginásio de esportes, dessa forma, padrões de escoamento do ar podem ser um fator muito importante no projeto de climatização de ginásios de esportes. Neste trabalho é realizada uma simulação numérica da ventilação por deslocamento em um ginásio de esportes levando em consideração os índices de conforto térmico. O estudo é dividido em duas zonas do ginásio, a zona de competição e a zona destinada ao público. Os resultados mostram que os índices da ventilação simulados podem ser levados em conta como requisito de projeto.

Mushatet (2006) investiga através do método de volumes finitos, com uma malha deslocada, um ambiente interno bidimensional típico com sistema de ventilação forçada usando diferentes posições de entrada e saída do ar insuflado. Os resultados mostram que as regiões dos jatos parietais e recirculação são afetadas pelo posicionamento das aberturas de entrada e saída do ar.

Em Zhai (2006) é discutido o uso da CFD como a ferramenta sofisticada na modelagem e simulação do escoamento do ar em projeto de construções, podendo a CFD prever simultaneamente escoamentos de ar em ambientes interno como também em escoamentos sobre prédios com transferência térmica além da possibilidade de transporte de contaminantes. No estudo são demonstrados como aplicação típica da CFD, projetos referentes ao conforto térmico, qualidade do ar e economia de energia.

Capítulo III

METODOLOGIA

Este capítulo apresenta o relato detalhado dos procedimentos metodológicos utilizados no planejamento da resolução do problema proposto. Cada item desse capítulo constitui uma descrição dos passos e técnicas que foram utilizadas na execução da pesquisa, levando-se em consideração o cumprimento de cada um dos objetivos específicos desse trabalho, assim como a apresentação do programa computacional utilizado na simulação do problema.

3.1 Considerações Preliminares

O presente trabalho foi realizado em cinco etapas principais: Mapeamento Térmico do Ambiente, Identificação das Fontes Térmicas, Modelagem Numérica, Ajuste Numérico do Modelo Térmico e Simulação Numérica de Alternativas de Melhoria.

3.2 Mapeamento Térmico do Ambiente

Nesta primeira etapa realizou-se um levantamento topográfico térmico no ambiente interno da Usina Termelétrica Santana. Esboços aproximados do ambiente foram obtidos mostrando as posições relativas das principais máquinas, processos e itens de interesse que serão utilizados pelo modelo numérico na simulação.

3.2.1 Levantamento da Geometria do Galpão

Por meio de uma análise nas plantas de projeto do galpão, tomaram-se as primeiras dimensões do galpão, no que se refere ao seu comprimento x largura x altura. O galpão possui um comprimento de $42,55\text{ m}$ e sua largura pode ser subdividida em duas partes de $16,00\text{ m}$ cada uma e uma terceira parte de $8,00\text{ m}$, perfazendo um total de $40,00\text{ m}$.

Na Figura (3.1), pode ser visto, em detalhes, o galpão através de uma perspectiva isométrica, feita com o programa computacional AutoCAD. Todas as dimensões estão em metros.

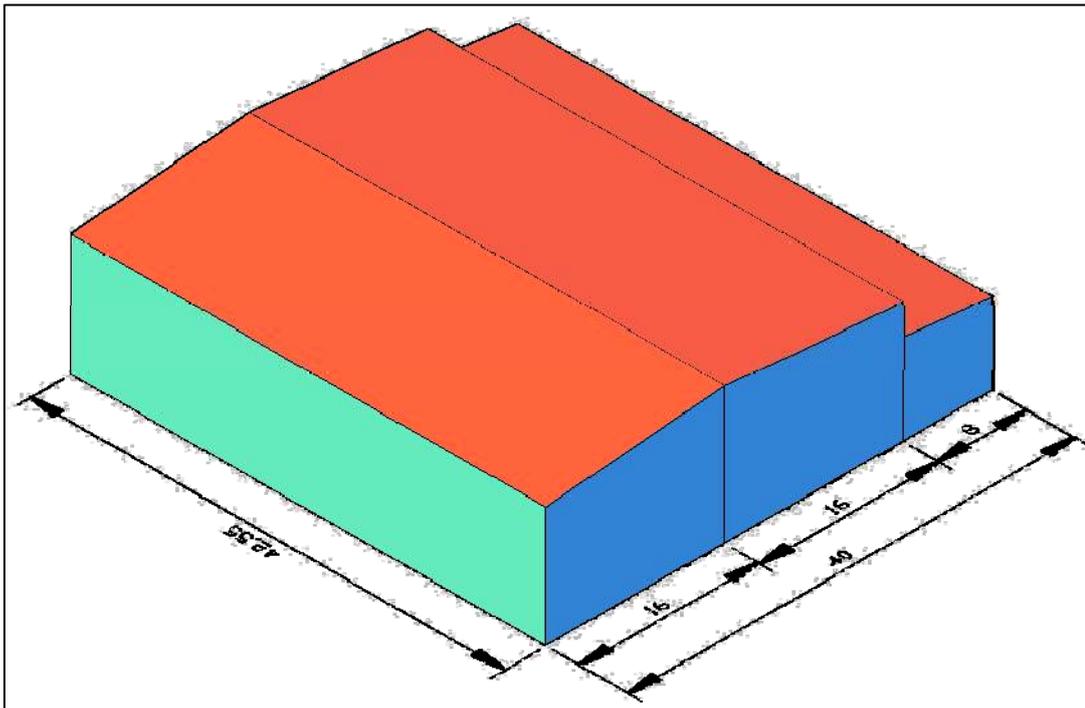


Figura 3.1 – As Dimensões do Galpão dos Motores

Na Figura (3.2), é mostrada a vista frontal do galpão, com todas as dimensões em metros, na direção z do sistema de coordenadas cartesianas. Essas dimensões foram usadas no modelo produzido pelo programa computacional Fluent-Airpak.

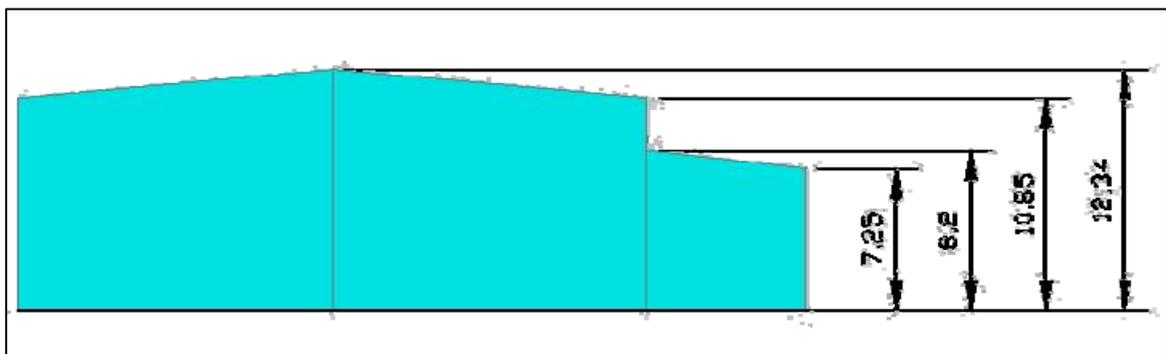


Figura 3.2 - A Vista Frontal do Galpão e suas Dimensões

3.2.2 Layout Interno do Galpão

Internamente, o galpão é constituído principalmente de quatro unidades geradoras de energia elétrica, cada unidade geradora é composta por gerador, motor diesel e turbo alimentador, além de uma área de utilidades onde ficam equipamentos auxiliares, como

trocadores de calor, bombas, etc. As unidades geradoras são os equipamentos que mais contribuem para o aumento de temperatura no interior do galpão. A Figura (3.3) mostra o layout das unidades geradoras dentro do galpão, onde (G) significa gerador; (MD) motor diesel e (TC) turbo alimentador. Todas as medidas estão em metros.

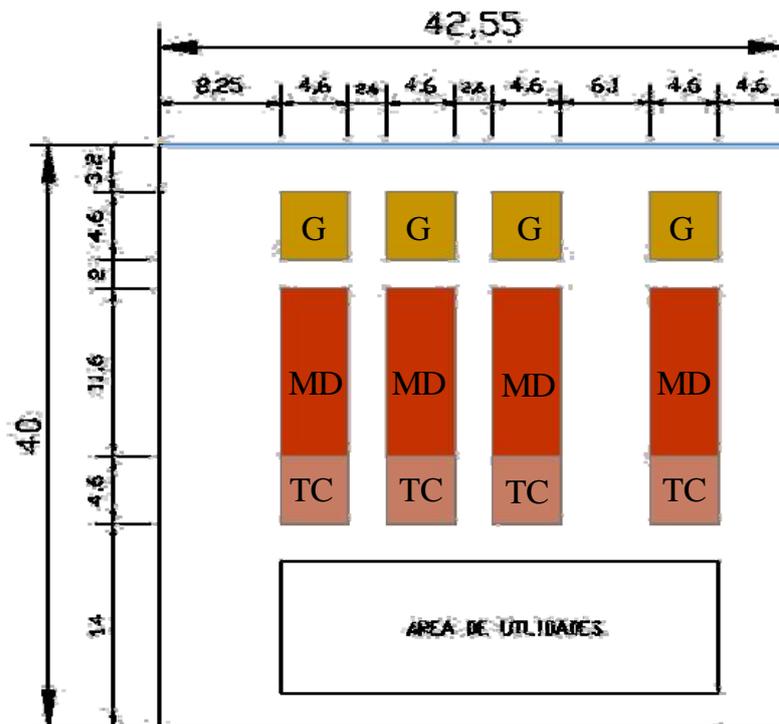


Figura 3.3 – O Layout das Unidades Geradoras no Galpão

3.3 Identificação das Fontes Térmicas

Nesta etapa, as principais fontes térmicas da Usina serão identificadas e caracterizadas, inclusive quanto às particularidades das taxas de calor irradiado, o que indicará as melhores abordagens e formas de entrada de dados na fase de simulações numéricas das etapas seguintes.

Existem várias fontes de geração de calor no interior do galpão que influenciam as condições térmicas internas, porém algumas contribuem de maneira significativa para que a temperatura interna se eleve, as quais se podem relacionar: os motores diesel, os geradores de energia elétrica e seus equipamentos auxiliares.

Os motores de combustão interna queimam combustível líquido (óleo diesel) com elevado poder calorífico e transformam essa energia potencial química em trabalho mecânico de eixo, tendo como subproduto indissociável as perdas de energia na forma de

calor. No tempo de combustão a temperatura no interior do cilindro do motor fica em torno de 1.000°C . Parte desse calor é transferida para fora do galpão pelo sistema de arrefecimento do motor com circulação de água e o restante aquece o bloco do motor elevando a temperatura de suas superfícies aquecendo o ar no interior do galpão.

Os geradores convertem energia mecânica em energia elétrica, associadas com perdas de calor inerentes ao processo de conversão. O arrefecimento do gerador é feito pelo ar forçado entre o rotor e o estator. Nesse caso, a captação e a descarga do ar de arrefecimento ocorrem dentro do próprio galpão e elevam a temperatura do ar. A Figura (3.4) mostra a captação de ar e a descarga do gerador. Parte do calor dissipado pelo gerador acumula-se na carcaça externa do gerador elevando a temperatura dessas superfícies e aquecendo o ar no interior do galpão.



Figura 3.4 – Captação e Descarga de Ar do Gerador

A liberação de calor no interior do galpão ocorre por convecção, já que as superfícies dos motores e geradores apresentam temperaturas de trabalho superiores à temperatura do ar dentro do galpão. Além disso, a emissão de radiação térmica por essas superfícies é significativa e não pode ser desprezada, pois influenciam diretamente na resposta dos trabalhadores ao ambiente térmico.

A diferença entre a temperatura do ar exterior e a do ar interior do galpão, e a incidência de radiação solar na superfície de suas paredes externas e cobertura também

proporcionam ganhos de calor através da estrutura, que alteram as condições ambientais no interior do galpão.

3.3.1 Medições Efetuadas

Para identificar e quantificar as principais fontes de calor dentro do galpão efetuou-se medições de temperatura das superfícies em vários pontos do motor e do gerador, utilizando um termômetro de radiação com mira *laser* e emissividade ajustável. O ajuste da emissividade foi feito em função do tipo e cor da superfície cuja temperatura foi medida, de acordo com recomendações disponíveis na literatura técnica.

Nos dias 10 e 11 de julho de 2006, a SAUGD 07 entrou em operação gerando 8 MW, cerca de 60 % da carga máxima. Os ventiladores de insuflação para arrefecimento desta unidade geradora foram ligados, e o portão de acesso próximo a essa unidade permaneceu aberto. As medições foram realizadas das 15:00 h às 18:00 h do dia 10 de julho de 2006.

Nas tabelas abaixo, o termo FILA refere-se a uma linha imaginária tomada na horizontal e o termo COLUNA, na vertical. O cruzamento dessas linhas imaginárias estabelece os pontos de medição sobre as superfícies dos motores e geradores. Não houve preocupação com a exatidão da topologia dos pontos de medição; entretanto, procurou-se dispô-los uniformemente sobre todas as superfícies que tiveram suas temperaturas medidas, de modo que a média dos valores medidos fosse representativa.

Nessa linha de raciocínio, apresentam-se nas Tabelas (3.1) e (3.2) os valores medidos sobre a superfície do gerador. Na frente do gerador, Tabela (3.1), as temperaturas variam de 36 a 44 °C com média de 38,9 °C; na lateral, entre 38 e 48 °C com média de 43,2 °C. As Tabelas (3.3), (3.4) e (3.5) seguem o mesmo raciocínio.

Tabela 3.1 - Temperaturas superficiais (°C)

FRENTE DO GERADOR DA SAUGD-07(PISO)				
DIA: 10.07.2006				
HORA: 15:00h				
FILA	COLUNA			
	1	2	3	4
A	39	40	40	40
B	38	39	40	39
C	37	38	44	38
D	37	36	44	37
E	37	38	39	38
MÉDIA: 38,9 °C				
MÁXIMA: 44 °C				
MÍNIMA: 36 °C				
DESVIO PADRÃO: 2,1 °C				

Tabela 3.2 - Temperaturas superficiais (°C)

LATERAL DO GERADOR ENTRE SAUGD-07 E SAUGD-06(PISO)				
DIA: 10 07.2006				
HORA: 15:30h				
FILA	COLUNA			
	41	2	3	4
A	41	45	46	46
B	40	46	48	46
C	39	45	46	39
D	38	45	48	39
E	39	44	45	39
MÉDIA: 43,2 °C				
MÁXIMA: 48 °C				
MÍNIMA: 38 °C				
DESVIO PADRÃO: 3,5 °C				

Tabela 3.3 - Temperaturas superficiais (°C)

LATERAL DO MOTOR ENTRE SAUGD-06 E SAUGD-07(PISO)									
DIA: 10 07.2006									
HORA: 16:00h									
FILA	COLUNA								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	87	88	89	87	87	86	87	86	84
B	88	87	89	87	87	86	87	87	84
C	83	83	84	86	83	83	84	84	82
MÉDIA: 85,7 °C									
MÁXIMA: 89 °C									
MÍNIMA: 82 °C									
DESVIO PADRÃO: 2,0 °C									

Tabela 3.4 - Temperaturas superficiais (°C)

LATERAL DO MOTOR ENTRE SAUGD-07 E A PAREDE(PISO)									
DIA: 10 07.2006									
HORA: 16:30h									
FILA	COLUNA								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	89	89	89	90	91	91	90	88	88
B	89	90	90	92	94	95	94	90	90
C	88	87	87	86	87	87	88	87	88
MÉDIA: 89,7 °C									
MÁXIMA: 95 °C									
MÍNIMA: 86 °C									
DESVIO PADRÃO: 2,4 °C									

Tabela 3.5 - Temperaturas superficiais (°C)

CABEÇOTES E CAPA DO COLETOR DE DESCARGA ENTRE SAUGD-07 E SAUGD-06 (CORREDOR SUPERIOR)									
DIA: 10.07.2006									
HORA: 17:00h									
FILA	COLUNA								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	89	89	89	90	91	91	90	88	88
B	89	90	90	92	94	95	94	90	90
C	88	87	87	86	87	87	88	87	88
MÉDIA: 89,4 °C									
MÁXIMA: 95 °C									
MÍNIMA: 86 °C									
DESVIO PADRÃO: 2,3 °C									

3.3.2 Resultados Preliminares

Com base nas medições de temperatura, realizadas nas superfícies do motor e do gerador da unidade SAUGD 07, juntamente com medições de temperatura e velocidade do ar, pode-se obter os seguintes resultados preliminares:

i. Liberação de Calor por Convecção no Bloco do Motor da SAUGD 07

A taxa de transferência de calor por unidade de área da superfície do motor é obtida pela *Lei do Resfriamento de Newton*. O coeficiente médio de transferência de calor por convecção é obtido em função dos seguintes parâmetros: temperatura na superfície do motor igual a 89,5 °C (admitir-se-á temperatura uniforme e igual ao maior valor médio obtido de medições, mostrado na Tabela 3.4), velocidade média do ar de 2,9 m/s, temperatura do ar de 33,6 °C, umidade relativa do ar de 66 %, comprimento do bloco do motor de 13,67 m, altura do bloco do motor de 5,49 m e largura do bloco do motor de 5,35 m.

Para verificar a influência relativa dos modos de convecção natural e forçada calculam-se os *Números de Reynolds e Grashof* sobre uma placa plana vertical e isotérmica (considera-se o bloco do motor com o formato de um paralelepípedo). A razão entre o segundo e o quadrado do primeiro é muito menor do que 1. Nesse caso, o mecanismo que domina a transferência de calor é a convecção forçada e o coeficiente calculado foi aproximadamente 6,2 W/m²K. Portanto, o fluxo de calor por convecção forçada na superfície do motor é de 347 W/m². Considerando que a convecção forçada ocorre somente nas laterais e na parte superior do bloco, obtém-se uma taxa de transferência de calor de 75 kW.

Esse calor liberado por convecção influencia diretamente a temperatura do ar no interior do galpão, visto que se incorpora imediatamente à corrente de ar. (De Melo et al., 2006)

ii. Liberação de Calor por Radiação no Bloco do Motor da SAUGD 07

No caso da radiação, o fluxo de calor é o produto da emissividade da superfície pelo poder emissivo do radiador ideal dado pela *Lei de Stefan-Boltzmann*. Considerando a emissividade média das superfícies igual à 0,9 (superfície metálica pintada de azul escuro), o fluxo de calor por radiação na superfície do motor é de 881 W/m^2 e a taxa de transferência de calor por radiação de 197 kW.

Embora o fluxo de calor por radiação seja maior do que a transferência de calor por convecção forçada, sua influência sobre a temperatura do ar é pequena e, em princípio, pode ser desconsiderada, visto que a baixa umidade relativa do ar reduz sua absorvidade. Entretanto, a radiação térmica emitida é absorvida por outras superfícies no interior do galpão, aumentando suas temperaturas e intensificando a transferência de calor por convecção.

Por outro lado, a incidência de radiação térmica sobre os trabalhadores no interior do galpão afeta diretamente suas respostas fisiológicas e altera as condições a que estão submetidos e, portanto, tal incidência de radiação não pode ser desprezada.

iii. Liberação de Calor por Convecção nos Trechos da Tubulação de Descarga do Motor Entre o Bloco e as Turbinas da SAUGD 07

A Figura (3.5) mostra detalhes desse trecho da tubulação de descarga. Observa-se que, embora isolado termicamente, o material isolante encontra-se deteriorado. Nesse caso, será realizada a avaliação da contribuição dos ganhos de calor nesse trecho considerando não haver nenhum isolamento térmico da tubulação de descarga.

A taxa de transferência de calor por unidade de área dessa superfície é obtida pela *Lei do resfriamento de Newton*. O coeficiente médio de transferência de calor por convecção será obtido em função dos seguintes parâmetros: temperatura na superfície da tubulação de descarga igual a 478°C (considerando temperatura uniforme e igual à dos gases de exaustão, obtidas no sistema de aquisição de dados da sala de operações), velocidade média do ar de 0,5 m/s, temperatura do ar de $33,6^\circ\text{C}$, umidade relativa do ar de 66 % e diâmetro da tubulação de 500 mm.

Para verificar a influência relativa dos modos de convecção natural e forçada calculam-se os *Números de Reynolds e Grashof* sobre um cilindro horizontal e isotérmico. A

razão entre o segundo e o quadrado do primeiro é muito maior do que 1. Nesse caso, o mecanismo que domina a transferência de calor é a convecção natural. O coeficiente de transferência de calor por convecção calculado foi aproximadamente $76,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ e o fluxo de calor por convecção natural, na superfície dos trechos descobertos das tubulações de descarga, de 34 kW/m^2 . Esse fluxo de calor por convecção influencia direta e imediatamente a temperatura do ar no interior do galpão.



Figura 3.5 - Trecho da Tubulação de Descarga da SAUGD 07

iv. Liberação de Calor por Radiação nos Trechos da Tubulação de Descarga do Motor Entre o Bloco e as Turbinas da SAUGD 07

No caso da radiação, o fluxo de calor é o produto da emissividade da superfície pelo poder emissivo do radiador ideal dado pela *Lei de Stefan-Boltzmann*. Considerando a emissividade média das superfícies igual à 0,7 (superfície metálica fortemente oxidada), o fluxo de calor por radiação na superfície do motor é de $12,6 \text{ kW/m}^2$.

Embora o fluxo de calor por radiação seja menor do que a transferência de calor por convecção natural, sua influência sobre a temperatura do ar é pequena e, em princípio, pode ser desconsiderada, visto que a baixa umidade relativa do ar reduz sua absorvidade. Entretanto, a radiação térmica emitida é absorvida por outras superfícies no interior do galpão, aumentando suas temperaturas e intensificando a transferência de calor por convecção.

Por outro lado, a incidência de radiação térmica sobre os trabalhadores no interior do galpão afeta diretamente suas respostas fisiológicas, e altera as condições a que estão submetidos e, portanto, tal incidência não pode ser desprezada.

v. Liberação de Calor pela Ventilação do Gerador

A Figura (3.6) mostra que a captação e descarga de ar para resfriamento do gerador são feitas dentro do próprio galpão. Para calcular a quantidade de calor liberada é necessário medir as condições do ar na entrada e na saída do gerador e a vazão de ar movimentada pelo ventilador de resfriamento do gerador.



Figura 3.6 – O Gerador e a Captação e Descarga do Ar

3.4 Modelagem Numérica Térmica

A partir do conhecimento adquirido nas etapas anteriores, foram construídos modelos numéricos para a simulação da Usina Termelétrica Santana. No que diz respeito à modelagem térmica, foi utilizado o programa comercial Fluent-Airpak, para simular os campos de velocidade e temperatura dentro do galpão, obtendo-se informações importantes para a proposição de modificações no ambiente que definirão, posteriormente, o protótipo a ser construído.

3.4.1 O Programa Computacional Utilizado

O programa computacional Fluent-Airpak é uma ferramenta da CFD, baseado no método de volumes finitos, indicado para simulações do escoamento de ar em ambientes internos com aplicações nas áreas de conforto térmico, qualidade do ar interno, controle da contaminação por contaminantes em suspensão no ar. Sua interface gráfica permite de

forma rápida, fácil e precisa, o modelamento da geometria do ambiente simulado, a definição das condições de contorno, a criação automática da malha computacional, a solução para o problema e de ferramentas de pós-processamento que permite uma completa visualização dos resultados simulados. O solver do Fluent-Airpak fornece completa flexibilidade no processo de manipulação da malha, permitindo que se modelem geometrias complexas usando malhas não estruturadas. Algoritmos “multigrid” e segregados podem ser utilizados permitindo cálculos robustos e rápidos.

O pacote do Fluent-Airpak inclui os seguintes componentes:

- Ferramenta de pré-processamento para criação da geometria do problema e criação da malha computacional na geometria criada;
- Ferramenta de processamento, que no caso é o solver do Fluent;
- Ferramenta de pós-processamento, para a visualização dos resultados.

Além disso, o Fluent-Airpak possui filtros para importação de arquivos nos formatos do IGES (Initial Graphics Exchange Specification), do AutoCAD (DXF e DWG), e IFC (Industrial Foundation Classes).

O Fluent-Airpak possui uma interface gráfica com todos os elementos necessários para construção da geometria do modelo a ser simulado, além de ferramentas para definição das condições de contorno do escoamento. Os resultados simulados podem ser visualizados dentro da interface gráfica do programa. A estrutura de funcionamento do software pode ser visto na Figura (3.7).

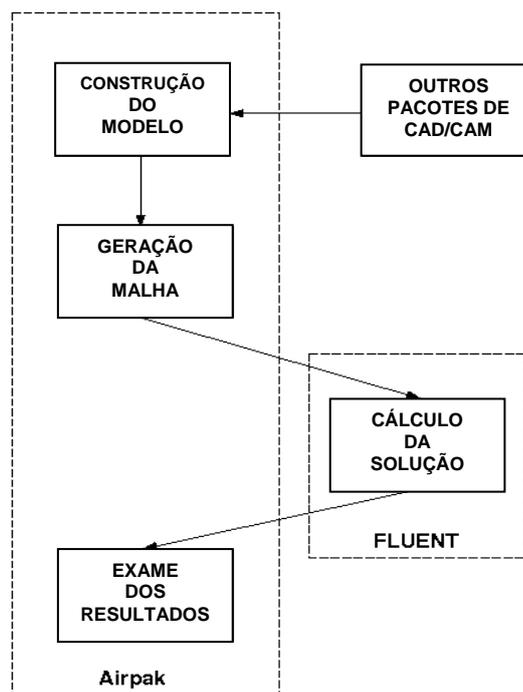


Figura 3.7 – A Estrutura de Funcionamento do Airpak

Uma vez determinadas as características importantes do problema a ser simulado, o Fluent-Airpak, segue etapas básicas processuais citadas abaixo:

- Criar um projeto.
- Especificar os parâmetros do problema.
- Construir o modelo.
- Gerar a malha.
- Calcular a solução.
- Examinar os resultados.
- Gerar sumários e relatórios.

Quando se inicia o Fluent-Airpak, é exibida a janela principal conforme mostrado na Figura (3.8). A janela principal controla a execução do programa e está dividida em seis componentes primários, ou seja, a barra do menu principal, a janela gráfica onde o modelo é mostrado, a janela de gerenciamento do modelo, a janela de mensagens e a janela de edição, além de várias barras de ferramentas.

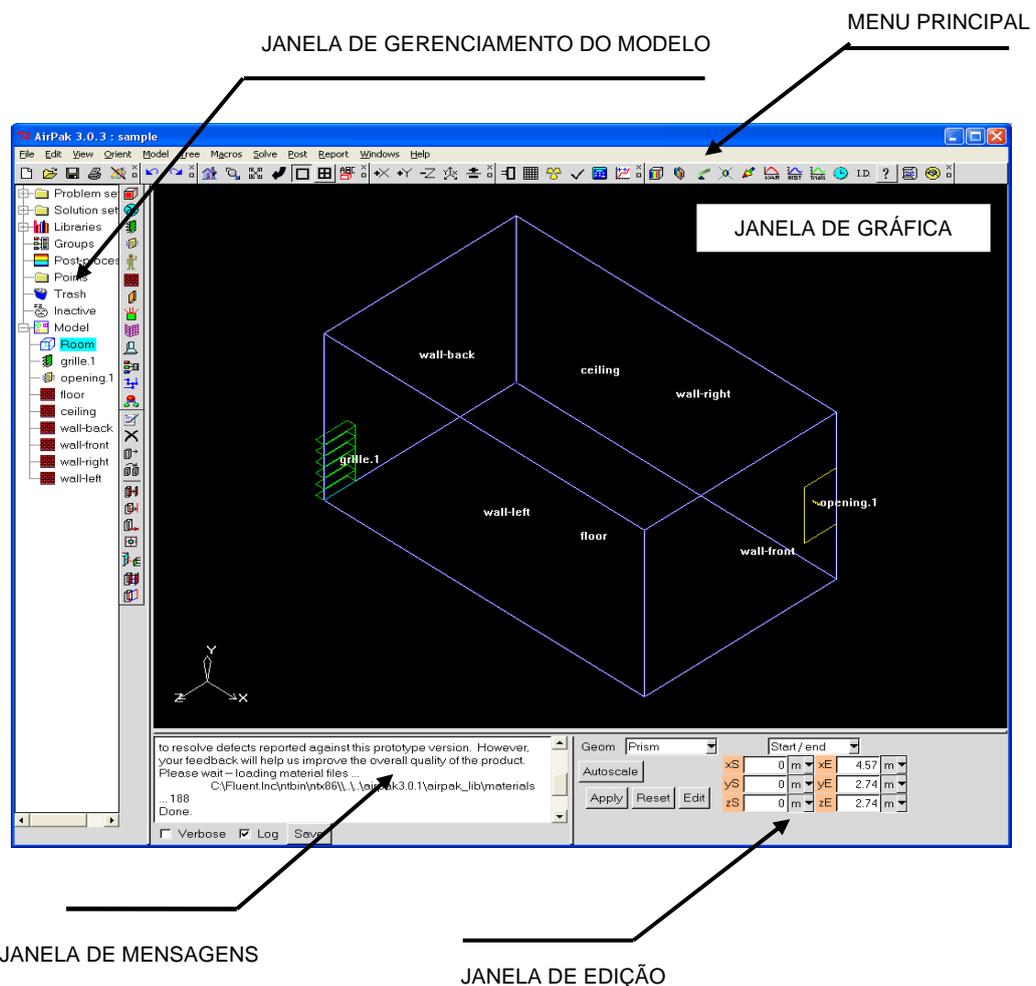


Figura 3.8 – A Janela Principal do Programa Computacional Fluent-Airpak

3.4.2 O Modelo Numérico Preliminar

Para simular o escoamento do ar no interior do galpão e prever a distribuição de velocidade e temperatura, construiu-se um modelo preliminar do galpão dos motores Wärtsilä, no qual foram introduzidas as seguintes simplificações na descrição geométrica e física do problema em estudo:

- Cada unidade geradora (SAUGD-04, SAUGD-05, SAUGD-06 e SAUGD-07) é composta de um gerador, de um motor diesel, de um turbo-compressor e de equipamentos auxiliares, sendo representada por um único bloco com uma distribuição uniforme de temperatura na superfície;
- O ar externo é forçado para o interior do galpão através de dois conjuntos de ventiladores localizados na frente e nos fundos do galpão, considerando-se a frente na linha dos geradores e os fundos na linha dos sistemas auxiliares. Na parte da frente têm-se oito ventiladores e nos fundos doze ventiladores, todos insuflando ar para o interior do galpão;
- A tiragem do ar é realizada pela parte mais alta do teto do galpão ao longo de duas passagens retangulares que se estendem por toda a largura do galpão.

A Figura (3.9) mostra uma vista lateral do modelo simplificado do galpão dos motores Wärtsilä que foi gerado no programa computacional Fluent-Airpak.

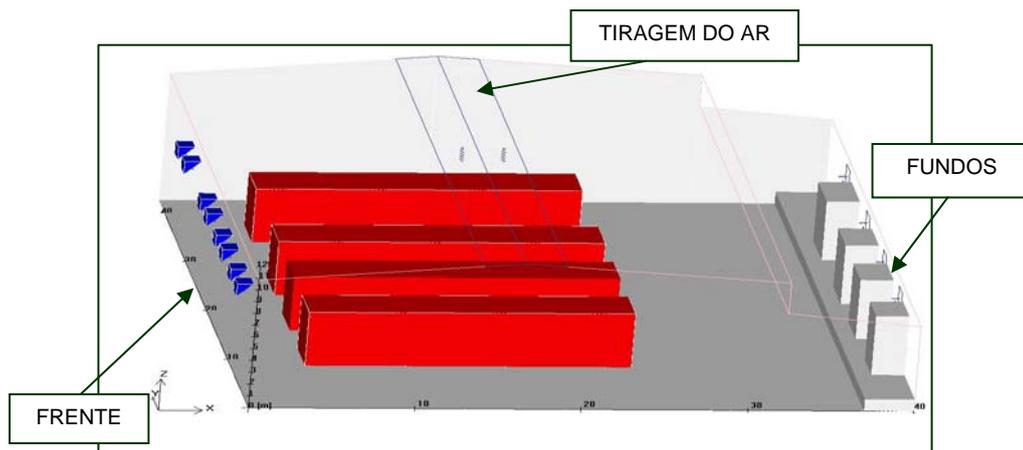


Figura 3.9 – O Modelo Preliminar do Galpão

A Figura (3.10) mostra o modelo preliminar do galpão dos motores onde se observam os ventiladores que insuflam.

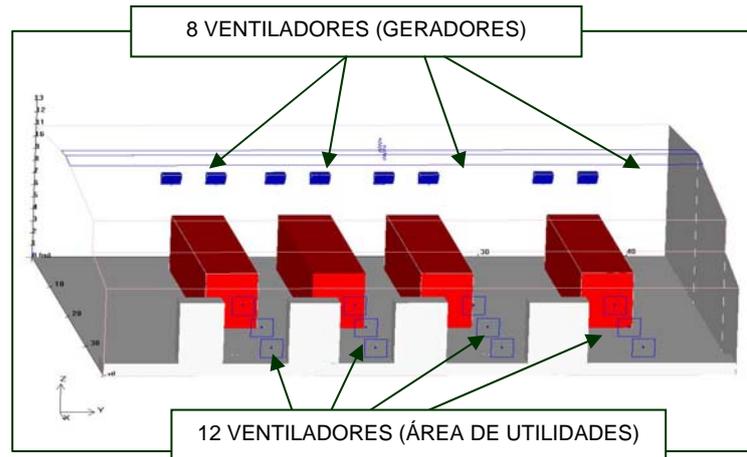


Figura 3.10 – Outra Vista do Modelo Preliminar do Galpão

3.5 Ajuste Numérico do Modelo Térmico

A necessidade de se fazer ajuste no modelo numérico-computacional para que ele possa produzir resultados próximos da realidade do galpão é um fator de extrema importância na simulação. Esses ajustes podem ser classificados tanto de ordem geométrica, como a inclusão de um detalhe significativo observado, como também no aspecto da necessidade de se fazer medidas experimentais para que o modelo numérico-computacional possa se ajustar à realidade do galpão.

3.5.1 Modelo Numérico Ajustado

Foram realizadas alterações no modelo preliminar para inclusão de alguns detalhes importantes, que foram observados quando da visita técnica realizada na Usina Termelétrica Santana.

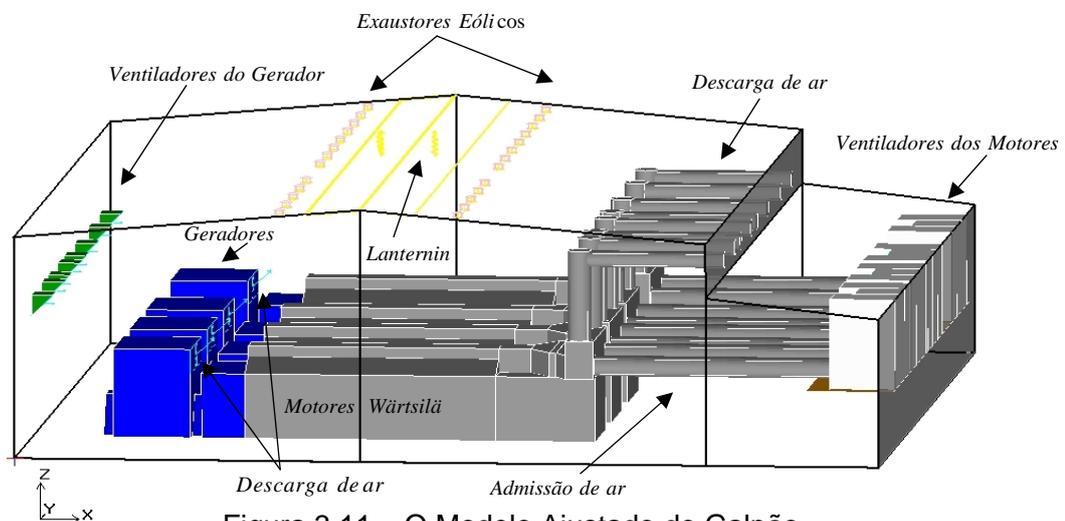


Figura 3.11 – O Modelo Ajustado do Galpão

Observam-se na Figura (3.11) alguns detalhes novos no modelo, tais como os sistemas de admissão e descarga do ar, agora modelados, assim como, os exaustores eólicos no teto do galpão foram acrescentados no modelo, como também nos motores a geometria foi alterada em função da alta temperatura do cabeçote do motor.

3.5.2 Medidas Experimentais

i. Condições Ideais

Algumas condições deveriam ser satisfeitas para que as medidas experimentais quando comparadas com os resultados numéricos pudessem validar o modelo. Essas condições são:

- Funcionamento dos quatro motores por pelo menos 24 horas antes das medidas experimentais serem tomadas. Isso é um fator importante, pois o ambiente teria atingido o regime permanente de funcionamento.
- Funcionamento de todos os ventiladores de insuflamento de ar, tanto os dos motores quanto os dos geradores.
- Ambiente livre de caixas com material relativo à manutenção da praça de máquinas. Essas caixas causam zonas de recirculação do ar causando dificuldades de convergência do modelo simulado e distanciamento com a realidade do ambiente
- Portas do galpão fechadas, evitando com isso a troca de calor com o ambiente externo.
- Para cada medida efetuada o ideal é que fosse dado um tempo para que o ambiente se recuperasse da perturbação e voltasse ao regime permanente, isso se daria com um intervalo de 30 minutos no mínimo.

ii. Limitações Encontradas

Algumas limitações de cunho operacional foram encontradas na usina termelétrica, tais como:

- Os quatro motores, por motivos de gasto de combustível e demanda de energia, só funcionariam por quatro horas, no dia 20.06.2007, das 12:00 às 16:00 horas, tempo muito curto para a tomada das medidas experimentais. Em virtude desse curto período de funcionamento, tivemos que alterar o plano de medições.

- Alguns ventiladores que insuflam ar no ambiente estavam com problemas técnicos e não entrando em funcionamento, esse problema altera sensivelmente o escoamento do ar no interior do galpão assim como a temperatura interna.
- O ambiente interno da usina se encontrava com muito material de manutenção dos motores e geradores, caixas relativamente grandes e que devido ao seu tamanho podem causar zonas de recirculação de ar, interferindo sensivelmente no processo de simulação.
- Foi observado, também que em alguns momentos o portão não se manteve fechado como foi pedido.

iii. Equipamento Utilizado

O equipamento utilizado nas medições da velocidade interna do ar, temperatura e umidade relativa foi um termo-higrômetro **DO2003**, que é um **Datalogger** portátil especialmente desenvolvido para ser usado nos campos de aquecimento e condicionamento de ar, ventilação, conforto ambiental e economia de energia, tanto em aplicações residenciais como industriais, através de uma linha completa de sondas.

O Datalogger armazena até 12.000 leituras que podem ser enviadas a um PC conectado ao instrumento através de uma porta serial RS232C. A Figura (3.12) mostra o instrumento utilizado nas medições.



Figura 3.12 – O Datalogger DO2003

Juntamente com o Datalogger DO2003, foram usadas as sondas de fio quente modelos, AP471 S1 e AP471 S2, mostradas na Figura (3.13).



Figura 3.13 – As Sondas Utilizadas no DO2003

iv. Esquema de Medidas

Em virtude do curto espaço de tempo em que os motores ficariam funcionando, o cronograma de medidas experimentais teve de ser alterado para que se pudesse ter um conjunto válido de medidas que pudessem ser comparadas com os resultados produzidos pela simulação numérica. Dessa forma, novo esquema de medições experimentais foi organizado para ser utilizado no dia seguinte.

Nesse novo esquema de medições, conforme pode ser visto nas Figuras (3.14) e (3.15), as medidas experimentais foram tomadas entre os motores SAUGD 06 e SAUGD 07, num total de 48 medidas experimentais (temperatura, velocidade e umidade relativa do ar), 12 medidas em cada plano horizontal, essas medidas foram multiplicadas por quatro, na direção vertical onde foram tomadas quatro medidas para cada ponto no plano horizontal.

Em virtude do curto período de funcionamento dos motores os pontos centrais vistos na Figura (3.14), não foram medidos, apesar de planejados.

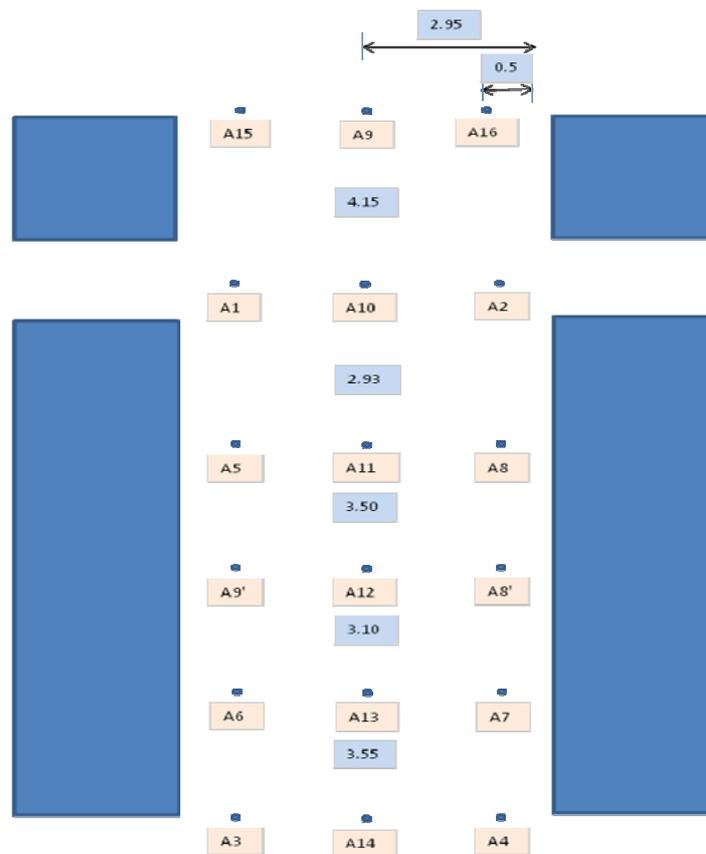


Figura 3.14 – Vista Superior do Plano de Medições

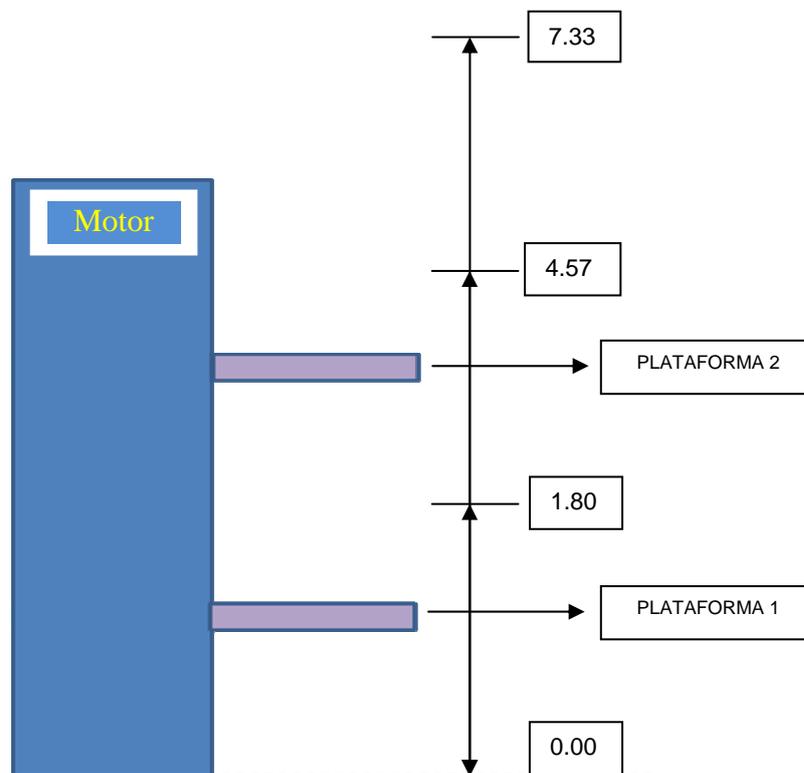


Figura 3.15 – A Elevação das Medidas Realizadas

3.6 Simulação Numérica de Alternativas de Melhoria

Nesta etapa foram realizadas diversas tentativas virtuais de controle térmico (simulações numéricas de modificações, no que diz respeito às características de absorção e isolamento térmico), através de modificações de parâmetros introduzidas nos modelos computacionais ajustados, visando a adequação dos parâmetros térmicos previstos em normas de conforto térmico (ISO 7730 e NR-15) para ambientes construídos.

Três estudos representativos foram incluídos como alternativas de melhoria para ilustrar a metodologia adotada neste trabalho de pesquisa e também para apresentar a alternativa selecionada neste projeto chamada de "Divisão de Fluxo" para melhorar as condições térmicas no Galpão:

- Simulação da influência da vazão do ar na saída dos ventiladores;
- Simulação do efeito do ângulo de incidência do ar na saída dos ventiladores;
- Simulação da alternativa de divisão de fluxo do ar na saída dos ventiladores

i. Simulação da influência da vazão do ar na saída dos ventiladores.

Nesta primeira alternativa foi estudada a influência da variação da vazão do ar nos ventiladores dos geradores, variou-se a vazão de $15 \text{ m}^3/\text{s}$ até $30 \text{ m}^3/\text{s}$, o ângulo de incidência do fluxo dos ventiladores manteve-se fixo em 0° , assim como, a temperatura de ar na saída de ventiladores manteve-se constante no valor de 32°C . A Tabela (3.6) mostra a variação da vazão, sendo que a altura z refere-se ao plano de corte para tomada das distribuições de temperatura e velocidade do ar.

Tabela 3.6 – A Variação de Vazão

ÂNGULO DE INCIÊNCIA – 0°	
VAZÃO DE AR – $Q - \left[\text{m}^3/\text{s} \right]$	ALTURA – $z - \left[m \right]$
15	1
	2
	3
20	1
	2
	3
25	1
	2
	3
30	1
	2
	3

ii. Simulação do efeito da incidência do ar na saída dos ventiladores.

Na segunda alternativa foi estudada a influência do ângulo de incidência do fluxo de ar dos ventiladores dos geradores. Variou-se o ângulo de incidência de 0° até 45° , variando de acordo com a Tabela (3.7), a vazão de ar dos ventiladores foi mantida fixa em $25 \text{ m}^3/\text{s}$, assim como, a temperatura de ar na saída de ventiladores manteve-se constante no valor de 32°C . Na Tabela (3.7) a altura z refere-se ao plano de corte para tomada das distribuições de temperatura e velocidade do ar.

Tabela 3.7 – Variação do Ângulo de Incidência

VAZÃO DE AR – $25 \text{ m}^3/\text{s}$	
ÂNGULO DE INCIDÊNCIA [$^\circ$]	ALTURA – z – [m]
0	1
	2
	3
15	1
	2
	3
25	1
	2
	3
30	1
	2
	3
45	1
	2
	3

iii. Simulação da alternativa de divisão de fluxo do ar na saída dos ventiladores.

A alternativa de "Divisão de Fluxo" do ar na saída dos ventiladores consiste num fluxo de ar quente (na parte superior) com a vazão de $15 \text{ m}^3/\text{s}$ e a temperatura 32°C (ambiente externa) combinado com um fluxo de ar frio (ar refrigerado) (na parte inferior) com a vazão de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ e uma temperatura de 26°C .

Capítulo IV

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO DE AR EM AMBIENTES INTERNOS

Este capítulo apresenta a formulação matemática do escoamento do ar em ambientes internos levando-se em conta as equações que governam a movimentação do ar nesses ambientes, como também a modelagem das estruturas turbulentas envolvidas, através de uma análise dos modelos de turbulência que se aplicam ao referido problema, além de considerações sobre os processos de transferência de calor envolvidos no problema, assim como sua modelagem.

4.1 Equações de Governo no Escoamento de Ar em Ambientes Internos

O escoamento de ar em ambientes internos é governado pela lei da conservação da massa, lei da conservação da quantidade de movimento, lei da conservação de energia e a lei da conservação de espécies químicas, para configurações onde se está levando em conta a dispersão de contaminantes.

Neste trabalho não se está considerando a dispersão de contaminantes no ambiente estudado, dessa maneira, somente as três primeiras leis de conservação foram consideradas. Também neste trabalho foi adotada a notação tensorial cartesiana, para as equações da conservação e utilizou-se a convenção de Einstein para a soma, segundo a qual sempre que um índice aparecer repetido em qualquer termo de uma equação fica implícito a soma deste termo, como a equação será desenvolvida para os três eixos coordenados (x, y, z) , os valores possíveis do índice $i, j, k = 1, 2, 3$ (Ferziger e Peric, 1997).

- **Equação da Conservação da Massa:** O princípio de conservação da massa é extremamente importante na análise física de problemas de engenharia. Na ausência de fontes de massa ou de sorvedouros, onde a massa possa desaparecer, toda a massa que entra em um sistema deve sair e/ou se acumular no mesmo. A equação da conservação da massa ou equação da continuidade é definida como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (4.1)$$

- **Equação da Conservação de Momento:** Esta equação também é conhecida como equação da conservação da quantidade de movimento ou equação de

Navier-Stokes. As equações de conservação de momento são obtidas pela aplicação da segunda lei de Newton.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[2\mu \left(s_{ij} - \frac{1}{3} s_{kk} \delta_{ij} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (4.2)$$

- **Equação da Conservação de Energia:** O princípio da conservação da energia aplicado a um elemento fluido afirma que: “A variação temporal da energia no elemento é igual ao fluxo resultante de calor para dentro do elemento fluido mais o trabalho realizado sobre o elemento pelas forças de campo e de superfície”. Dessa forma, a equação de conservação de energia é definida como:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) + \rho \Phi + S \quad (4.3)$$

Nas equações (4.1), (4.2) e (4.3), t é o tempo, x_i e x_j são as coordenadas cartesianas, u_i (u_j), ρ , p e T são os valores locais e instantâneos da velocidade, massa específica, pressão e temperatura; μ , c_p e k representam os valores locais da viscosidade dinâmica, do calor específico a pressão constante e da condutividade térmica do fluido; g_i é a componente cartesiana do vetor aceleração da gravidade, \vec{g} ; e S é um termo fonte. A expressão entre colchetes na (4.2) representa o tensor das tensões viscosas; s_{ij} é o tensor de deformação definido por:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.4)$$

e δ_{ij} é o delta de Kronecker, ou seja, $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{se } i = j \\ 0 & \text{se } i \neq j \end{cases}$.

Os primeiros e segundos termos do lado esquerdo das equações (4.1), (4.2) e (4.3) representam respectivamente, a taxa de variação local da quantidade conservada e a taxa líquida na qual a energia térmica deixa o volume de controle devido ao movimento global do

fluido (transporte advectivo). O primeiro termo do lado direito das equações (4.2) e (4.3), representa o transporte difusivo da grandeza conservada. O segundo e terceiro termo do lado direito da equação (4.2) representam respectivamente, a força líquida de pressão e a força de corpo (gravitacional) agindo no fluido por unidade de volume. Na equação (4.3), o segundo e terceiro termo do lado direito indicam respectivamente, a taxa de geração de calor por trabalho de compressão e a taxa de geração de calor por dissipação viscosa de energia mecânica, ela representa a taxa líquida na qual o trabalho mecânico é irreversivelmente convertido em energia térmica devido aos efeitos viscosos no fluido. A função dissipação Φ é definida como:

$$\Phi = 2(s_{ij}s_{ij} - \frac{s_{kk}^2}{3}) \quad (4.5)$$

O último termo da equação (4.3) é o termo fonte que caracteriza a conversão de outras formas de energia em energia térmica.

4.1.1 Hipóteses Simplificadoras

As equações (4.1), (4.2) e (4.3) apresentadas na seção anterior são equações gerais que governam problemas gerais relacionados com a dinâmica dos fluidos newtonianos no que diz respeito ao transporte de quantidades conservadas. Embora essas equações formem um sistema fechado, a forte não linearidade que caracteriza os termos advectivos da equação de Navier-Stokes impedem soluções analíticas gerais, exceto para poucos casos particulares, onde simplificações importantes possam ser introduzidas nas equações governantes. Essa característica faz com que a modelagem numérica assuma um papel importante na solução de problemas da engenharia nesse campo.

Através da análise das condições de contorno, correspondentes a cada situação concreta que se deseja abordar, essas equações permitem o estudo dos problemas de dinâmica dos fluidos associados aos escoamentos de ar que se pretende tratar no presente trabalho. Sendo assim, as equações (4.1), (4.2) e (4.3) podem ser simplificadas, mediante hipóteses decorrentes da ordem de grandeza relativa dos termos envolvidos, ou seja:

- i) O fluido de trabalho, o ar, é considerado incompressível, sendo a sua massa específica constante. Nos termos onde aparecem forças de empuxo, considera-se a aproximação de Boussinesq, ou seja:

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (4.6)$$

Na equação (4.6) é mostrada a variação da massa específica, ρ , com a temperatura. Nesta expressão, ρ_0 é a massa específica avaliada a uma temperatura de referência T_0 (valor médio da variação de temperatura). Atribuindo ao símbolo de ρ o significado de ρ_0 . O termo de empuxo na equação (4.3) pode ser expresso por: $\rho g_i - \rho_0 g_i \beta (T - T_0)$;

- ii) As propriedades físicas do fluido (μ , k , c_p , β) são consideradas constantes e uniformes em toda a extensão do escoamento;
- iii) É desprezível a produção de calor, quer por compressão, quer por dissipação viscosa (eliminação do terceiro e quarto termo do lado direito da equação (4.3)).

Aplicando-se as hipóteses simplificadoras nas equações (4.1), (4.2) e (4.3), obtêm-se as seguintes formas mais simples:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} - g_i \beta (T - T_0) \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + S \quad (4.9)$$

onde $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ e $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$ são, respectivamente, a viscosidade cinemática e difusividade térmica.

As equações (4.7), (4.8) e (4.9), ainda podem ser escritas através de uma única equação de transporte genérica para uma quantidade conservativa ϕ , ou seja:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (4.10)$$

O termo S_ϕ da equação (4.10) é chamado termo fonte e armazena todos os outros termos não representados explicitamente, ϕ é a variável dependente conservada, Γ_ϕ é o coeficiente de difusão de ϕ , ρ é a massa específica e u_i é a componente da velocidade. A Tabela (4.1) mostra os valores de Γ_ϕ e de S_ϕ na equação geral de transporte.

Tabela 4.1 – Valores de Γ_ϕ e S_ϕ na equação geral de transporte

Propriedade transportada	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento na direção i	u_i	μ	$\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \right] \right\} - \frac{\partial p_{ef}}{\partial x_i} + g_i \beta (\bar{T} - T_0)$
Temperatura	T	$\frac{k}{c_p}$	$\frac{1}{c_p} \frac{DP}{Dt} + \frac{\mu}{c_p} \Phi$

4.2 Modelagem da Turbulência

A turbulência é a forma mais complexa de movimento de fluido, sendo que em engenharia a maioria dos fenômenos físicos ligados ao movimento de fluido é de natureza turbulenta.

Algumas características da turbulência são comuns a todos os escoamentos turbulentos entre as quais podemos citar: a rotacionalidade; tridimensionalidade, alta difusividade, dissipação; não linearidade; grandes números de Reynolds; contínuo espectro de escalas de comprimento e tempo; intermitência.

A turbulência é um fenômeno altamente difusivo. Na turbulência a mistura de massa, contaminantes, energia, quantidade de movimento são violentamente acelerados devido a fortes gradientes dos potenciais associados, tornando essa mistura muito mais eficiente.

Os escoamentos turbulentos sempre ocorrem para altos números de Reynolds, sendo que as suas maiores características não são controladas pelas propriedades moleculares dos fluidos. A turbulência não é uma característica do fluido, mas do escoamento.

Até poucas décadas atrás, a única forma de prever as propriedades dos escoamentos turbulentos era experimental. O contínuo progresso da capacidade computacional permitiu melhorar o método de previsão dos escoamentos, resolvendo-se as equações de Navier-Stokes com média de Reynolds (RANS - *Reynolds Averaged Navier-Stokes*).

4.2.1 Equações Médias de Reynolds

Reynolds em 1895 percebeu que as propriedades dos escoamentos turbulentos podem ser descritas pela superposição de um termo flutuante a um valor médio (Figura 4.1), sugerindo que os campos presentes nas equações governantes fossem divididos em componentes médias e componentes flutuantes, ou turbulentos.

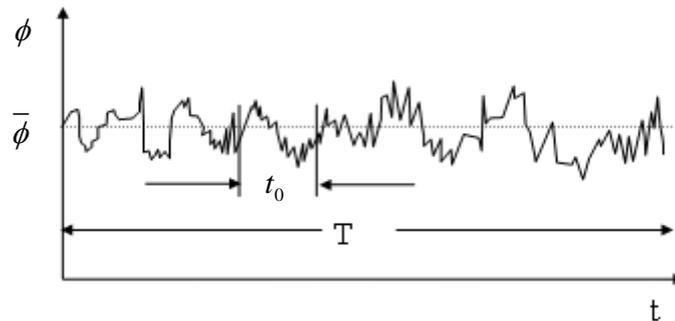


Fig. 4.1 – Média Temporal

Designando por ϕ o valor instantâneo de uma variável genérica em uma dada localização fixa do espaço, então ϕ pode ser definido como:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.11)$$

O termo $\bar{\phi}$ em (4.11), é o valor médio temporal e ϕ' é o valor flutuante ou turbulento. O valor de $\bar{\phi}$ é dado por,

$$\bar{\phi} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \phi dt \quad (4.12)$$

onde T é um intervalo de tempo menor do que o maior tempo das escalas das flutuações turbulentas. As flutuações turbulentas ϕ' são consideradas serem randômicas de forma que $\bar{\phi}' = 0$.

O processo de média temporal é adequado para a turbulência estacionária, em que, a velocidade instantânea, $u_i(x, t)$, é expressa como a soma das partes média, $U_i(x)$, e da parte flutuante, $u_i'(x, t)$, tal que

$$u_i(x, t) = U_i(x) + u'_i(x, t) \quad (4.13)$$

O termo $U_i(x)$ da equação (4.13) é a velocidade média temporal, ou velocidade média, sendo ela estimada considerando-se que o período da flutuação, t_0 é muito menor que o tempo T de aquisição. Portanto, a velocidade média é definida por

$$U_i(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u_i(x, t) dt \quad (4.14)$$

A média temporal da velocidade média é novamente o mesmo valor médio no tempo, ou seja,

$$\overline{U_i(x)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} U_i(x) dt = U_i(x) \quad (4.15)$$

A média temporal da parte flutuante da velocidade é nula. Ou seja, usando-se a equação (4.15), tem-se:

$$\overline{u'_i(x)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} [u_i(x, t) - U_i(x)] dt = U_i(x) - \overline{U_i(x)} = 0 \quad (4.16)$$

O processo de média temporal que envolve integrais temporais é comutativo com respeito à diferenciação espacial. Outra propriedade válida nesse processo de média temporal é a linearidade. A média temporal de um termo transiente é nula no processo turbulento estacionário

As equações médias para a conservação da massa, de momento e de energia em um escoamento turbulento são obtidas aplicando os operadores médios nas equações instantâneas (4.7), (4.8) e (4.9). Assim, as equações de continuidade, da conservação de momento e da energia darão origem, respectivamente, às seguintes equações:

$$\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial \overline{U}_j \overline{U}_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_j u'_i} \right] - g_i \beta (\overline{T} - T_0) \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial(\overline{U}_j \overline{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) + \overline{S} \quad (4.19)$$

As equações (4.17), (4.18) e (4.19), resultantes formais desse procedimento são denominadas equações médias de Reynolds (RANS – Reynolds-Averaged Navier-Stokes) e consistem, naturalmente, em um novo conjunto de equações exatas uma vez que não foi introduzida qualquer hipótese de simplificação na sua dedução. Nessas equações os efeitos do campo turbulento estão isolados dos termos descritivos do escoamento médio e devido a não linearidade dos termos convectivos nas equações (4.8) e (4.9), surgem nessa estratégia de solução um difícil obstáculo, pois sua aplicação leva ao surgimento de novas incógnitas, as correlações de segunda ordem $\overline{u'_j u'_i}$ e $\overline{u'_j T'}$, fazendo com que essas equações deixem de constituir um sistema fechado.

Fazendo-se uma análise física, estas correlações representam mecanismos adicionais de transporte de quantidade de movimento e calor, respectivamente, devido às flutuações turbulentas. O termo $-\rho \overline{u'_j u'_i}$ representa a média temporal do fluxo de momento devido às flutuações turbulentas. O termo $-\rho c_p \overline{u'_j T'}$ quantifica uma densidade de fluxo de calor na direção j e é chamado de fluxo turbulento de calor.

Constata-se que existem mais incógnitas que equações para o problema. Se for tentada a obtenção de novas equações para as tensões turbulentas aparecerão novas incógnitas do tipo $\overline{u'_i u'_j u'_k}$ que serão geradas pelos termos não lineares da inércia, tornando o processo de fechamento recursivamente não solucionável.

Para o fechamento do sistema das equações médias de Reynolds, recorre-se à modelação da turbulência, introduzindo um conjunto de equações e de hipóteses, que permitam determinar as correlações desconhecidas.

4.2.2 Modelos de Turbulência Aplicados ao Escoamento de Ar em Ambientes Internos

Vários são os modelos de turbulência que podem ser usados para prever o escoamento de ar em ambientes internos, sendo que esses modelos podem ser divididos em três categorias principais, ou seja, modelos baseados nas equações médias de Reynolds (RANS – *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*), modelos para grandes estruturas turbulentas (LES – *Large-Eddy Simulation*) e, mais recentemente, modelos híbridos (DES –

Detached Eddy Simulation), que acoplam os modelos RANS e LES para a solução do problema quando os modelos RANS não são suficientemente precisos e os modelos LES não sejam comportáveis. Os modelos de turbulência baseado nas equações médias de Reynolds, podem ainda serem divididos em modelos de viscosidade turbulenta (EVM – *Eddy Viscosity Model*) e modelo de tensões de Reynolds (RSM – *Reynolds Stress Model*).

Os modelos de turbulência que serão considerados no presente trabalho são os modelos de viscosidade turbulenta, mais precisamente, os modelos de zero equação, de Prandtl (1925) e de Chen e Xu (1998), e os modelos de duas equações $k-\varepsilon$ clássico de Launder e Spalding (1974) e $k-\varepsilon$ RNG (Renormalization Group) de Yakhot e Orszag (1986).

4.2.3 Modelos de Viscosidade Turbulenta

Considerando um escoamento unidirecional ao longo de uma placa infinita, a hipótese de Boussinesq estabelece que:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.20)$$

sendo: u'_i e u'_j as flutuações de velocidade associadas às componentes de velocidade U_i e U_j , respectivamente, e x_i é a direção normal à superfície da placa.

A hipótese de Boussinesq foi generalizada por Kolmogorov na forma seguinte:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.21)$$

o termo que contém a função delta de Kronecker, δ_{ij} , é necessário para tornar esta expressão válida também para as tensões normais, mantendo-a coerente com a definição de k , a energia cinética turbulenta por unidade de massa, definida como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_j u'_j} \quad (4.22)$$

Fazendo-se, agora uma analogia direta com a hipótese considerada para o transporte turbulento da quantidade de movimento, representam-se geralmente os fluxos turbulentos de calor através de uma relação análoga da mesma natureza, equivalente a lei de Fourier da condução usando a difusividade turbulenta de calor α_t :

$$-\overline{u_j T'} = \alpha_t \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad (4.23)$$

Tal como a viscosidade turbulenta, α_t não é uma propriedade do fluido, mas depende do estado local da turbulência. De fato, a analogia de Reynolds entre os transportes de quantidade de movimento e de uma propriedade escalar sugere que ν_t e α_t deverão estar intimamente relacionados, definindo-se então o chamado número de Prandtl turbulento,

$$\text{Pr}_t = \frac{\nu_t}{\alpha_t} \quad (4.24)$$

que, em muitos escoamentos, tem um valor aproximadamente constante e da ordem da unidade.

As tensões e os fluxos turbulentos são eliminados nas equações (4.18) e (4.19) por substituição das relações (4.21) e (4.23), respectivamente, resultando em:

$$\frac{\partial \overline{U}_j \overline{U}_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}_{ef}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_{ef} \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - g_i \beta (\overline{T} - T_0) \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial (\overline{U}_j \overline{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_{ef} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \right) + \overline{S} \quad (4.26)$$

Analisando-se as equações (4.25) e (4.26), verifica-se que são idênticas às equações (4.8) e (4.9) para o escoamento instantâneo, se nestas últimas forem substituídos os coeficientes de difusão viscosa e a pressão modificada pelos correspondentes valores efetivos, referindo-se agora as variáveis dependentes ao escoamento médio, tem-se:

$$\nu_{ef} = \nu + \nu_t \quad (4.27)$$

$$\alpha_{ef} = \alpha + \alpha_t \quad (4.28)$$

$$P_{ef} = P + \frac{2}{3} \rho k \quad (4.29)$$

A substituição da pressão modificada por P_{ef} na equação da quantidade de movimento é sugerida pelo fato das tensões turbulentas normais atuarem como forças de pressão, isto é, perpendiculares à superfície de um elemento de volume do fluido, e é viável porque k é um escalar, tal como a própria pressão. A última parcela da equação (4.21) é assim absorvida pelo termo do gradiente de pressão, na equação da quantidade de movimento, eliminando a necessidade da determinação explícita do valor de k .

O principal problema nos modelos baseados no conceito de Boussinesq reside na determinação das distribuições das difusividades turbulentas, mais precisamente de ν_t .

i. Modelo de Turbulência de Zero Equação

Os modelos de turbulência de zero equação são os modelos mais simples que fazem parte do grupo de modelos de viscosidade turbulenta. Esses modelos possuem uma equação algébrica para a viscosidade turbulenta e nenhuma equação diferencial adicional de transporte além das equações médias de Reynolds para massa, momento e energia. O primeiro modelo de zero equação foi desenvolvido por Prandtl em 1925 com a hipótese do comprimento da camada de mistura. Embora este modelo não seja visto como um modelo teórico e que precise de calibrações para cada tipo específico de escoamento, este modelo tem conseguido bons resultados na predição de escoamentos turbulentos simples.

Na formulação do modelo de zero equação, Prandtl supôs que uma porção de fluido que se desloca com sua velocidade média $U(y_0)$ é deslocado transversalmente devido à flutuação de velocidade v' . Ver Figura (4.2).

O fluxo de momento é equivalente a tensão flutuante, ou seja,

$$\pi \left(\frac{\dot{m}}{A_y} \right) \Delta U = -(\rho v') \left(L \frac{d\bar{U}}{dy} \right) \quad (4.30)$$

sendo seu valor médio, igual a,

$$-(\rho \overline{v'}) \left(L \frac{d\overline{U}}{dy} \right) \cong -\rho \overline{u'v'} \quad (4.31)$$

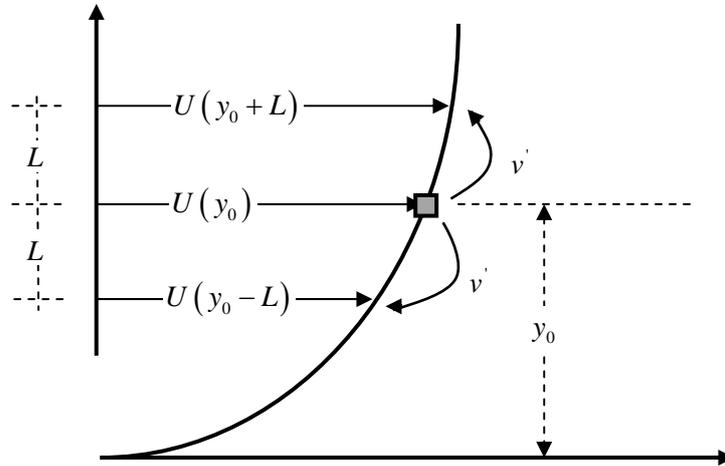


Figura 4.2 – Formulação do Modelo Zero Equação

Para um dado y_0 a influência de v' no fluxo de momento diminui à medida que a distância viajada, L , aumenta. Do contrário, ela cresceria indefinidamente enquanto L aumentasse o que configuraria uma situação não realística.

Pode-se estimar que v' e L apresentem correlação para valores de L , comparáveis a um comprimento transversal característico do escoamento, l , chamado comprimento de mistura, isto é, a média $\overline{v'L}$ é igual ao produto de l vezes a raiz quadrada de v' ao quadrado vezes um fator de correlação c , ou seja,

$$\overline{v'L} = cl\sqrt{v'^2} \quad (4.32)$$

Substituindo-se na equação (4.32) para a tensão média, tem-se,

$$\rho\sqrt{v'^2} l \frac{dU}{dy} \cong -\rho\overline{u'v'} \quad (4.33)$$

Observa-se que a parte de u' que se correlaciona com v' é da ordem de:

$$\sqrt{v'^2} \cong l \frac{dU}{dy} \quad (4.34)$$

Considerando-se que u' e v' são fortemente correlacionados e possuem a mesma ordem de grandeza, $\overline{u'^2} \cong \overline{v'^2}$, então,

$$\overline{u'^2} \approx \overline{v'^2} \approx l \frac{dU}{dy} \quad (4.35)$$

A tensão média turbulenta pode ser dada em termos do gradiente da velocidade média e do comprimento de mistura, ou seja,

$$-\rho \overline{u'v'} = \rho l^2 \frac{dU}{dy} \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (4.36)$$

A expressão (4.40) foi originalmente proposta por Prandtl. Para se definir, agora, o modelo de comprimento de mistura, basta encontrar uma expressão que permita calcular a viscosidade turbulenta em função do comprimento de mistura, ou seja, igualando-se as expressões:

$$\overline{\tau_{yx}} = \mu_t \frac{dU}{dy} = \rho l^2 \frac{dU}{dy} \left| \frac{dU}{dy} \right|$$

$$\mu_t = \rho l^2 \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (4.37)$$

ii. Modelo de Turbulência de Zero Equação para Ambientes Internos (Zero-Equation Indoor)

O modelo de turbulência de zero equação para ambientes internos foi proposto por Chen and Xu (1998), como um modelo que pudesse ser aplicado na simulação do escoamento de ar em ambientes internos.

Este modelo de zero equação usa uma nova expressão algébrica simples para expressar a viscosidade turbulenta como função da velocidade média local, V , e um comprimento de escala, l , ou seja,

$$\mu_t = 0.03874 \rho V l \quad (4.38)$$

A equação (4.38) não necessita ter seu valor constante ajustado para as diferentes condições de escoamento.

Para se determinar as distribuições de temperatura e o termo de convecção sob forma de plumas térmicas, a equação (4.26) deve ser resolvida, onde o coeficiente de difusão efetivo, $\Gamma_{t_{eff}}$, foi estimado para temperatura T , em:

$$\Gamma_{t_{eff}} = \frac{\mu_{ef}}{\text{Pr}_{ef}} \quad (4.39)$$

sendo o número de Prandtl efetivo, Pr_{ef} , 0,9.

O coeficiente de transferência de calor por convecção é determinado por uma equação através de uma análise similar a analogia de Reynolds, ou seja,

$$h = \frac{\mu_{ef}}{\text{Pr}_{ef}} \frac{c_p}{\Delta x_j} \quad (4.40)$$

sendo Δx_j é a distância entre a superfície e a primeira malha fechada em relação a superfície.

Este modelo tem sido largamente usado em simulações do escoamento do ar em diferentes tipos de ambientes internos com precisão aceitável e uma significativa redução do tempo computacional. O programa computacional Fluent-Airpak para aplicações em simulações na área de climatização adota como padrão este modelo de turbulência.

iii. Modelo $k-\varepsilon$ clássico

O modelo $k-\varepsilon$ clássico de turbulência é um modelo no qual se considera que as tensões de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média, sendo a viscosidade turbulenta, ν_t , a constante de proporcionalidade. Esta suposição, conhecida como analogia de Boussinesq, provê a seguinte expressão para as tensões de Reynolds:

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \nu_t \left(\frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (4.41)$$

A energia cinética turbulenta, k , é definida como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (4.42)$$

A equação (4.41) para as tensões de Reynolds é análoga àquela que descreve as tensões de cisalhamento que aparecem no escoamento laminar, com a viscosidade turbulenta, μ_t fazendo o mesmo papel que a viscosidade molecular μ . Nas equações de conservação da quantidade de movimento linear obtida através da média de Reynolds, μ é substituído pela viscosidade efetiva, μ_{ef} .

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (4.43)$$

A viscosidade turbulenta μ_t é dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.44)$$

sendo $C_\mu = 0,09$ uma constante de proporcionalidade definida empiricamente (Launder e Spalding, 1974).

Os valores de k e ε requeridos na equação (4.44) são obtidos a partir das seguintes equações de conservação, considerando-se o regime estacionário:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\nu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + G_k - \varepsilon \quad (4.45)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\nu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + G_k) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.46)$$

sendo: $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ constantes empíricas, σ_k e σ_ε os números de Prandtl governando a difusão turbulenta de k e ε , P_k a taxa de produção de energia cinética turbulenta e G_k a geração de energia cinética turbulenta por efeitos de empuxo, definidos por:

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.47)$$

$$G_k = \beta g_i \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \quad (4.48)$$

Os coeficientes $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$ são valores determinados empiricamente (Launder e Spalding, 1974).

iv. Modelo de Turbulência $k-\varepsilon$ RNG (Renormalization Group)

Yakhot e Orszag em 1986 usaram a técnica RNG para desenvolver uma teoria para as grandes escalas de turbulência, na qual os efeitos das pequenas escalas são representados por coeficientes de transporte modificados. O primeiro $k-\varepsilon$ RNG desenvolvido, tem a mesma forma do modelo $k-\varepsilon$ clássico, exceto o valor das constantes. A viscosidade turbulenta também é calculada pela equação (4.48) só que agora o coeficiente C_μ tem seu valor alterado para $C_\mu = 0,0845$. Cabendo, agora, obter as equações da energia cinética turbulenta (k) e de sua taxa de dissipação (ε).

Com referência ao modelo tradicional, este novo modelo renormalizado apresenta duas diferenças: os valores das constantes, que foram obtidas analiticamente, e a inclusão de um novo termo na equação da dissipação (ε), chamado termo R (Abrunhosa, 2003). A teoria RNG obtém $C_{1\varepsilon} = 1,42$, $C_{2\varepsilon} = 1,68$, $\sigma_k = 0,72$ e $\sigma_\varepsilon = 0,72$, enquanto, no modelo $k-\varepsilon$ clássico, estas constantes foram ajustadas experimentalmente como $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$. A forma final do modelo $k-\varepsilon$ renormalizado ($k-\varepsilon$ RNG), para altos números de Reynolds, é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\nu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (4.49)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\nu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - R - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.50)$$

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \quad (4.51)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (4.52)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (4.53)$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4.54)$$

$$V_{ef} = \frac{C_{\mu} k^2}{\varepsilon} \quad (4.55)$$

4.3 Os Processos de Transferência de Calor e o Movimento de Ar em Ambientes Internos

A movimentação do ar em um ambiente interno também está relacionada com a transferência de calor que ocorre no ambiente. A troca de calor entre as paredes, janelas e o ambiente interno ocorre por convecção, condução e radiação. No caso do processo de transferência de calor por condução é usual se fazer uma simplificação em simulações, admitindo-se que os contornos do ambiente (paredes e janelas) tenham uma temperatura constante ou um fluxo de calor constante. Esta simplificação se deve ao entendimento de que o processo de transporte de calor convectivo no interior do ambiente tem o papel mais importante na troca de calor, em função das pequenas diferenças de temperatura envolvidas.

Considerando-se, agora, o processo de transferência de calor por convecção que ocorre no escoamento de ar em ambientes internos, é comum nesses escoamentos ocorrer troca de calor por convecção forçada, convecção natural ou convecção mista.

Na convecção forçada os efeitos gravitacionais são irrelevantes para a descrição do campo de escoamento, que fica assim independente da distribuição de temperatura, ou seja, as forças de empuxo são desprezadas, pois o movimento do ar é imposto externamente, geralmente por jatos de ar insuflados no ambiente. Desta forma, o regime de escoamento é determinado somente pelo balanço entre as forças de inércia e as forças viscosas, o qual é representado pelo agrupamento adimensional chamado de número de Reynolds (Re), definido por:

$$Re = \frac{U_{cf} L_c}{\nu} \quad (4.56)$$

sendo: U_{cf} uma velocidade característica do escoamento forçado, L_c um comprimento característico da geometria em estudo e ν a viscosidade cinemática do fluido.

O movimento do ar por convecção livre ou natural é originado quando uma força de campo atua sobre um fluido no qual existe gradientes de massa específica. O efeito líquido é a força de empuxo que induz correntes de convecção livre.

Portanto, no processo de convecção natural o ar se movimenta por si próprio, impulsionado por efeitos gravitacionais associados às diferenças de massa específica do ar no ambiente, ou seja, as forças inerciais não são as mais importantes. O parâmetro adimensional que caracteriza este regime de escoamento é o número de Grashof, Gr , definido por:

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu^2} = \left(\frac{U_{cn} L_c}{\nu} \right)^2 \quad (4.57)$$

sendo: g a aceleração da gravidade, β o coeficiente de expansão térmica do fluido e ΔT uma escala característica da variação de temperatura no fluido. O número de Grashof desempenha o mesmo papel na convecção livre que o número de Reynolds na convecção forçada, pois ele indica a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas que atuam no fluido.

Em regime de convecção mista os efeitos das forças de inércia e das forças de empuxo são da mesma ordem de grandeza, não podendo, portanto, nenhum deles ser desprezado. A definição de um regime de convecção mista deverá, então, basear-se em um parâmetro adimensional que quantifique a importância relativa das forças de inércia e das forças de empuxo. O parâmetro adimensional que pode ser utilizado para considerar os efeitos combinados da convecção livre e forçada é denominado de número de Arquimedes, Ar , e é definido por:

$$Ar = \frac{Gr}{Re^2} \quad (4.58)$$

Quando a relação $Gr/Re^2 = 1$, os efeitos combinada da convecção livre e forçada devem ser considerados. Se a desigualdade $Gr/Re^2 \ll 1$ for satisfeita, os efeitos da convecção livre podem ser desprezados e o número de Nusselt é função somente do número de Reynolds e do número de Prandtl, $Nu_L = f(Re_L, Pr)$. Ao contrário, se $Gr/Re^2 \gg 1$, os efeitos da convecção forçada podem ser desprezados e o número de Nusselt é função do número de Grashof e do número de Prandtl, $Nu_L = f(Gr_L, Pr)$. No sentido estrito, um escoamento em convecção livre é um escoamento que é induzido apenas por forças de empuxo, caso em que não há velocidade de convecção forçada bem definida e $Gr/Re^2 \cong \infty$.

4.3.1 Modelagem da Radiação

Os termos transferência de calor por radiação e radiação térmica são termos comumente usados para descrever um tipo de transferência de calor causado por ondas eletromagnéticas. Uma descrição mais detalhada sobre o processo da radiação térmica pode ser encontrada em Incropera e DeWitt (2003).

A Figura (4.3) ilustra o processo de transferência de calor por radiação.

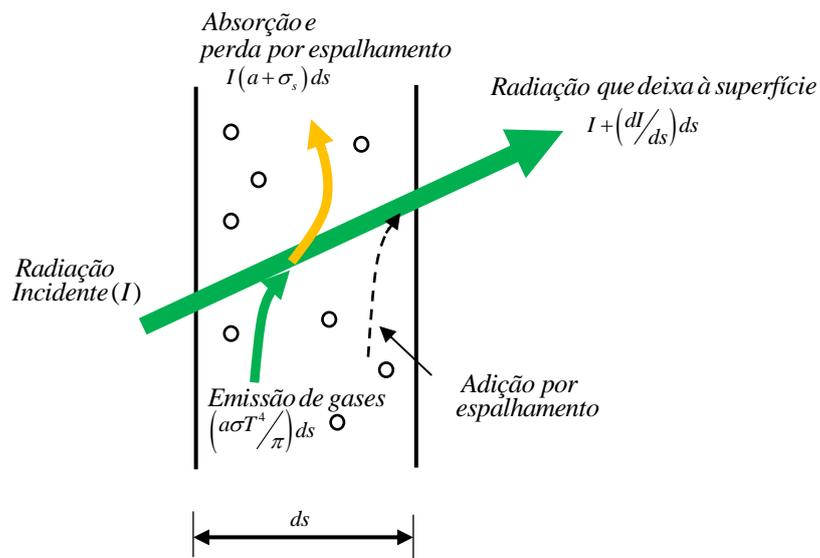


Figura 4.3 – Transferência de Calor por Radiação

Os modelo de radiação térmica utilizado no escoamento de ar em ambientes internos são os modelo de radiação superfície à superfície e o modelo de radiação de ordenadas discretas.

i. Modelo de Radiação Superfície à Superfície

Nesse modelo o fluxo de energia que deixa uma dada superfície é composto diretamente da energia emitida e da energia refletida. O fluxo de energia refletida depende do fluxo de energia incidente da vizinhança a qual, então pode ser expressa em termos do fluxo de energia que deixa todas as outras superfícies. A energia refletida de uma superfície i é:

$$q_{out,i} = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i q_{in,i} \quad (4.59)$$

sendo: $q_{out,i}$ o fluxo de energia deixando a superfície i , ε_i a emissividade, σ a constante de Stefan-Boltzmann, ρ_i é o coeficiente de reflexão e $q_{in,i}$ o fluxo de energia incidente numa superfície na vizinhança.

ii. Modelo de Radiação de Ordenadas Discretas

O modelo de radiação de ordenadas discretas resolve a equação de transferência por radiação para um número finito de ângulos sólidos, cada ângulo associado a um vetor direção \vec{s} no sistema de coordenadas cartesianas. O modelo de ordenadas discretas transforma a equação geral da radiação térmica numa equação de transporte para a intensidade da radiação nas coordenadas cartesianas (x, y, z) . O modelo de ordenadas discretas resolve tantas equações de transporte quantas forem às direções \vec{s} . O método de solução é idêntico ao que é usado para resolver as equações de momento e energia.

O modelo de ordenadas discretas considera a equação geral da radiação térmica na direção \vec{s} como uma equação de campo. Portanto, essa equação pode ser escrita como,

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (4.65)$$

Capítulo V

MODELAGEM NUMÉRICA

Este capítulo apresenta a modelagem numérica do problema de escoamento do ar em ambientes internos, apresentando a equação geral do transporte, que será usada na formulação do método dos volumes finitos, assim como os esquemas de discretização decorrentes do processo de discretização, algoritmos de acoplamento de pressão-velocidade, método de solução das equações algébricas resultantes e técnicas de aceleração da convergência.

5.1 Considerações Preliminares

No capítulo anterior foi observado que as equações de conservação que governam o escoamento de ar em ambientes internos, embora formem um sistema fechado, a forte não linearidade, que caracteriza os termos advectivos da equação de Navier-Stokes, por exemplo, impede a solução analítica do problema, exceto para alguns poucos casos particulares, onde simplificações importantes possam ser introduzidas nas equações governantes e, conseqüentemente, faz com que o uso de métodos numéricos seja inevitável. Assim sendo, a solução de escoamentos no interior de regiões arbitrárias, e com condições de contorno gerais, só pode ser encontrada com o auxílio de métodos numéricos adequados.

De uma forma geral, a maioria dos métodos numéricos transforma uma região contínua onde ocorre o problema físico, representado por equações diferenciais, num domínio de cálculo discreto, constituído de malhas elementares. Esse processo é chamado de discretização e o seu objetivo é fornecer uma solução aproximada ao problema, portanto, o conceito básico da simulação numérica é discretizar o conjunto de equações diferenciais que governam o problema físico. A discretização é um processo matemático que consiste em substituir as derivadas existentes na equação diferencial por expressões algébricas aproximadas, discretas e que possam ser resolvidas por um sistema computacional.

Três técnicas numéricas, na atualidade, destacam-se no processo de discretização das equações diferenciais parciais. O modo de obter essas equações algébricas é que caracteriza o tipo de técnica numérica empregada. Dentre estes métodos de discretização podem ser citados o Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método de Elementos Finitos (MEF) e o Método de Volumes Finitos (MVF).

5.2 Modelagem Numérica de Escoamentos em Ambientes Internos

O escoamento de ar em ambientes internos é extremamente complexo e muito difícil de ser modelado numericamente, pois o escoamento envolve uma combinação de muitos elementos diferentes. Frequentemente, esse tipo de escoamento é uma combinação de escoamentos cisalhantes livres (jatos) e escoamento de parede e, como consequência da geometria do problema abordado e das condições de contorno, podem ser encontrados escoamentos laminares, escoamentos em fase de transição e escoamentos completamente turbulentos, além de regiões de recirculação. (Figura 5.1)

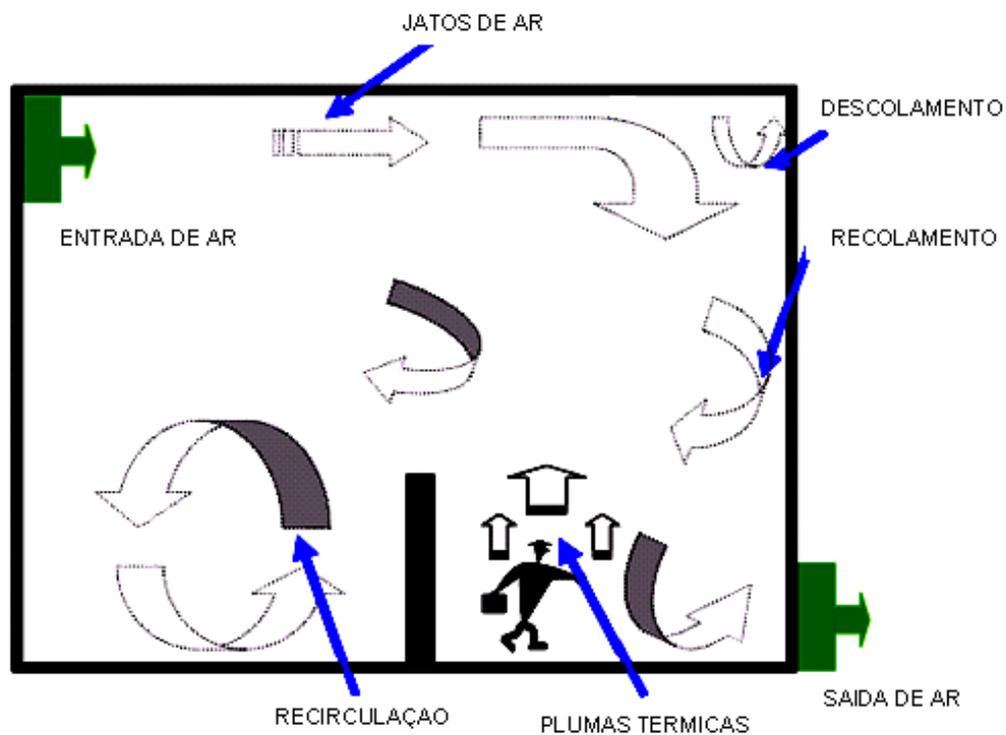


Figura 5.1 – Características Típicas do Escoamento em Ambientes Internos

Outro fator que faz a simulação numérica desse tipo de escoamento se tornar complexa é o fato dele ser governado tanto por forças de inércia quanto por forças de empuxo, uma concorrendo com a outra, sendo que na maioria das vezes elas são de mesma ordem de grandeza, o que caracteriza o escoamento como de convecção mista, devido a esse fenômeno e a presença de estruturas turbulentas complexas, o escoamento de ar em ambientes internos pode ser completamente instável.

O escoamento de ar em ambientes internos está normalmente relacionado com geometrias tridimensionais complexas, com grandes dimensões, o que somente em alguns casos podem ser reduzidos a problemas bidimensionais. Além disso, quando se utilizam

modelos de turbulência mais avançados, a malha computacional deve ser suficientemente refinada nas proximidades das paredes para que os efeitos do cisalhamento possam ser percebidos na simulação, o que traz como consequência um aumento do tempo de processamento e da capacidade de armazenamento, ou seja, um aumento do custo computacional.

5.3 Equação Geral de Transporte

Todas as equações de governo de um fluido incompressível Newtoniano, continuidade, momento, energia e concentração de contaminantes possuem características em comum que se for introduzida uma variável geral ϕ , a forma conservativa de todas as equações de governo de um fluido incompressível Newtoniano, podem ser representada pela equação (5.1), introduzida no Capítulo IV desse trabalho.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (5.1)$$

A equação (5.1) possui um termo do lado esquerdo e dois termos o lado direito, O termo do lado esquerdo define o termo convectivo e representa o fluxo total de ϕ no elemento fluido. No lado direito da equação, o primeiro termo é o termo difusivo e representa a taxa de variação de ϕ devido à difusão, sendo Γ_ϕ o coeficiente de difusão. O segundo e último termo é o termo fonte e representa a taxa de aumento de ϕ devido à fontes. A equação (5.1) é usada como o ponto de partida para procedimentos computacionais no método de volumes finitos. A Tabela (5.1) mostra os valores de ϕ , Γ_ϕ e S_ϕ na equação geral de transporte.

Neste trabalho, as equações diferenciais de conservação dos princípios físicos, como por exemplo, da quantidade de movimento linear, da energia, da energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, entre outras, seguem a seguinte forma geral da equação (5.1), (Patankar, 1980).

Nesta equação, a variável dependente ϕ pode representar diferentes grandezas de interesse em fenômenos de transportes, como velocidade, temperatura, energia cinética turbulenta, taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, entre outras.

Tabela 5.1 – Valores de ϕ , Γ_ϕ e S_ϕ na equação geral de transporte

Propriedade transportada	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento na direção i	U_i	$\nu_{ef} = \nu + \nu_t$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{ef}}{\partial x_i} + g_i \beta (T - T_0)$
Temperatura	T	$\alpha_{ef} = \frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t}$	S
Energia Cinética Turbulenta	k	$\frac{\nu_t}{\sigma_k}$	$P_k + G_k - \varepsilon$
Taxa de Dissipação da Energia Cinética Turbulenta	ε	$\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon_1} P_k - C_{\varepsilon_2} \varepsilon + C_{\varepsilon_1} C_{\varepsilon_3} G_k)$

5.4 Método de Volumes Finitos (MVF)

Em seu processo de formulação, o método de volumes finitos, como a maioria dos métodos numéricos transforma uma dada região contínua onde ocorre o problema físico, num domínio de cálculo discreto, constituído de malhas elementares, ou seja, o domínio de cálculo e dividido em volumes finitos não superpostos de modo que cada um envolva um único ponto nodal da malha computacional. Dessa forma, o método de volumes finitos apresenta quatro etapas a serem seguidas:

- i) Divisão do domínio de cálculo num número finito de volumes de controle;
- ii) Integração de volume da equação de transporte;
- iii) Aproximação das integrais de superfície e de volume resultantes no âmbito do domínio de cálculo (discretização);
- iv) Resolução do sistema das equações resultantes, através de um algoritmo apropriado, obtendo-se a solução numérica.

A primeira etapa consiste no processo de divisão do domínio de cálculo em um número finito de volumes de controle, diferente ao que acontece no método de diferenças finitas onde o domínio de cálculo é dividido em nós. Para cada volume de controle seleciona-se um nó computacional representativo, geralmente localizado no centróide do volume. Como alternativa pode-se também definir inicialmente os nós e construir os volumes de controle a sua volta de forma que as faces dos volumes de controle estejam a meio do

caminho entre os nós. Adota-se, geralmente o centróide do volume de controle para se evitar variações muito intensas no tamanho das células para não deteriorar a precisão. As fronteiras do sistema possuem volumes de controle de espessura nula.

A Figura (5.2) mostra uma representação relativa no plano x-y dos volumes elementares de dimensões Δx e Δy , sendo que os pontos nodais localizam-se no centro do volume de controle (cell-centered) e são numeradas a partir do canto inferior esquerdo. O volume principal está representado pela letra P , tendo como vizinhos os volumes E (leste), W (oeste), N (norte) e S (sul). Este padrão de representação é clássico na metodologia dos volumes finitos e será seguido no presente texto. A existência de pontos nodais sobre as fronteiras do domínio (volumes de controle de dimensão nula) relaciona-se com a aplicação das condições de contorno.

Quando cada volume de controle possui o mesmo número de volumes vizinhos a malha computacional é dita estruturada e se todos têm formato retangular ela é dita ortogonal. Em uma malha regular (ou uniforme) todos os volumes de controle possuem as mesmas dimensões.

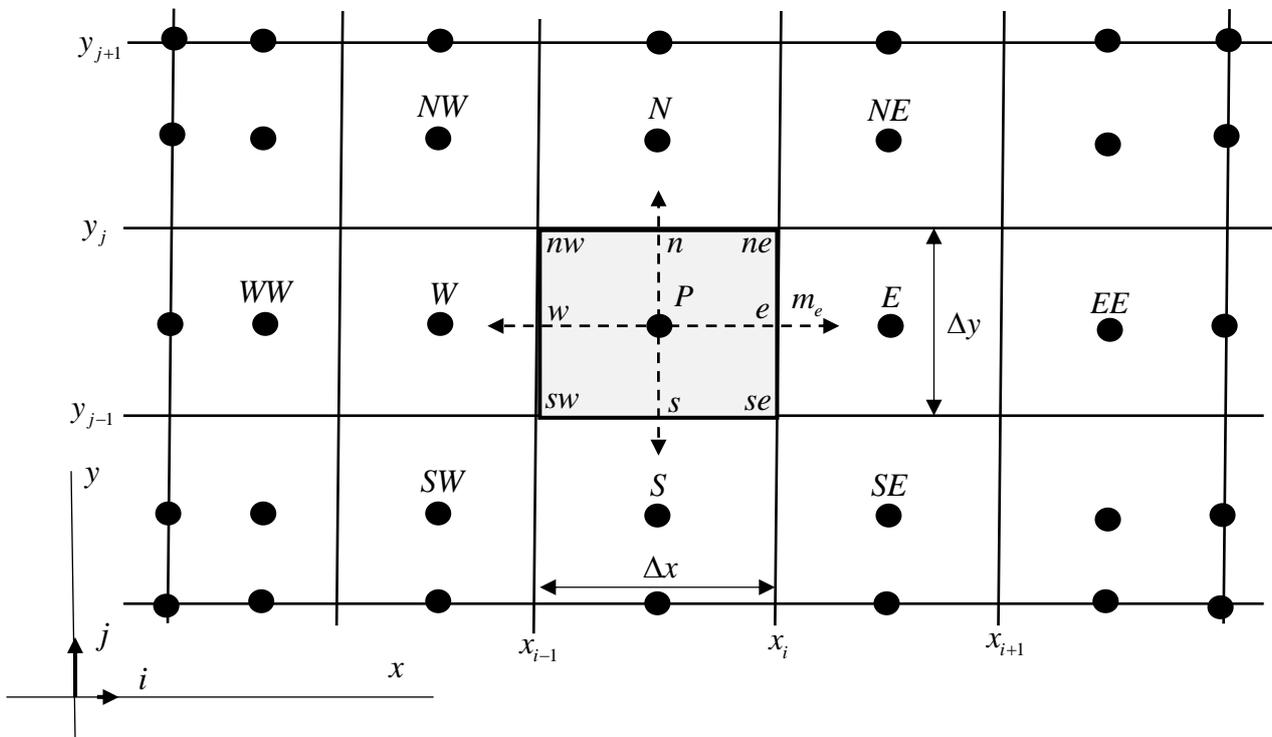


Figura 5.2 - Disposição dos volumes de controle no domínio de cálculo

A segunda etapa consiste na integração da equação (5.1) sobre um volume de controle. Este processo de integração constitui a chave do método de volumes finitos. Desse modo tem-se,

$$\int_{VC} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{VC} \text{div}(\rho\phi u) dV = \int_{VC} \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad}\phi) dV + \int_{VC} S_{\phi} dV \quad (5.2)$$

As integrais do volume de controle do segundo termo do lado esquerdo, o termo convectivo, e no primeiro termo do lado direito, o termo difusivo, da equação (5.2) são reescritas como integrais sobre a superfície de contorno do volume de controle aplicando o teorema da divergência de Gauss. Desse modo, equação (5.2) fica,

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho\phi dV \right) + \int_A n \cdot (\rho\phi u) dA = \int_A n \cdot (\Gamma_{\phi} \text{grad}\phi) dA + \int_{VC} S_{\phi} dV \quad (5.3)$$

Em problemas transientes é igualmente necessário integrar, por exemplo, no que diz respeito ao tempo t sobre um Δt pequeno do intervalo de t até $t + \Delta t$. Este procedimento faz com que a equação (5.1), possa ser escrita na sua forma integral como,

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho\phi dV \right) dt + \int_{\Delta t} \int_A n \cdot (\rho\phi u) dA dt = \int_{\Delta t} \int_A n \cdot (\Gamma_{\phi} \text{grad}\phi) dA dt + \int_{\Delta t} \int_{VC} S_{\phi} dV dt \quad (5.4)$$

Tomando-se agora, como exemplo, um problema advectivo-difusivo, bidimensional, com ausência do termo fonte e em regime permanente, esse problema pode ser bem representado pelas equações conservação da quantidade de movimento e conservação da massa. Partindo-se da equação geral do transporte (5.1) e fazendo-se as simplificações necessárias ao problema, tais como:

- Problema bidimensional: $\frac{\partial}{\partial z} = 0$;
- Regime permanente: $\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) = 0$;
- Sem termo fonte: $S_{\phi} = 0$.

Dessa forma, as equações da conservação da quantidade de movimento e conservação da massa, podem ser retiradas da equação (5.1), observando-se também a Tabela (4.1) e após a introdução das simplificações do problema podem ser re-escritas em,

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (5.6)$$

Levando-se em conta a discretização, mostrada na Figura (5.1) e integrando-se as equações diferenciais (5.4) e (5.5), no volume elementar P , sobre suas faces e e w na direção x , nas faces n e s na direção y , tem-se:

$$\int_s^e \int_w^e \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) dx dy + \int_s^e \int_w^e \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) dx dy = \int_s^e \int_w^e \left[\frac{\partial}{\partial x} \Gamma_{\phi} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right] dx dy + \int_s^e \int_w^e \left[\frac{\partial}{\partial y} \Gamma_{\phi} \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] dx dy \quad (5.7)$$

$$\int_s^e \int_w^e \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) dx dy + \int_s^e \int_w^e \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) dx dy = 0 \quad (5.8)$$

As equações (5.7) e (5.8), após o processo de integração produzem como resultados, respectivamente, as seguintes equações:

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w + (\rho v A \phi)_n - (\rho v A \phi)_s = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w + \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \quad (5.9)$$

$$(\rho u A)_e - (\rho u A)_w + (\rho v A)_n - (\rho v A)_s = 0 \quad (5.10)$$

O processo de discretização necessita agora de aproximações aos fluxos nas faces, para isso, algumas definições se fazem necessárias, tais como, $F = \rho u$, (fluxo convectivo de massa por unidade de área) e $D = \frac{\Gamma}{\delta_x}$, (condutância difusiva nas faces), além da seguinte hipótese: $A_e = A_w = A_n = A_s = A$. Sendo assim, a forma final das equações é, respectivamente,

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w + F_n \phi_n - F_s \phi_s = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) + D_n (\phi_N - \phi_P) - D_s (\phi_P - \phi_S) \quad (5.11)$$

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (5.12)$$

Analisando-se as equações (5.11) e (5.12), verifica-se a existência de algumas dificuldades na resolução dessas equações, ou seja, para se resolver a equação (5.11) precisa-se calcular a propriedade transportada ϕ nas faces e , w , n e s . Para esse propósito, existem esquemas de discretização que permitem o cálculo da propriedade ϕ nas referidas faces. A escolha de um esquema adequado para transferir o valor da propriedade no centro do volume de controle para suas faces é de extrema importância, pois dele depende a estabilidade, a convergência e a consistência dos resultados. Os esquemas de discretização são também chamados de funções de interpolação (Maliska, 2004). Além disso, na equação (5.11), o campo de velocidade não é conhecido, aparecendo como parte do processo de solução geral juntamente com as outras variáveis do escoamento, o que faz com que seja necessário um algoritmo para o problema do acoplamento pressão x velocidade.

O tratamento dos termos advectivos constitui um dos procedimentos que mais influenciam na solução das equações de Navier-Stokes, principalmente para altos números de Reynolds. Funções de interpolação são empregadas para estimar a magnitude das variáveis e de suas derivadas nas faces do volume de controle, a partir de seus respectivos valores nos pontos nodais. A tentativa é sempre propor uma função de interpolação com o menor erro possível e que, ao mesmo tempo, não envolva muitos pontos nodais para não criar uma matriz com uma estrutura complexa. Se a malha computacional for suficientemente refinada, qualquer função de interpolação convenientemente definida tende a produzir resultados muito semelhantes entre si.

O Anexo B desse trabalho mostra alguns dos principais esquemas de discretização utilizado na técnica de volumes finitos.

5.4.1 A Equação Discretizada

A título de exemplo, a equação (5.11), rearranjada após a aplicação do esquema Upwind, pode ser colocada na forma:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S \quad (5.13)$$

com

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (5.14a)$$

$$a_E = D_e + \|-F_e, 0\| \quad ; \quad a_W = D_w + \|\|F_w, 0\| \quad (5.14b)$$

$$a_N = D_n + \|-F_n, 0\| \quad ; \quad a_S = D_s + \|\|F_s, 0\| \quad (5.14c)$$

5.4.2 Solução do Sistema de Equações Algébricas

O sistema de equações resultantes do processo de discretização e gerado pela equação (5.12) forma uma matriz pentadiagonal, com os coeficientes a_p posicionados na diagonal principal, os coeficientes a_E na subdiagonal superior e os coeficientes a_W na subdiagonal inferior. Os coeficientes para as faces norte, a_N e sul, a_S encontram-se nas diagonais mais afastadas em relação a diagonal principal. Observa-se que para problemas unidimensionais a matriz formada tem a forma tridiagonal enquanto que para problemas tridimensionais, a matriz será heptadiagonal. No Anexo C é mostrado dois dos principais algoritmos de solução do sistema de equações algébricas resultantes.

5.5 Acoplamento Pressão x Velocidade

O processo de acoplamento pressão x velocidade é importante em face do campo de velocidade não ser conhecido, aparecendo como parte do processo de solução geral, juntamente com as outras variáveis do escoamento. Além disso, as equações da quantidade de movimento e da continuidade encontram-se fortemente acopladas, pois os fluxos convectivos são também as incógnitas ϕ e todas as componentes de velocidade aparecem em todas as equações. Em função desse problema surge à necessidade de estratégias para o cálculo do campo do escoamento, essas estratégias são chamadas de acoplamento pressão x velocidade.

Dois caminhos podem ser seguidos na resolução para o cálculo do campo do escoamento, ou seja, deve-se escolher o tipo de solução que se quer adotar para o problema, simultâneo ou segregado. Na solução simultânea, não há a necessidade de se usar nenhum acoplamento pressão-velocidade e as variáveis são todas calculadas ao mesmo tempo, numa única matriz. Apesar disso, as não linearidades intrínsecas ao problema permanecem e devem ser tratadas iterativamente, atualizando-se a matriz dos

coeficientes até a convergência. Apesar da aparente vantagem de se conseguir resolver todo o campo das variáveis com a solução de um único sistema de equações, em situações práticas o custo computacional decorrente da utilização deste método torna-se proibitivo.

Só para se ter uma idéia supondo-se que se tenha um domínio tridimensional com 50.000 elementos. Tem-se, neste caso, 250.000 incógnitas, u, v, w, p, T , originando um sistema com 62.500.000.000 elementos, dos quais apenas 0,0028% são não-nulos. A menos que se empregue um algoritmo poderoso para o tratamento de sistemas esparsos, o custo desta operação torna-se demasiadamente elevado.

Empregando-se um tratamento segregado, ao contrário, as equações da quantidade de movimento são resolvidas separadamente, para cada uma das variáveis, exigindo que se resolva o problema do acoplamento pressão-velocidade

Existem, hoje, vários métodos de acoplamento pressão-velocidade, ou seja, SIMPLE, SIMPLEC, SIMPLER, PISO, PRIME. No caso específico deste trabalho dois desses algoritmos serão mostrados, os métodos SIMPLE e SIMPLEC no Anexo C.

5.5.1 Algoritmo SIMPLE

O Algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) de Patankar e Spalding (1972) foi empregado como o método de acoplamento da pressão-velocidade.

Este algoritmo resolve as equações da continuidade, quantidade de movimento, da energia, energia cinética turbulenta e da sua taxa de dissipação, seqüencialmente, isto é, uma de cada vez, de forma separada. Pelo fato das equações governantes serem não lineares, além de acopladas, várias iterações do processo de solução devem ser realizadas antes de se obter uma solução convergida. Cada iteração consiste dos passos descritos abaixo (Versteeg e Malalasekera, 2007):

1. As propriedades do fluido são atualizadas com base na última solução. Se o cálculo está no início, elas serão atualizadas com base nas condições iniciais.
2. As equações da quantidade de movimento são resolvidas usando os últimos valores disponíveis da pressão e do fluxo de massa através das faces do volume de controle, a fim de atualizar o campo de velocidade.
3. Já que as velocidades obtidas no passo anterior podem não satisfazer localmente a equação da continuidade, uma equação “tipo Poisson” para a correção de pressão é derivada a partir da equação da continuidade e das equações da quantidade de

- movimento linearizadas. Esta equação de correção de pressão é então resolvida para se obter as necessárias correções para os campos de pressão e velocidade e par os fluxos de massa nas faces, de maneira que a continuidade seja satisfeita.
4. As equações da energia, da energia cinética turbulenta e da sua taxa de dissipação são resolvidas usando os valores das outras variáveis previamente atualizadas.
 5. É verificado se o conjunto de equações alcançou a convergência, em caso negativo volta-se ao primeiro passo e repete-se todo o processo até o critério de convergência ser atingido.

O algoritmo SIMPLE de Patankar e Spalding (1972) é mostrado na Figura (5.3).

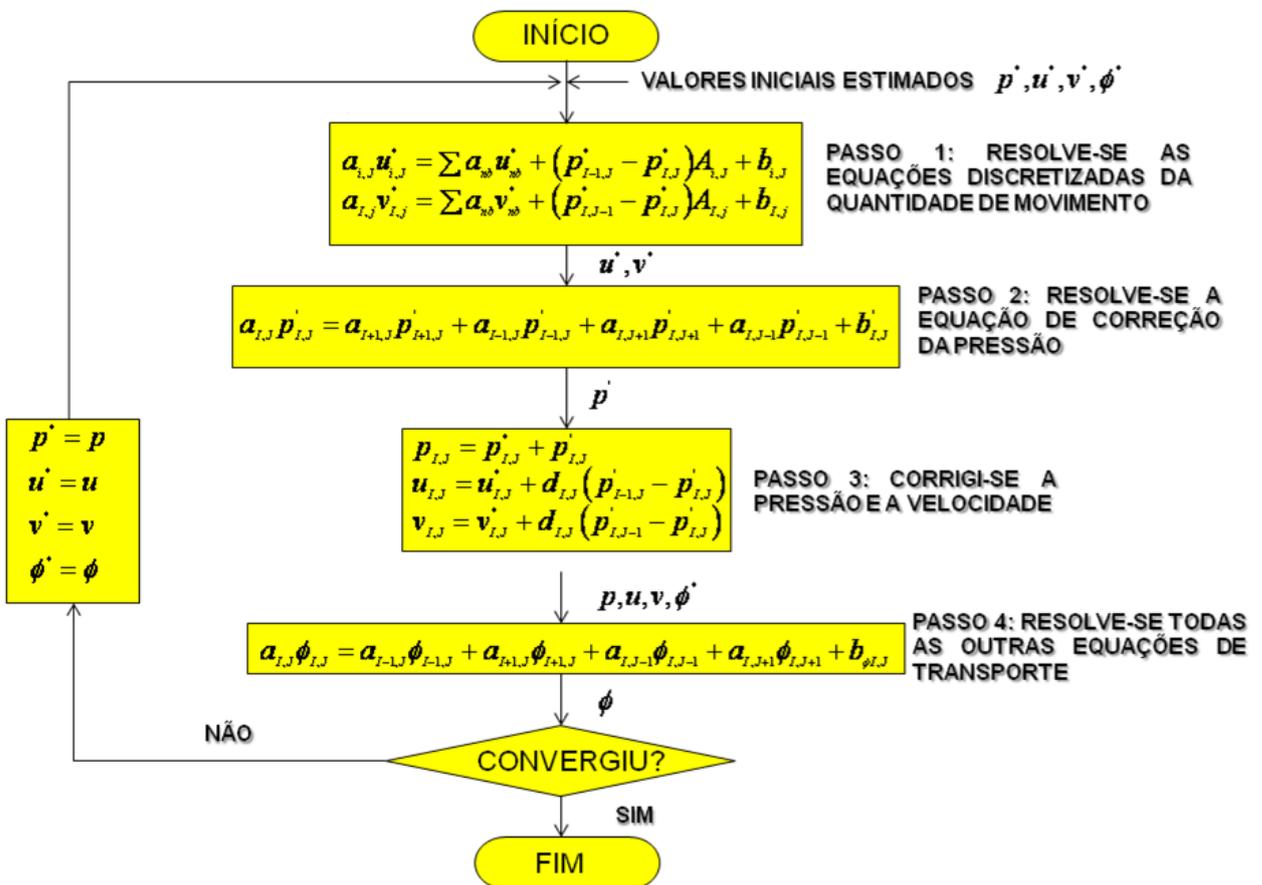


Figura 5.3 – Algoritmo SIMPLE

Capítulo VI

VALIDAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

Este capítulo apresenta as simulações de casos retirados da literatura com o objetivo de validar o uso do programa computacional, Fluent-Airpak, na simulação do ambiente térmico interno da Usina. Além disso, a simulação desses casos visa o domínio do programa computacional. Todos os casos apresentados foram validados através de medidas experimentais retiradas da literatura ou de confrontações com outros cálculos. Os casos apresentados aqui seguirão uma ordem de complexidade, de um modelo mais simples 2D, a um modelo mais complexo 3D.

6.1. Importância da validação na simulação numérica

Em simulação numérica, o domínio do programa computacional empregado é um dos fatores fundamentais para o sucesso da simulação. Outro aspecto de grande importância é o conhecimento das características físicas do problema que se está querendo simular. Quando uma destas necessidades não for atendida, os resultados encontrados podem ser completamente errados.

Portanto, a validade dos resultados obtidos por um pesquisador depende muito da sua experiência com o programa usado e da sua compreensão dos fenômenos físicos envolvidos no problema de interesse. Estas considerações não se restringem apenas às simulações feitas com o uso de softwares comerciais, mas são válidas para a simulação numérica de uma maneira geral.

6.2. Caso 1: Simulação do escoamento originado por dois jatos parietais não isotérmicos num domínio fechado.

O primeiro caso foi baseado num trabalho numérico experimental apresentado por Costa (1996) e Costa et al. (1999).

O caso estudado não se configura como um sistema de ventilação por deslocamento, mas é um caso clássico de convecção mista em cavidade, na presença de turbulência. Os resultados numéricos apresentados por Costa (1996) foram obtidos utilizando uma adaptação do programa computacional Teach-T.

6.2.1 Descrição do Modelo Físico

O modelo proposto por Costa (1996) e em Costa et al. (1999), em escala de laboratório, consiste de uma cavidade bidimensional quadrada com largura (L) e altura (H).

O escoamento do ar se dá por duas aberturas, sendo uma situada no canto superior esquerdo da cavidade, na direção horizontal e outra situada no canto inferior esquerdo, na vertical. O escoamento do ar é produzido por dois jatos parietais não isotérmicos, um frio na direção horizontal, com velocidade U_h e temperatura T_h e outro jato na direção vertical, com velocidade U_v e temperatura T_v . A saída do ar da cavidade se dá por uma abertura situada no canto inferior direito da cavidade, na direção horizontal, com velocidade U_s e temperatura T_s . A Tabela (6.1) mostra as condições de contorno adotadas no problema.

Tabela 6.1 – Condições de contorno adotadas no problema

$L = H$ [m]	$d_h = d_v$ [m]	d_s [m]	U_h [m/s]	T_h [°C]	U_v [m/s]	T_v [°C]	T_w [°C]	U_c [m/s]
1,04	0,02	0,024	0,24	14	0,59	35	14	0,54

A Figura (6.1) mostra a geometria e as condições de contorno do modelo.

O escoamento configura-se como de convecção mista, pois os parâmetros característicos do mesmo, calculados são mostrados na Tabela (6.2).

Tabela 6.2 – Parâmetros característicos do escoamento

$Re_h = \frac{U_h d_h}{\nu}$	$Re_v = \frac{U_v d_v}{\nu}$	$Fr_h = \frac{U_h}{\sqrt{g \beta \Delta T_v d_h}}$	$Fr_g = \frac{U_e}{\sqrt{g \beta H (T_s - T_h)}}$
623	756	4,15	1,3

Na Tabela 6.1, Re_h é o número de Reynolds do jato horizontal; Re_v é o número de Reynolds do jato vertical; Fr_h é o número de Froude do jato horizontal e Fr_g é o número de Froude global. A temperatura média de saída é ($T_s = 19^{\circ}C$) e U_e é a velocidade característica do escoamento dado por, $U_e = (U_h + U_v) / 2$, (Costa, 1996).

Considerando-se os parâmetros calculados acima, em termos globais o valor de $Fr_g = 1,3$, indica claramente a presença de um regime de escoamento com convecção mista.

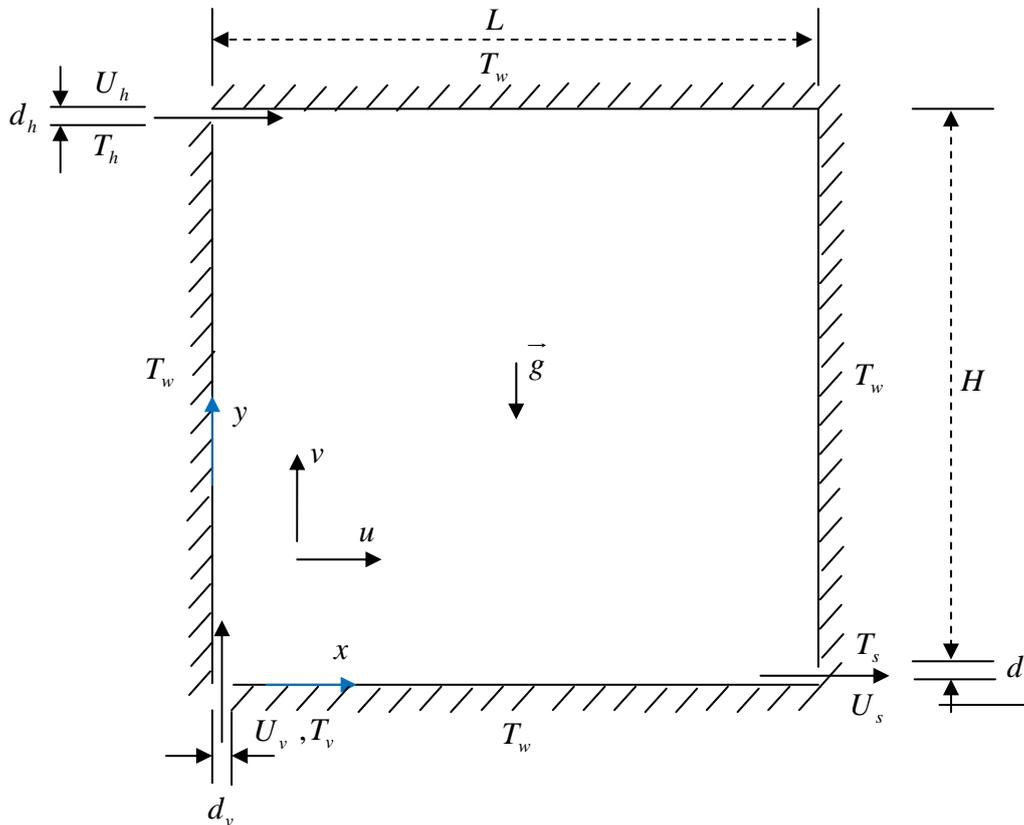


Figura 6.1 – O modelo geométrico e as condições de contorno

6.2.2 Condições de Contorno

Nas entradas dos jatos horizontais e verticais foram adotados condições de contorno nos perfis obtidos experimentalmente. Os perfis das componentes u e v da velocidade e da temperatura T_e na seção de entrada de cada jato, adotados na simulação numérica, foram determinadas a partir de medidas experimentais. A Tabela (6.3) mostra as condições de contorno na entrada dos jatos e o tipo adotado na simulação pelo Fluent.

Como o regime do escoamento é turbulento foi adotado na simulação o modelo de turbulência $k-\epsilon$ clássico semelhante ao adotado por Costa (1996) e em Costa et al. (1999), sendo que a energia cinética turbulenta na entrada dos jatos, k_e e sua taxa de dissipação ϵ_e , foram determinadas através das equações:

$$k_e = \frac{3}{2} I_{t_m}^2 u_e^2 \quad (6.1)$$

e

$$\varepsilon_e = \frac{k_e^{3/2}}{L_\varepsilon} \quad (6.2)$$

respectivamente, com $I_{t_m} = \left\{ \left[\left(\overline{u^2} + \overline{v^2} \right) / 2 \right]^{1/2} / U_c \right\}$ sendo o perfil local da intensidade de turbulência medido para cada jato, determinada com base em parâmetros experimentais, e L_ε é uma escala de comprimento da dissipação, tomada como $d_j / 2$, com $d_j = d_h = d_v$.

Tabela 6.3 – Condições de contorno na entrada dos jatos

	Tipo no Fluent	U_e [m/s]	T_e [$^0 K$]	k_e [m^2/s^2]	ε_e [m^2/s^3]
Entrada Horizontal	velocity_inlet	0,49	287	0,00158	0,00658
Entrada Vertical	velocity_inlet	0,59	308	0,00158	0,00658

Na seção de saída do escoamento foi adotada uma condição de gradiente normal zero para todas as variáveis, exceto para a componente longitudinal da velocidade que foi iterativamente ajustada para assegurar o balanço de massa global, com base na taxa de escoamento de massa nos volumes adjacentes à saída. No Fluent este tipo de condição de contorno é determinado através do uso da condição fluxo de saída.

As propriedades físicas do fluido tais como, massa específica [ρ], calor específico a pressão constante [c_p], condutividade térmica [k], viscosidade dinâmica [μ] e coeficiente de expansão térmica [β], adotados na simulação são mostrados na Tabela (6.4).

Tabela 6.4 – Propriedades físicas do fluido

ρ [kg/m^3]	c_p [$J/kg \ ^0 K$]	k [$W/m \ ^0 K$]	μ [kg/ms]	β [$1/^0 K$]
1,165	1007	0,026	$1,825 \times 10^{-5}$	$3,359 \times 10^{-3}$

6.2.3 Malha Computacional

Os cálculos foram realizados usando uma malha bidimensional co-localizada, estruturada e não uniforme de 70 x 70 volumes, semelhante à malha adotada por Costa (1996). A malha computacional gerada pelo software Gambit possui 4900 células com 9940 faces e 5041 nós. A Figura (6.4) mostra a malha computacional já importada pelo Fluent.

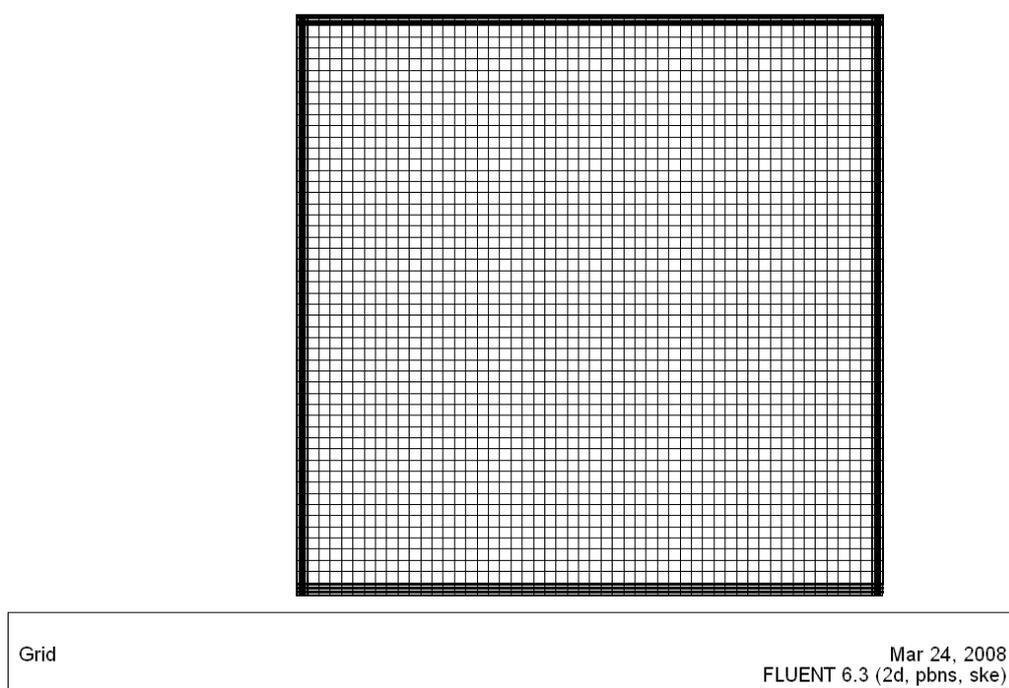


Figura 6.2 – Malha Computacional Utilizada na Simulação

6.2.4 Procedimento de Solução

A configuração da solução no programa computacional Fluent-Airpak foi de problema bidimensional em regime permanente com formulação implícita e algoritmo de solução segregada. O modelo de turbulência usado foi o k- ϵ clássico, juntamente com funções de parede, e o tratamento de massa específica usado foi a hipótese de Boussinesq.

A pressão de operação foi de 101.325 Pa, a gravidade em relação ao eixo y igual a $-9,81 \text{ m/s}^2$, a temperatura de referência, T_0 igual a 24,5 °C, que representa a média entre as temperaturas dos jatos horizontais e verticais. A resolução das equações de quantidade de movimento, energia e transporte turbulento foi feita de forma acoplada. A Tabela 6.5 mostra os fatores de sub-relaxação utilizados na simulação.

Tabela 6.5 – Fatores de sub-relaxação

Pressão	1
Quantidade de movimento	0,7
Energia	1
Energia cinética turbulenta	0,8
Taxa de dissipação	0,8
Viscosidade	1
Massa específica	1
Forças de corpo	1

O esquema de discretização para a pressão foi o método PRESTO; O algoritmo usado para o acoplamento pressão-velocidade foi o SIMPLEC (*SIMPLE-Consistent*), Fluent (2006). A Tabela 6.6 mostra as condições iniciais da simulação.

Tabela 6.6 – Condições Iniciais

Velocidade horizontal	0
Velocidade vertical	0
Energia cinética turbulenta	$1,58 \times 10^{-3}$
Taxa de dissipação	$6,28 \times 10^{-3}$
Temperatura	24,5

Para a resolução numérica das equações diferenciais, o domínio de integração é discretizado através de uma malha de volumes de controle empregando um arranjo de malhas co-localizadas, onde valores de pressão e de velocidade são armazenados no centro dos volumes de controle. Dessa forma, esquemas de interpolação para aproximar os valores da pressão nas faces dos volumes são necessários, sendo utilizado o método PRESTO (*PREssure STaggering Option*) (Fluent, 2006). Os fluxos advectivos-difusivos em cada face dos volumes de controle foram aproximados pelo esquema de discretização POWER-LAW.

6.2.5 Resultados Obtidos

O critério de convergência utilizado foi o de resíduos “escalarizados”, fixando os valores limites inferiores de 10^{-6} para a equação da energia e 10^{-5} para as demais equações

de conservação como critério de convergência.. A Figura (6.3) mostra o gráfico de convergência do processo de simulação.

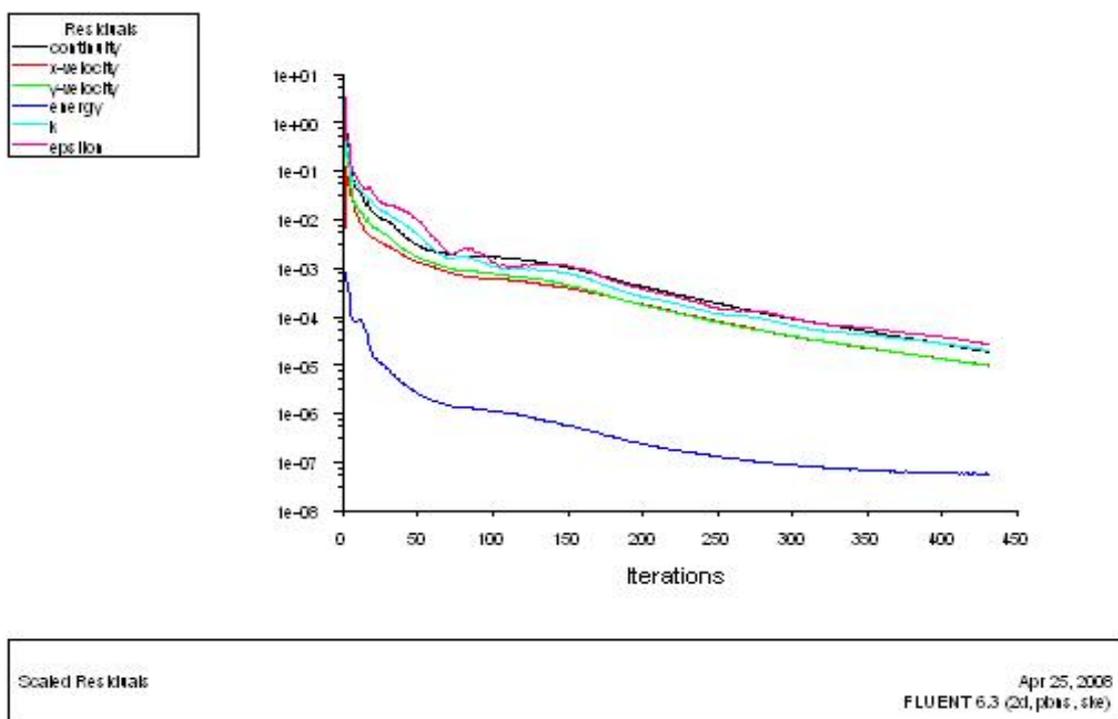


Figura 6.3 – O Gráfico da Convergência

Por meio da análise feita no campo dos vetores e da velocidade do escoamento, representado pelas Figuras (6.4) e (6.5), observa-se que o escoamento possui em sua estrutura um padrão global de movimentação caracterizado por uma rotação centralizada no sentido horário. Este padrão de escoamento é originado pelas quantidades de movimento dos dois jatos parietais e também por forças ascendentes de empuxo presentes no jato vertical.

Não são visualizadas nas Figuras (6.4) e (6.5), quaisquer perturbações no padrão do escoamento de origem específica nos efeitos do empuxo, apesar de se tratar de um regime de convecção mista. Pode ser observado ainda que o movimento do ar na região central possui menor intensidade, sendo que os valores máximos da velocidade ocorrem nas saídas dos jatos que insuflam o ar e nas zonas de desenvolvimentos dos mesmos.

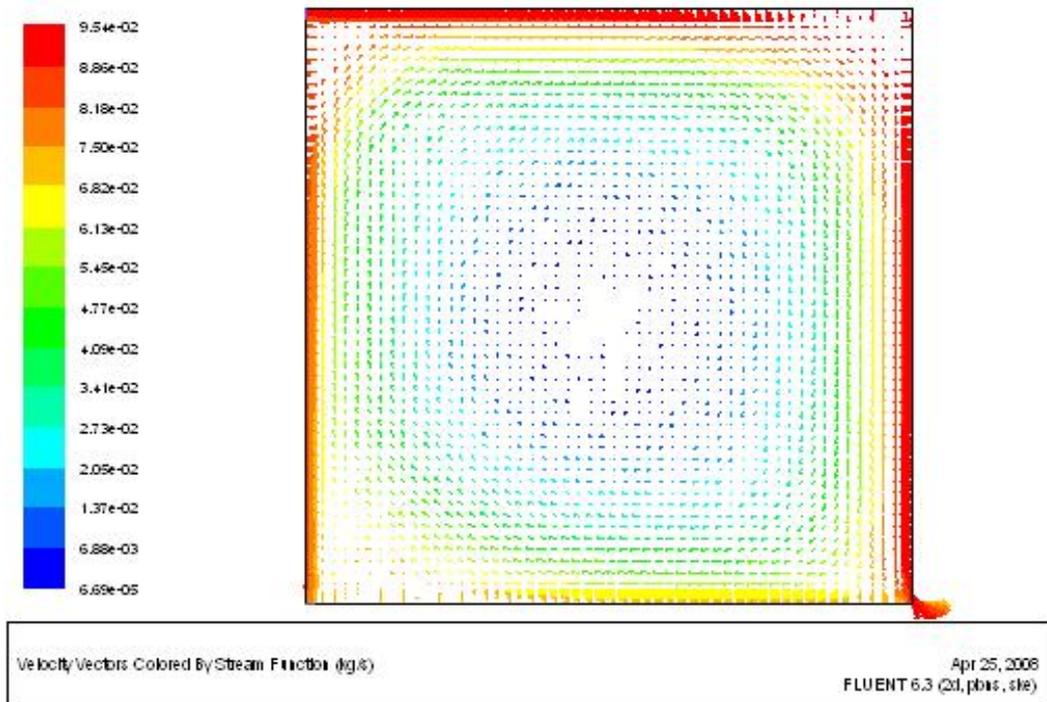


Figura 6.4 – Campo dos Vetores Velocidade

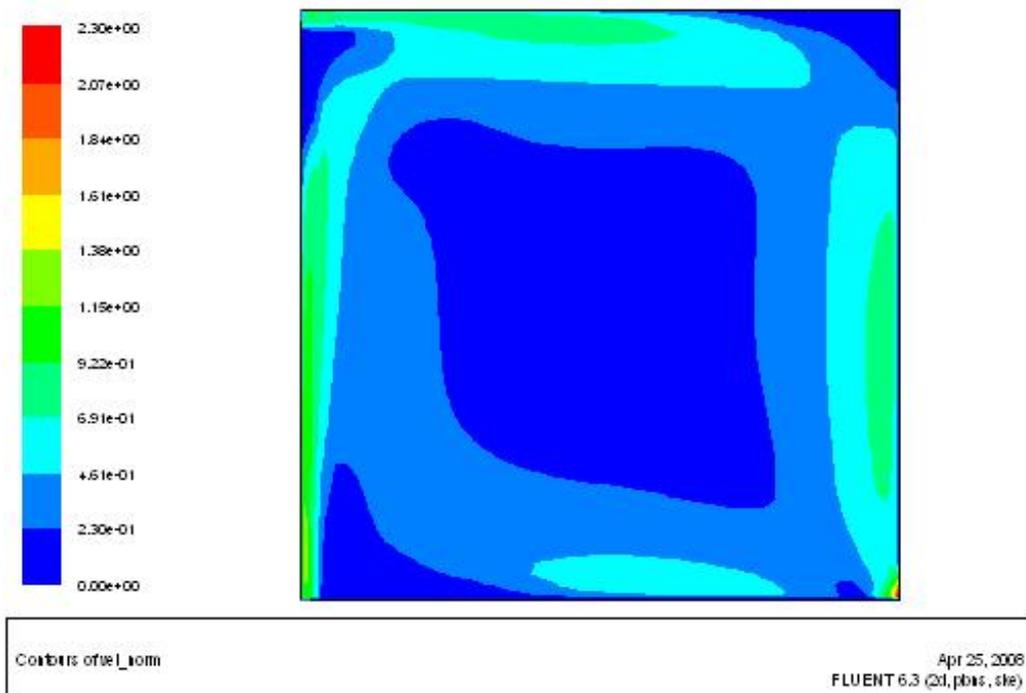


Figura 6.5 - O Campo de Velocidade

A Figura (6.6) mostra que a região central do domínio do escoamento, permanece em sua grande parte isotérmica, com valores adimensionais de temperatura compreendidos entre 0,25 e 0,30. Os maiores gradientes de temperatura estão concentrados nas proximidades das paredes.

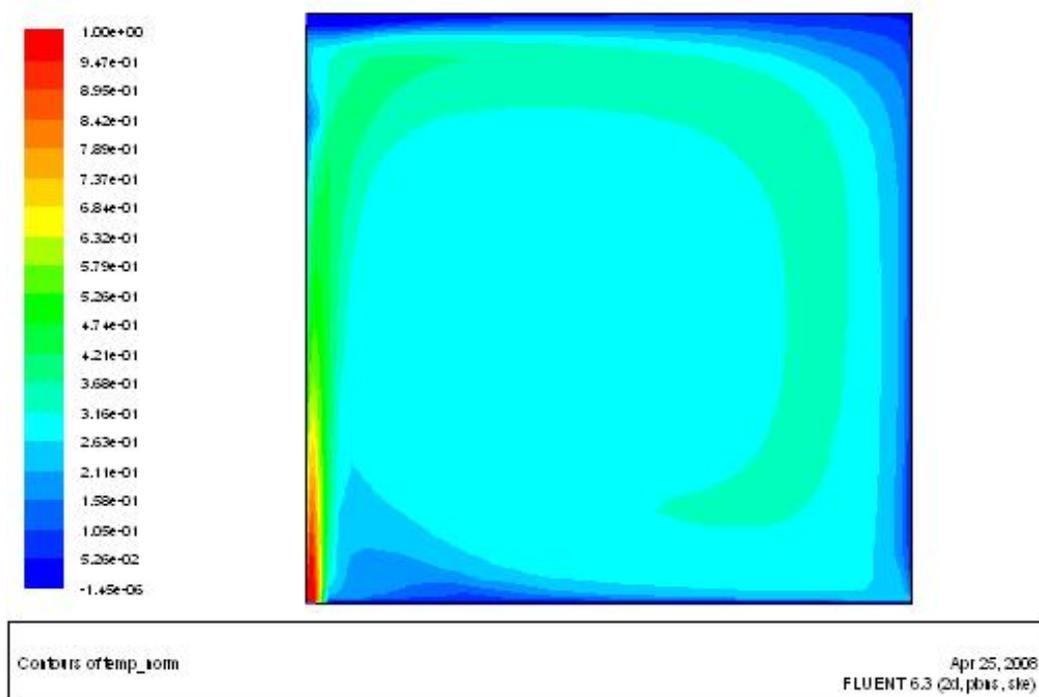


Figura 6.6 – O Campo de Temperatura

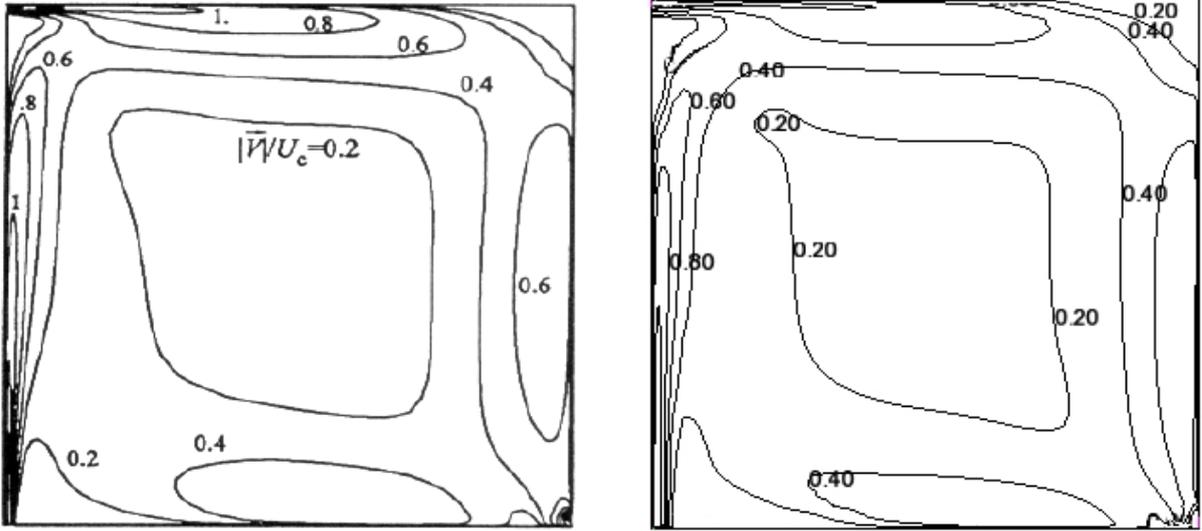
6.2.6 Validação dos Resultados

Nas Figuras (6.7) e (6.8) é apresentada uma comparação dos resultados obtidos por Costa et al. (1999), com os resultados obtidos no presente trabalho.

Na Figura (6.7) pode ser visto uma comparação das linhas de isovalores do módulo da velocidade, com intervalos de $|\vec{V}|/U_c = 0.2$, onde $U_c = 0.54 \text{ m/s}$. Na Figura (6.8) é mostrada uma comparação das linhas isotérmicas da temperatura média adimensional θ onde $\theta = (T - T_h)/(T_v - T_h)$.

Analisando as figuras comparativas (6.7) e (6.8), observa-se que de uma maneira geral existe boa concordância entre os resultados obtidos neste trabalho e os obtidos por Costa. As pequenas diferenças existentes entre esses resultados são principalmente devido às diferentes formulações das leis de parede empregadas nos dois modelos, que resultam

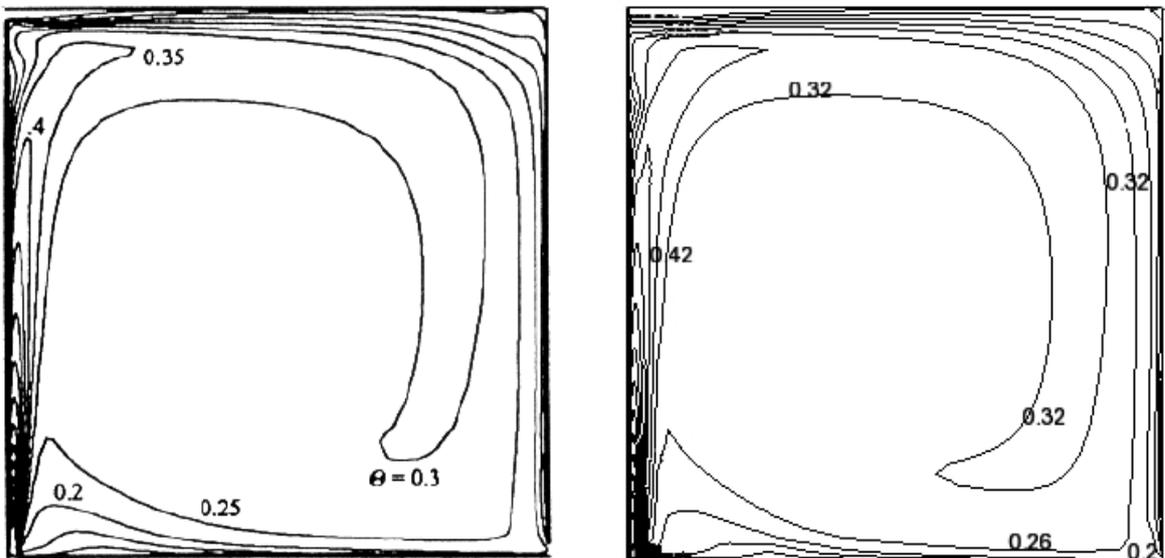
em diferentes valores de fluxo de quantidade de movimento e de calor calculados junto às paredes.



(a) Costa

(b) Este trabalho

Figura 6.7 – Comparação dos Campos de Velocidade



(a) Costa

(b) Este trabalho

Figura 6.8 – Comparação dos Campos de Temperatura

6.3. Caso 2: Simulação do escoamento de ar em uma cavidade tridimensional originado por jato parietal num domínio fechado.

O segundo caso de estudo para validação do programa computacional, simula um modelo em escala de laboratório baseado em experiências conduzidas por Blay et al., (1992). Trata-se do escoamento de ar numa cavidade tridimensional, sob a presença de convecção mista, sendo ar frio insuflado por uma abertura lateral superior e o piso da cavidade com uma temperatura elevada, na presença de turbulência.

6.3.1 Descrição do Modelo Físico

A geometria deste caso é uma cavidade quadrada. As dimensões e as condições de contorno são mostradas na Figura (6.9). O piso da cavidade é aquecido a $35,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, e o ar é insuflado a uma temperatura de $15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma velocidade de $0,57\text{ m/s}$. Todas as outras paredes foram mantidas a uma temperatura de $15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A configuração geométrica é baseada em um modelo em escala de laboratório ($1.04\text{ m} \times 1.04\text{ m} \times 1.04\text{ m}$) como visto na Fig. (6.9), onde mostra todas as dimensões adotadas no modelo. O espaço foi ventilado com o ar frio que é insuflado através de uma entrada elevada da parede lateral e é retirada através de uma saída localizada na parte inferior da parede oposta a entrada do ar. A experiência teve uma taxa de ventilação relativamente elevada.

6.3.2 Condições de Contorno

Na entrada do jato foi adotada condições de contorno baseado nos perfis obtidos experimentalmente, por Blay et al. (1992).

Neste caso, o regime do escoamento turbulento foi representado na simulação pelo uso de três modelos de turbulência, o modelo de zero equação indoor de Chen e Xu (1998), modelo $k-\varepsilon$ clássico de Launder e Spalding (1974) e o modelo $k-\varepsilon$ RNG de Yakhot e Orszag (1986).

Na seção de entrada foi adotada como condição de contorno a velocidade do jato, $u = 0.57\text{ m/s}$ e $T = 15^{\circ}\text{C}$. Por outro lado, como o número de Reynolds para o escoamento está em torno de 700, as condições de turbulência referentes à intensidade de turbulência e ao comprimento de escala, foram adotadas conforme o padrão sugerido pelo Fluent-Airpak.

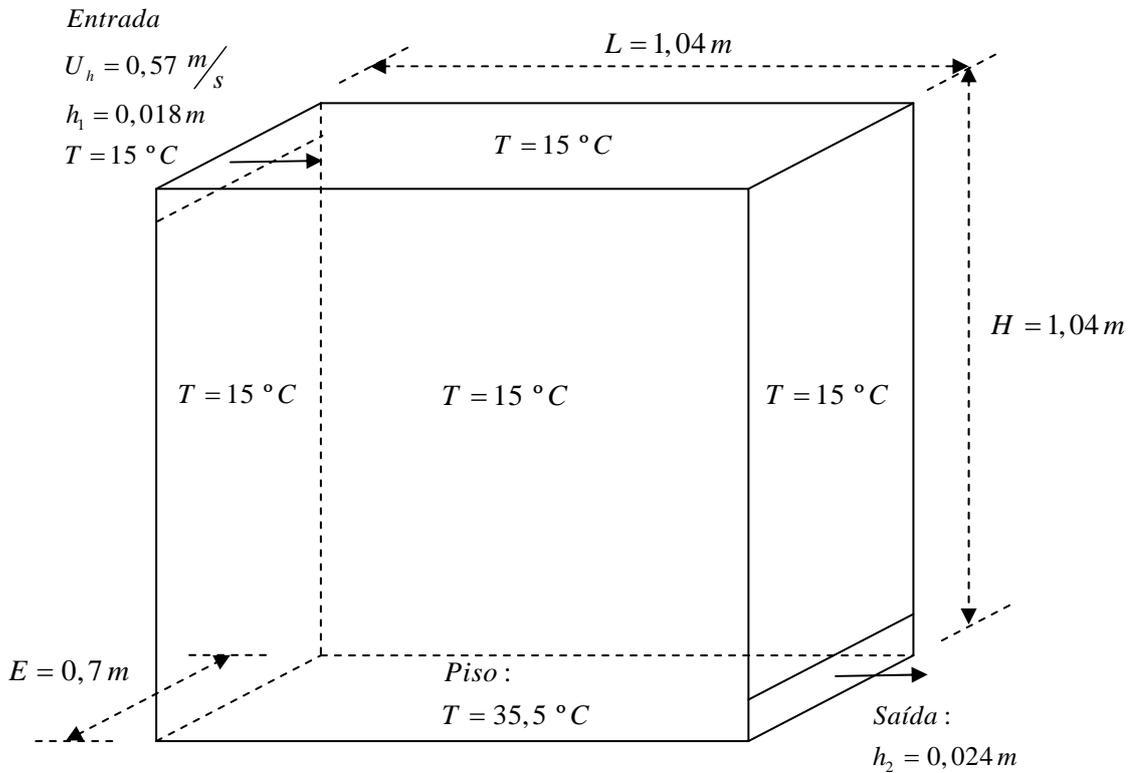


Figura 6.9 – Geometria e Condições de Contorno do Modelo

Na seção de saída do escoamento foi adotada uma condição de gradiente normal nulo para todas as variáveis. No Fluent-Airpak, este tipo de condição de contorno é determinado através do uso da condição fluxo de saída.

As propriedades físicas do fluido, adotadas na simulação, podem ser visualizadas na Tabela (6.7).

Tabela 6.7 – Propriedades físicas do fluido

ρ [kg/m^3]	c_p [$\text{J/kg}^\circ\text{K}$]	k [$\text{W/m}^\circ\text{K}$]	μ [kg/ms]	β [$1/^\circ\text{K}$]
1,165	1007	0,026	$1,825 \cdot 10^{-5}$	$3,359 \cdot 10^{-3}$

Para o caso simulado, o número de Arquimedes, Ar , calculado foi de 2,15, que indica que as forças de empuxo exercem grande influência no escoamento, caracterizando o regime do escoamento como de convecção livre. Por outro lado, o número de Rayleigh, Ra , calculado foi $2,1 \cdot 10^9$, indicando que as forças de empuxo induzem ao escoamento

instabilidades, passando o regime do mesmo de transição para turbulento, o que geralmente ocorre no intervalo de $10^7 < Ra < 10^9$.

6.3.3 Malha Computacional

A malha computacional gerada pelo Airpak tem formato hexaédrica estruturada e não uniforme, com 6636 células hexaédricas com 8325 nós. O maior tamanho da célula foi 0,03 m, sendo a razão máxima de tamanho igual a 2. A Figura (6.10) mostra a malha computacional gerada pelo Airpak.

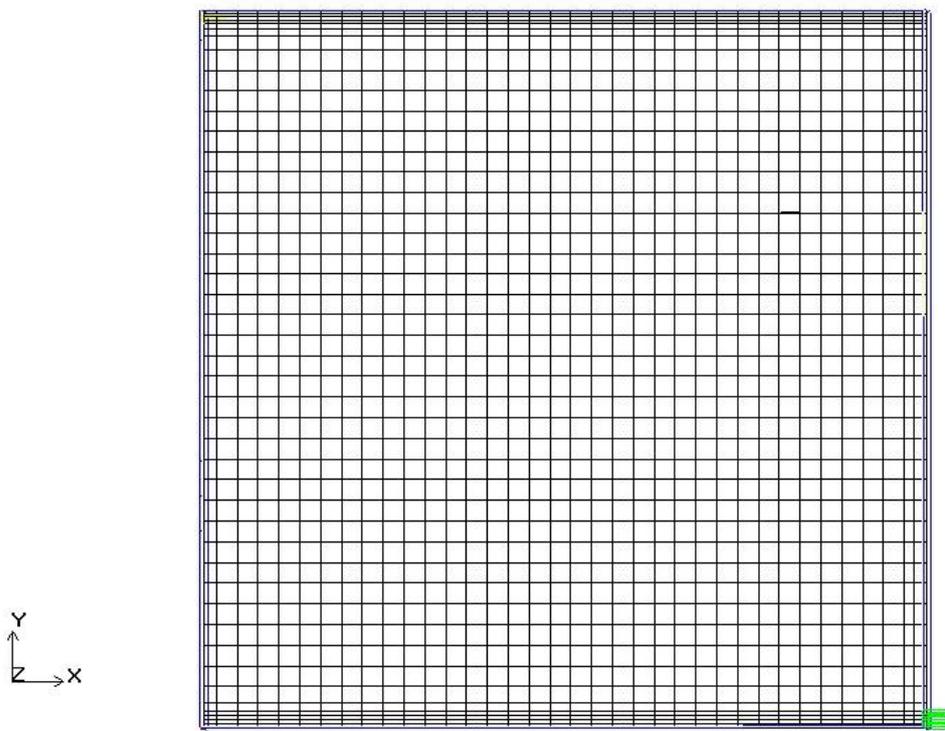


Figura 6.10 – A Malha Gerada pelo Airpak

6.3.4 Procedimento de Solução

A configuração da solução no Airpak foi de problema tridimensional em regime permanente com formulação implícita e algoritmo de solução segregada. A Tabela (6.8) mostra a configuração inicial do Airpak.

Tabela 6.8 – Configuração inicial adotada na simulação

Formulação das equações		Regime permanente
Modelos de turbulência utilizados		Zero equação indoor k-ε Clássico k-ε RNG
Gravidade (em relação ao eixo z) [m/s^2]		9,8
Pressão de Operação [Pa]		101325
Condições iniciais	u [m/s]	0
	v [m/s]	1
	w [m/s]	0
	T [$^{\circ}C$]	14

A Tabela 6.9 mostra os fatores de sub-relaxação utilizados na simulação.

Tabela 6.9 – Fatores de sub-relaxação

Pressão	0,7
Quantidade de movimento	0,5
Energia	1,0
Energia cinética turbulenta	0,5
Taxa de dissipação	0,5
Viscosidade	1,0
Massa específica	1,0
Forças de corpo	0,1

O esquema de discretização para a pressão foi o método BODY-FORCED WEIGHTED; O algoritmo usado para o acoplamento pressão-velocidade foi o SIMPLE.

6.3.5 Resultados Obtidos

O critério de convergência utilizado foi o de resíduos “escalarizados”, fixando os valores limites inferiores de 10^{-7} para a equação da energia e 10^{-4} para as demais equações de conservação como critério de convergência. .

Através da análise feita no campo dos vetores e da velocidade do escoamento, representado pelas Figuras (6.11) e (6.12), observa-se que o escoamento possui em sua estrutura um padrão global de movimentação caracterizado por uma rotação centralizada no sentido horário. Este padrão de escoamento é originado pelas quantidades de movimento

do jato parietal. Também são visualizadas nas Figuras (6.11) e (6.12), perturbações no padrão do escoamento de origem específica nos efeitos do empuxo decorrentes da superfície inferior estar aquecida, fazendo com que as forças de empuxo exerçam influência no escoamento. Pode ser observado ainda que o movimento do ar na região central possui menor intensidade, sendo que os valores máximos da velocidade ocorrem na saída do jato e zona de desenvolvimento do mesmo.

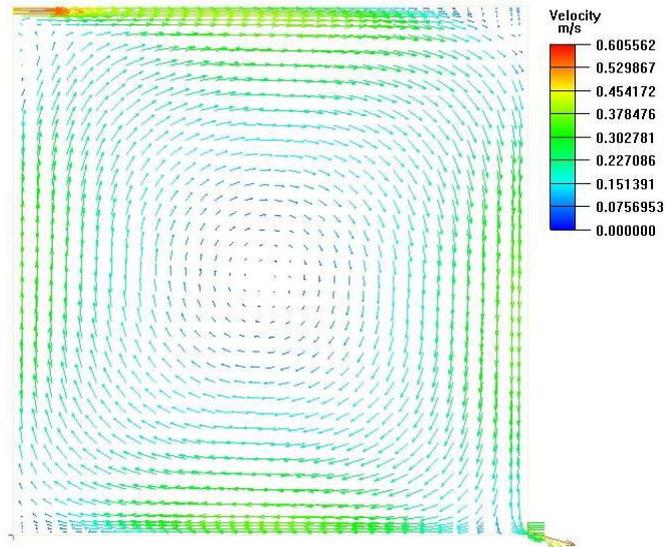
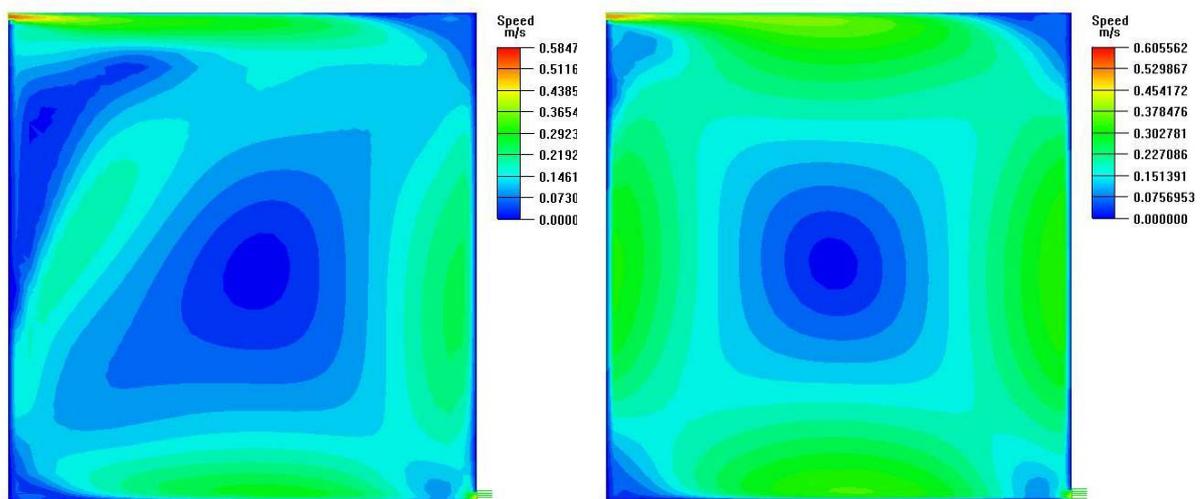


Figura 6.11 – Os Campos dos Vetores Velocidade



(a) Zero Equação Indoor

(b) Modelo k-ε clássico

Figura 6.12 – As Distribuições de Velocidade

A Figura (6.13) mostra que a região central do domínio do escoamento, permanece em sua grande parte isotérmica, com valores de temperatura compreendidos entre 19 °C e 21 °C, mostrando também o efeito da circulação de ar sendo aquecida pela superfície inferior. Os maiores gradientes de temperatura estão concentrados nas proximidades do canto inferior esquerdo do modelo em virtude da superfície inferior estar aquecida.

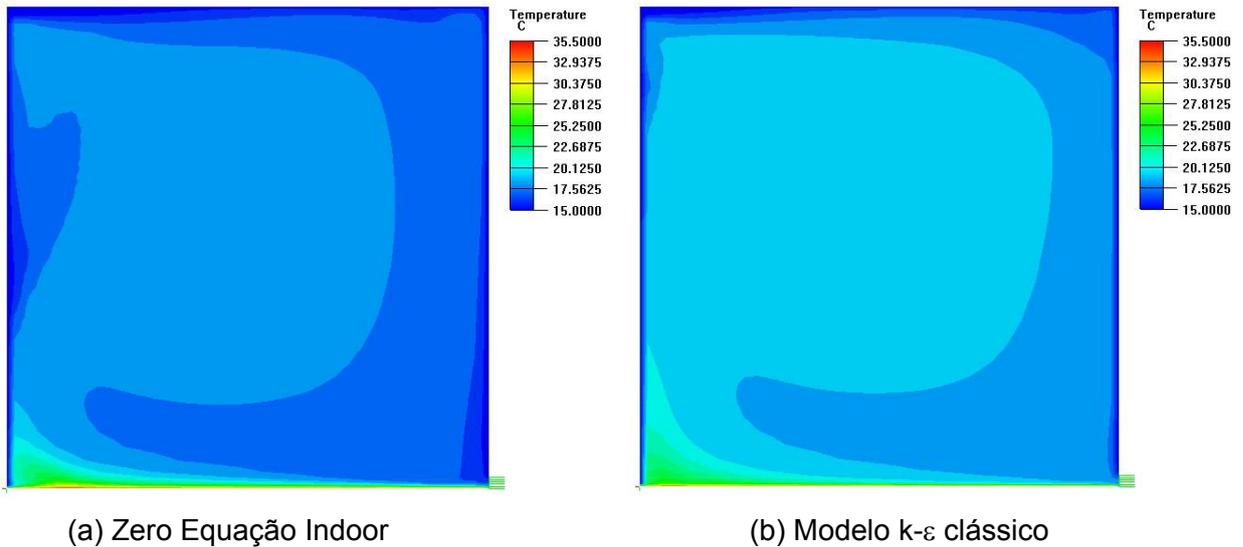


Figura 6.13 – As Distribuições de Temperatura

6.3.6 Validação dos Resultados

Considerando-se a Figura (6.14), em (a) e (b) verifica-se que o modelo de turbulência k-ε RNG, para os campos de velocidades na direção horizontal e vertical, foi o que mais se aproximou das medidas experimentais.

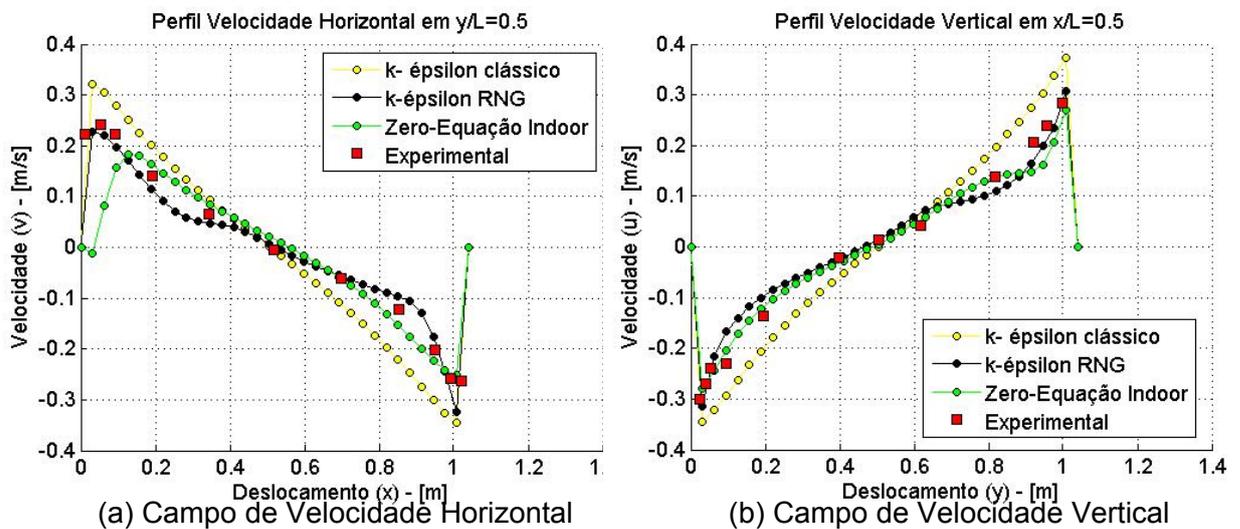


Figura 6.14 – Comparação dos Campos de Velocidade

O modelo zero equação indoor, como pode ser visualizado, também produziu resultados bastante satisfatórios em relação às medições experimentais para o campo horizontal e vertical da velocidade.

Na Figura (6.15) pode ser visualizada a comparação entre os três modelos de turbulência em relação às medidas experimentais, para o caso do campo de temperatura.

Observa-se que para o campo de temperatura o modelo k- ϵ clássico foi o que obteve melhor aproximação em relação às medições experimentais para a distribuição de temperatura na direção horizontal e vertical.

Os modelos de turbulência de zero equação indoor e k- ϵ RNG, em relação ao campo de temperatura na direção horizontal, Fig. (6.16a), produziram distorções em relação às medições experimentais, que pode ser explicado em função do aparecimento de forças de empuxo provenientes do piso estar aquecido. Com relação ao campo de temperatura na direção vertical, Fig. (6.16b), os três modelos de turbulência apresentaram resultados bastante próximos aos valores medidos experimentalmente.

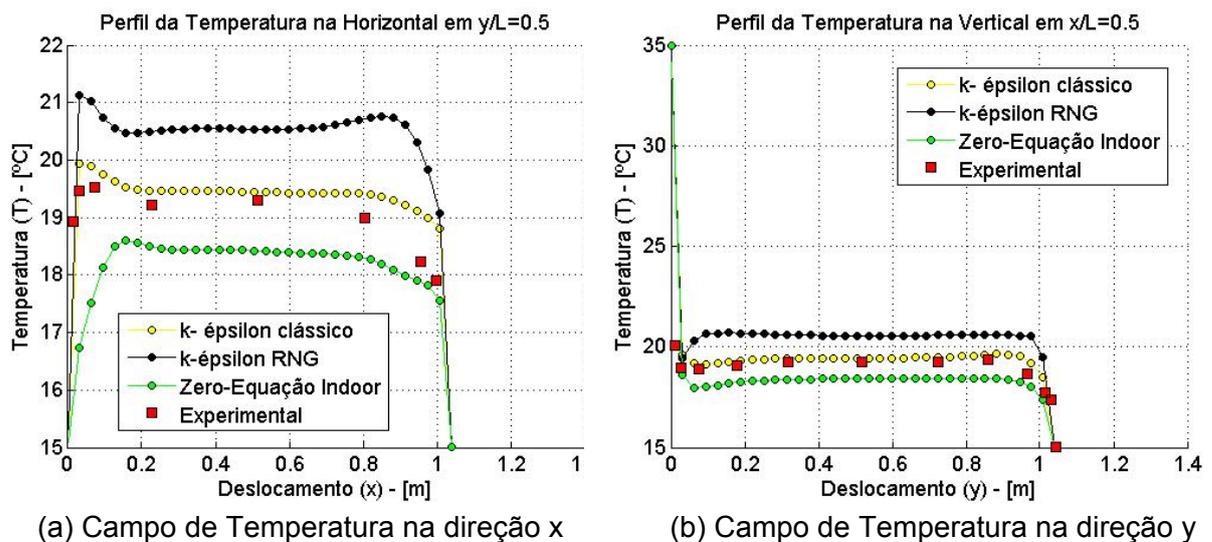


Figura 6.15 – Comparação dos Campos de Temperatura

6.4. Caso 3: Simulação do escoamento de ar em uma sala tridimensional com sistema de ventilação por mistura.

O terceiro caso estudado na validação do programa computacional, bem mais complexo em relação aos dois primeiros, tem como objetivo testar o desempenho do modelo de turbulência de zero equação indoor de Chen e Xu (1998) em uma situação de escoamento de ar em uma sala tridimensional típica com sistema de ventilação por mistura e várias fontes de calor num ambiente interno. Uma parede divisória indo do piso ao teto da sala foi usada no ambiente para criar uma mistura de ar não uniforme. O estudo é baseado

em um modelo em escala real retirado do trabalho de Srebric et al., (1999). Os resultados experimentais apresentados por Srebric et al. (1999) foram utilizados para verificar os resultados dessa simulação.

Em sistemas de ventilação por mistura para climatização de ambientes, o ar condicionado é insuflado no ambiente por uma abertura superior na parede nas proximidades do teto e o retorno do ar dá-se por uma abertura inferior na parede, próxima ao piso. As fontes de calor usadas nesse caso foram um aquecedor, duas pessoas, seis luminárias fluorescentes e dois computadores.

6.4.1 Descrição do Modelo Físico

A geometria deste caso é uma sala em escala real, tridimensional com dimensões de 5,16 x 3,65 x 2,43 m. A temperatura das paredes é constante e da ordem de 24,8 °C. A Figura (6.16) mostra a geometria da sala em questão.

A Tabela (6.10) mostra as dimensões e localização dos itens presentes no ambiente interno da sala, assim como as condições de calor liberado por cada uma das fontes de calor presentes no ambiente.

6.4.2 Condições de Contorno

O ar é insuflado no ambiente a uma temperatura de 13,5 °C com uma velocidade de 0,85 m/s . A janela no ambiente possui uma temperatura de superfície em torno de 30,9 °C. As demais condições de contorno estão indicadas na Tabela (6.10), onde são listados todos os componentes internos do ambiente, assim como sua geometria e condições térmicas.

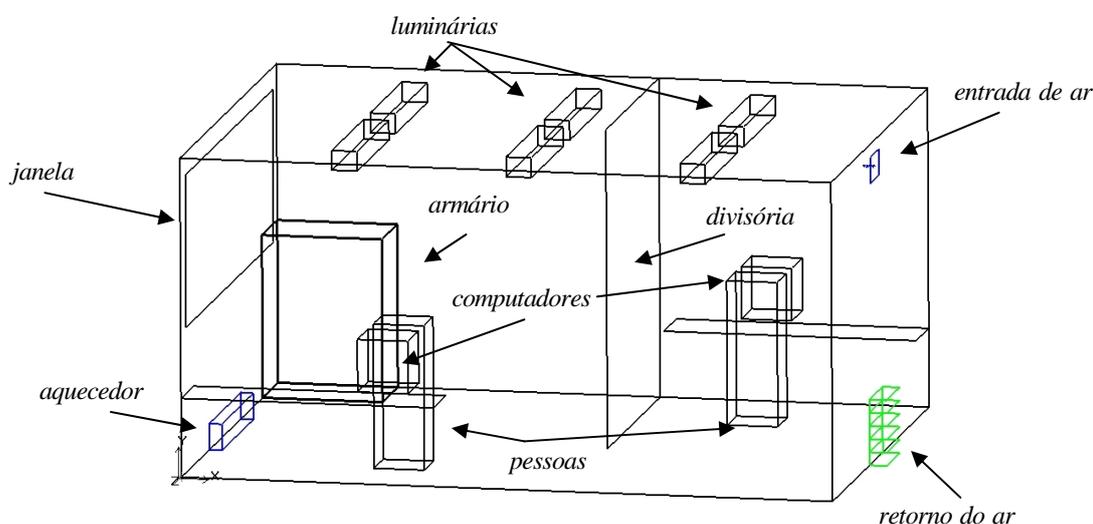


Figura 6.16 – A geometria da sala

Tabela 6.10 – Dimensões e localizações dos itens internos a sala

Item	Dimensão			Localização			Calor
	$\Delta x [m]$	$\Delta y [m]$	$\Delta z [m]$	$x [m]$	$y [m]$	$z [m]$	$Q [W]$
Sala	5,16	2,43	-3,65	0,0	0,0	0,0	-
Janela	0,01	1,16	3,3	0	1,101	-0,203	-
Difusor	0,01	0,2	0,3	5,16	2,13	-1,675	0,0
Seção de Saída	0,01	0,5	0,5	5,16	0,0	-1,575	0,0
Divisória	0,01	2,43	1,825	3,03	0,0	-1,825	0,0
Pessoa 1	0,4	1,1	0,35	1,40	0,0	-0,6	75
Pessoa 2	0,4	1,1	0,35	3,76	0,0	-2,7	75
Computador 1	0,4	0,4	0,4	1,4	0,7	0,0	108,5
Computador 2	0,4	0,4	0,4	3,76	0,7	-3,25	173,4
Aquecedor	0,1	0,2	1,2	0,0	0,0	-1,225	1500
Mesa 1	2	0,01	0,476	3,16	0,6	-3,174	0,0
Mesa 2	2	0,01	0,476	0,0	0,6	0,0	0,0
Armário 1	0,95	0,58	1,32	4,21	0,0	0,0	0,0
Lâmpada 1	0,2	0,15	1,2	1,1	2,28	-1,7	34
Lâmpada 2	0,2	0,15	1,2	2,48	2,28	-1,7	34
Lâmpada 3	0,2	0,15	1,2	3,86	2,28	-1,7	34
Lâmpada 4	0,2	0,15	1,2	1,1	2,28	-3,15	34
Lâmpada 5	0,2	0,15	1,2	2,48	2,28	-3,15	34
Lâmpada 6	0,2	0,15	1,2	3,86	2,28	-3,15	34

6.4.3 Procedimentos da Solução

A malha computacional do galpão empregada neste estudo é hexaédrica não estruturada gerada automaticamente pelo programa Airpak baseada nos seguintes parâmetros: tamanho máximo para $x = y = z = 0,2$, taxa de razão máxima igual a 2, e mínimo de elementos na borda 2. A malha gerada possui 81.277 volumes com 88.026 nós.

A Figura (6.17) mostra a malha computacional adotada na simulação.

A Tabela (6.11) mostra os parâmetros básicos adotados na configuração da simulação do modelo numérico.

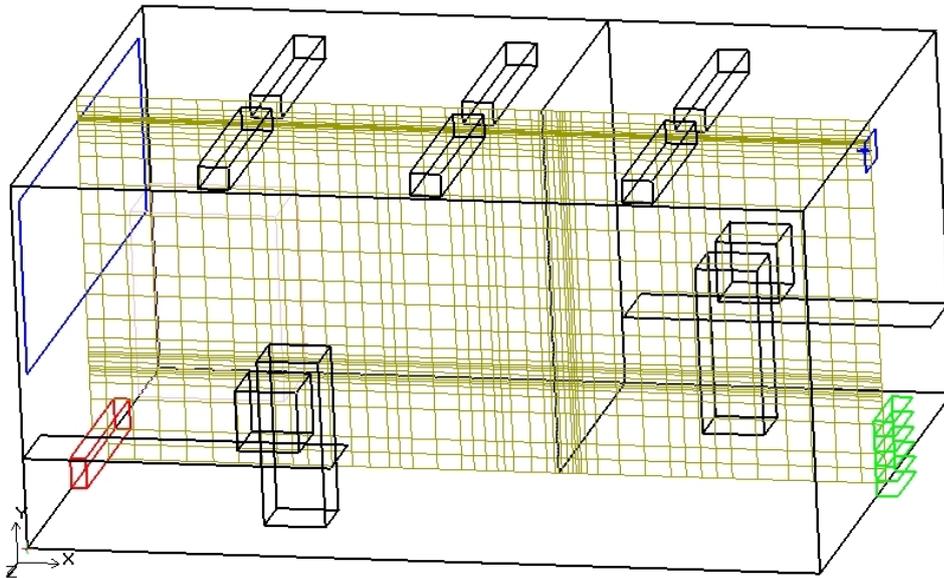


Figura 6.17 – A malha computacional no ponto $z/2 = 1,825$

Na simulação o ar é tratado como gás ideal tendo uma pressão de operação da ordem de 101.325 Pa e a massa específica de operação igual a 1.225 kg/m^3 , sendo utilizado o modelo de Boussinesq para o tratamento da massa específica.

A Tabela (6.12) mostra os parâmetros básicos utilizados na simulação.

Tabela 6.11 – Parâmetros básicos adotados na simulação

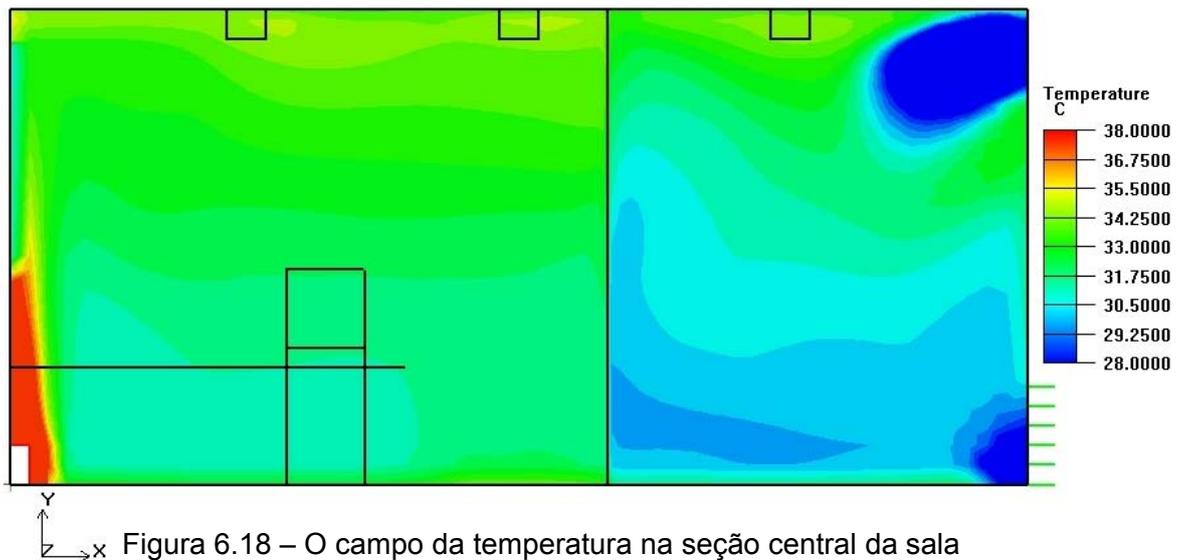
Formulação das equações		Regime permanente
Modelo de turbulência simplificado		Zero equação indoor
Modelo de Radiação		Superfície-à-superfície
Umidade (Espécies)		50
Gravidade (em relação ao eixo z) $[m/s^2]$		9,8
Condições do ambiente	Temperatura $[^{\circ}C]$	20
	Temperatura radiante $[^{\circ}C]$	20
Condições iniciais	$u [m/s]$	0
	$v [m/s]$	1
	$w [m/s]$	0

Tabela 6.12 – Parâmetros utilizados na configuração do Fluent

Esquema de Discretização	Pressão	Body force weighted
	Quantidade de movimento	Primeira ordem (Upwind)
	Temperatura	Primeira Ordem (Upwind)
	Umidade (espécies)	Primeira Ordem (Upwind)
Taxa de sobre-relaxação	Pressão	0,7
	Quantidade de movimento	0,3
	Temperatura	1,0
	Viscosidade	1,0
	Forças de corpo	0,1
	Umidade (espécies)	1,0
Critério de convergência	Escoamento	10^{-4}
	Energia	10^{-6}
	Umidade (espécies)	10^{-4}
Número de iterações		2000

6.4.4 Resultados Obtidos

Os resultados da simulação são mostrados através das Figuras (6.18), (6.19) e (6.20), onde são mostrados os campos de temperatura, distribuição dos vetores velocidade e velocidade do ar, respectivamente.



O campo de temperatura mostrado na Figura (6.18) mostra que a divisória interna da sala provoca diferentes temperaturas nas duas partes em que o ambiente fica dividido. A temperatura do ar na parte onde o ar é aquecido pelo aquecedor possui uma temperatura,

aproximadamente, de 2 °C superior em relação à outra parte. A divisória bloqueia o escoamento e cria uma distribuição não uniforme ao longo da seção horizontal. O resultado mostra claramente que a temperatura do ar nas proximidades da entrada de ar é mais baixa em relação à média, enquanto que nas proximidades do aquecedor a temperatura é mais alta em relação à média do ambiente.

As Figuras (6.19) e (6.20) mostram que o escoamento do ar nesse caso é muito complexo. Apesar da entrada de ar e retorno de ar estarem localizados na parte considerada como os fundos da sala, há troca de massa entre os dois espaços que ficam divididos pela divisória. A Figura (6.18) indica que o escoamento ocorre pela parte inferior da abertura entre a parede e a divisória e retorna pela parte superior da frente para os fundos da sala onde se encontram a entrada e a saída de ar.

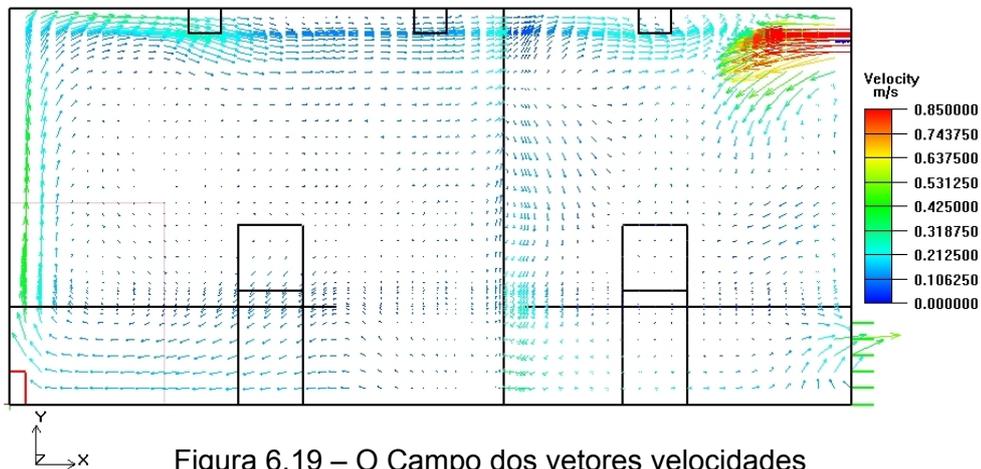


Figura 6.19 – O Campo dos vetores velocidades

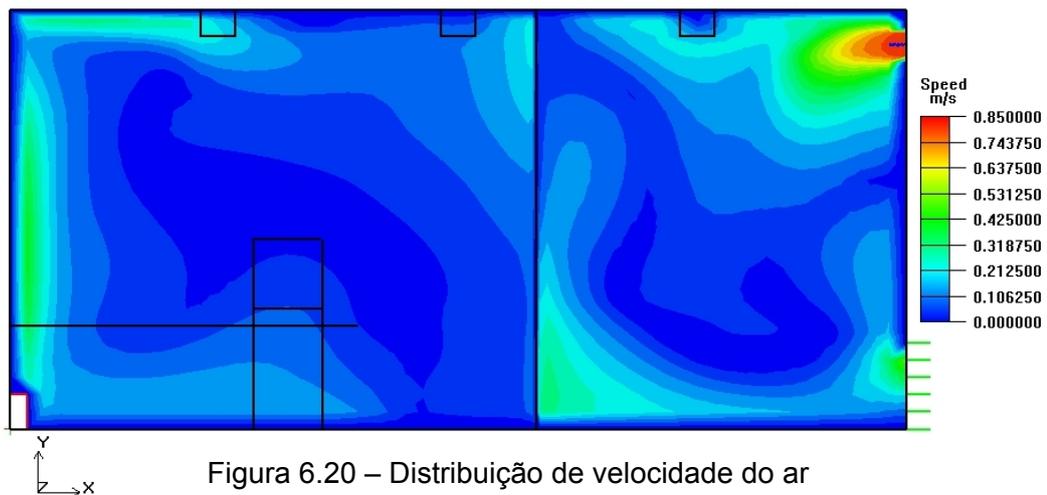


Figura 6.20 – Distribuição de velocidade do ar

O aquecedor localizado próximo ao piso em contato com o ar proveniente da parte dos fundos da sala, onde se encontra a entrada e o retorno de ar, gera plumas térmicas, que

podem ser responsáveis pela força principal para escoar o ar dos fundos da sala. As plumas térmicas elevam o ar à altura do teto da sala transferindo o mesmo de volta aos fundos da sala.

6.4.5 Validação dos Resultados

O estudo também compara as distribuições de temperatura e velocidade do ar simuladas com as medidas experimentais retiradas do trabalho de Srebric et al.(1999). As velocidades do ar e as temperaturas foram medidas em cinco posições na sala como mostrada na Figura (6.21)

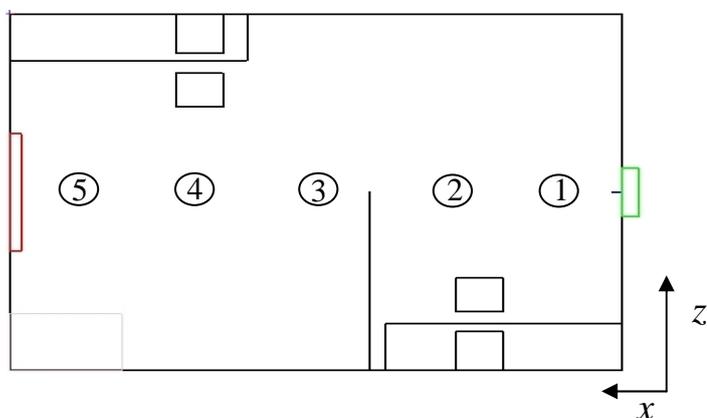


Figura 6.21 – As cinco posições onde foram tomadas as medidas

As posições das medições realizadas em relação ao plano horizontal podem ser visualizadas na Tabela (6.13).

Tabela 6.13 – Posições de medições no plano horizontal.

	Posição				
	1	2	3	4	5
$x[m]$	0,78	1,74	2,70	3,66	4,62
$z[m]$	-1,83	-1,83	-1,83	-1,83	-1,83

A Figura (6.22) mostra a comparação entre os dados simulados e os medidos dos perfis de temperatura nas cinco posições determinadas na sala.

A Figura (6.23) mostra os campos verticais da velocidade do ar simulados e medidos experimentalmente. O aparecimento de zonas de recirculação nas proximidades do piso na parte onde estão a entrada e o retorno de ar, assim como, na parte superior da abertura

próximo à divisória, torna difícil a concordância entre a medida experimental e a simulação para esse fenômeno.

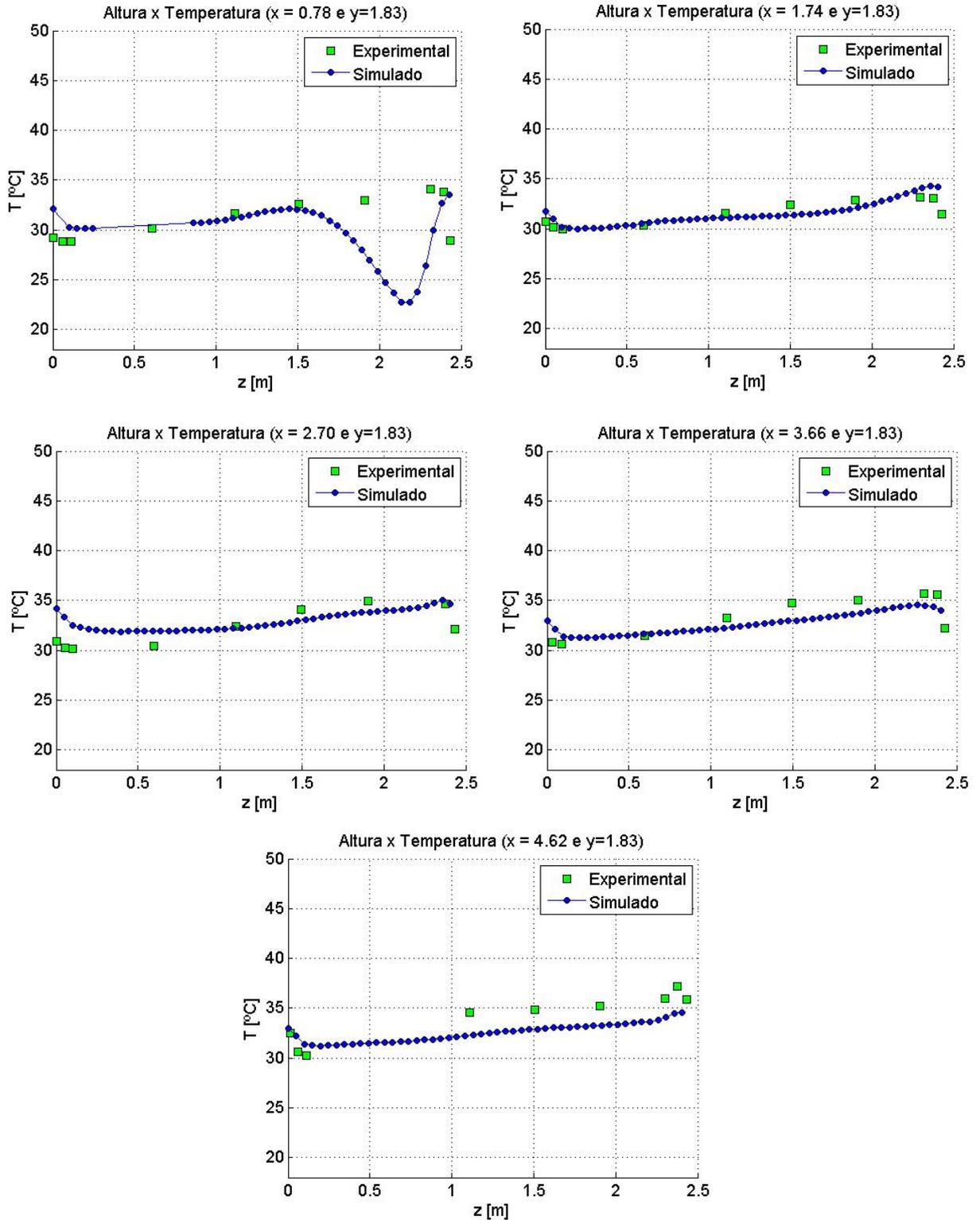


Figura 6.22 – Comparação entre os perfis de temperatura

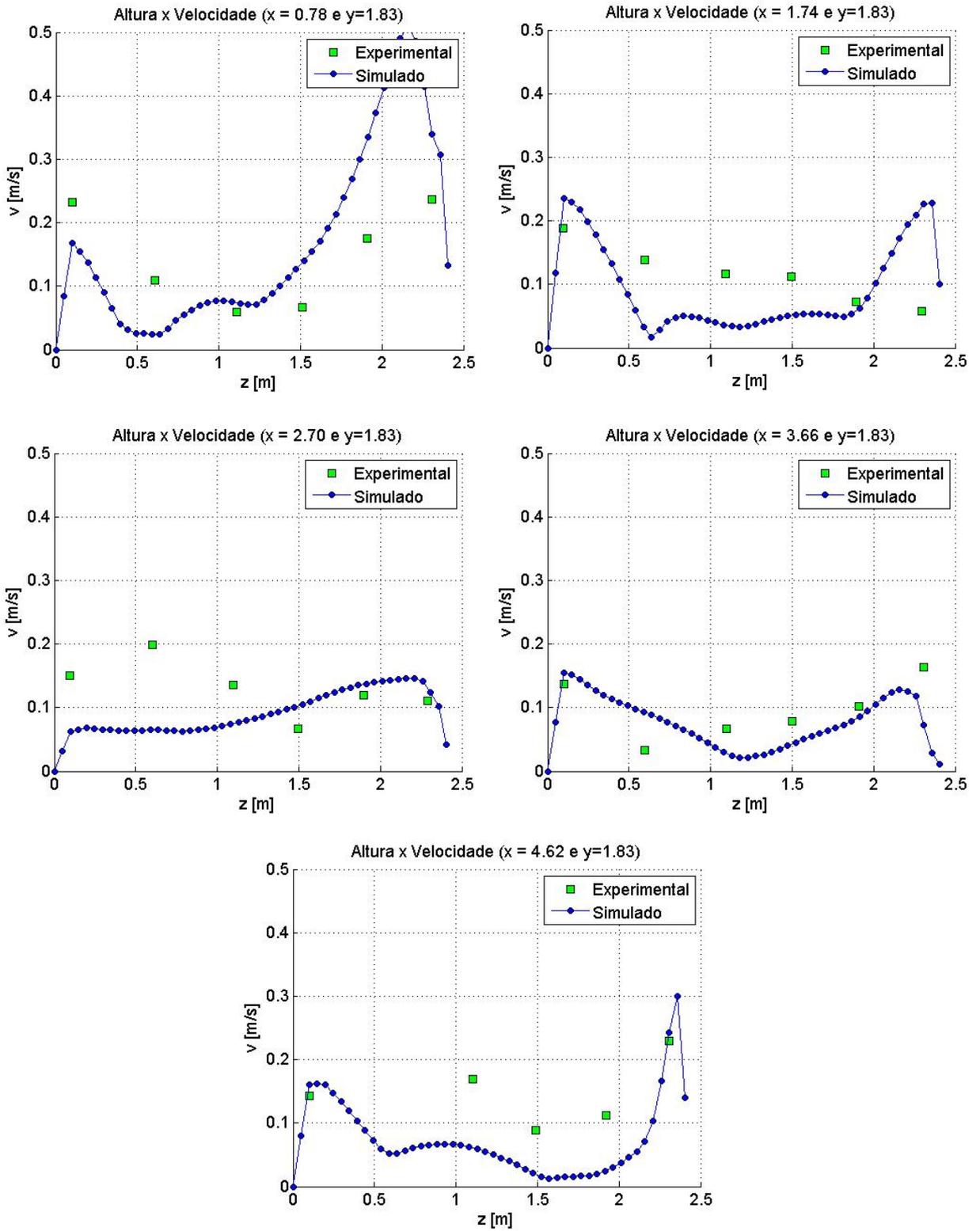


Figura 6.23 – Comparação entre os perfis de velocidade

Capítulo VII

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão mostrados os resultados das simulações feitas no galpão dos motores Wärtsilä na Usina, assim como as confrontações com as medidas experimentais. Simulações de alternativas de melhoria foram realizadas, e um protótipo de solução virtual foi apresentado.

7.1 O Modelo Simulado

No modelo numérico simulado cada unidade geradora (SAUGD-04, SAUGD-05, SAUGD-06 e SAUGD-07) foi composta de blocos independentes uma vez que possuem temperaturas diferentes em suas superfícies. Os motores foram modelados por um conjunto de vários blocos, pois a temperatura do cabeçote do motor difere das medidas nas paredes externas do bloco do motor. A temperatura no cabeçote do motor é em média da ordem de 60°C , enquanto nas paredes do bloco a temperatura é em média 36°C . A Figura (7.1) mostra detalhes do modelo simulado.

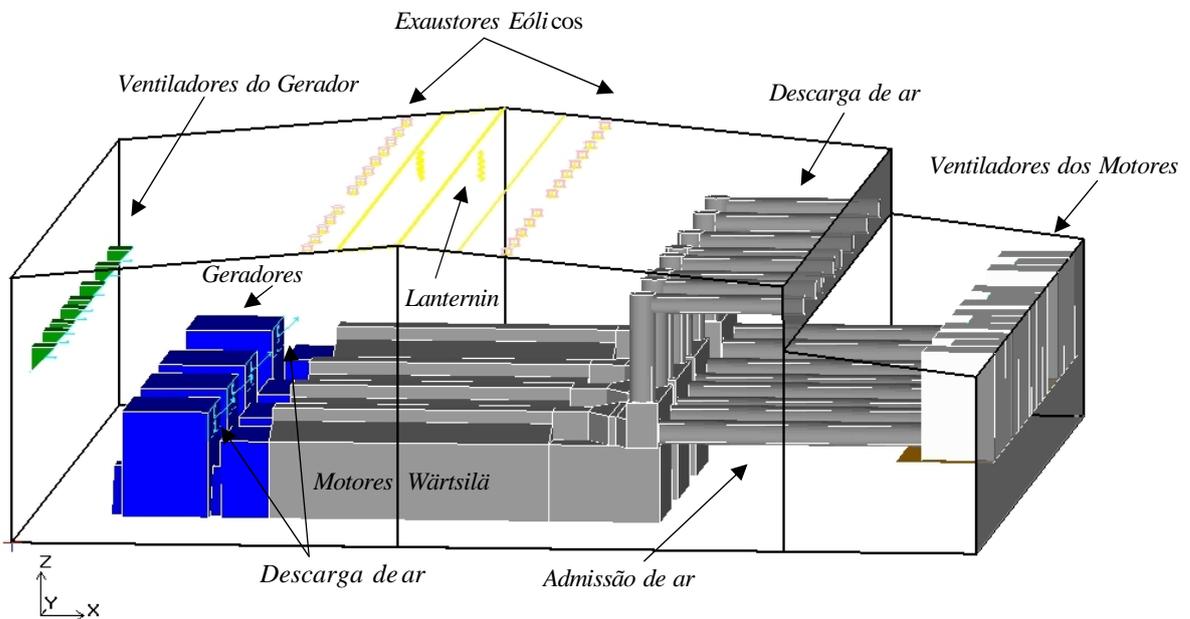


Figura 7.1 – O Modelo Numérico Simulado

Fri May 23 10:14:16 2008

Ainda na Figura (7.1) podem ser vistos os exaustores eólicos, incluídos no modelo numérico, localizados no telhado do galpão e modelados como saídas de ar.

Foram incluídos no modelo os sistemas de descarga do ar do motor, onde foram medidas as temperaturas mais elevadas do galpão, em média a temperatura é da ordem de 134 °C, assim como, os de admissão de ar com temperaturas médias em torno de 39 °C.

As condições de contorno inicialmente utilizadas são impostas da seguinte maneira:

- Na entrada de ar na frente do galpão (saída dos ventiladores): escoamento com ângulo de incidência nulo, velocidade de 20 m/s e temperatura de 32,4 °C, igual à temperatura do ar externo;
- Na exaustão dos geradores: escoamento com ângulo de incidência de 45°, velocidade média de 7 m/s e temperatura de 49 °C;
- Na entrada de ar nos fundos do galpão (saída dos ventiladores): escoamento com incidência nula, velocidade de 3 m/s e temperatura de 32,4 °C;
- A tiragem do ar do galpão foi modelada de duas maneiras: por um lanternim na parede superior central, modelado admitindo-se uma abertura de 5 m e através de exaustores eólicos localizados no telhado do galpão;
- Nas paredes do galpão e nas superfícies dos blocos representando as unidades geradoras foram impostas condições de não-deslizamento e uma temperatura uniforme (condição isotérmica), de 32,4 °C e 65 °C, respectivamente.

A malha computacional empregada é hexaédrica não estruturada gerada automaticamente pelo programa Airpak, baseada nos seguintes parâmetros: tamanho máximo para $x = y = z = 0,5$, taxa de razão máxima igual a 1,8 e mínimo de elementos na borda 3. A malha gerada possui 1.552.610 volumes com 1.614.989 nós. A Figura (7.2) mostra a malha computacional aplicada na simulação do ambiente interno do galpão.

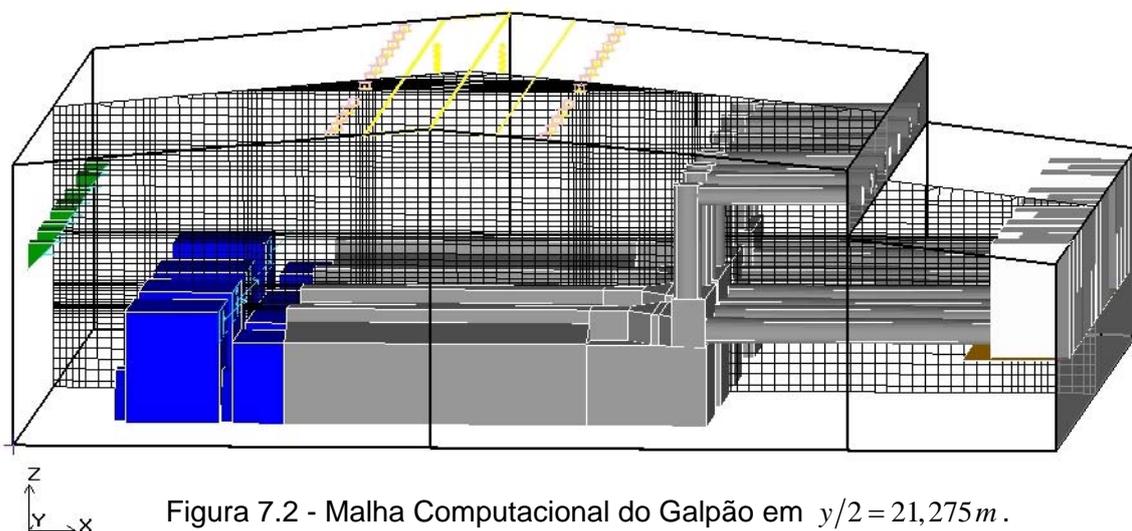


Figura 7.2 - Malha Computacional do Galpão em $y/2 = 21,275 m$.

A Tabela (7.1) mostra os parâmetros básicos adotados na simulação.

Tabela 7.1 – Parâmetros básicos adotados na simulação

Formulação das equações		Regime permanente
Modelo de turbulência simplificado		Zero equação indoor
Modelo de Radiação		Superfície-à-superfície
Gravidade (em relação ao eixo z) [m/s^2]		9,8
Condições do ambiente	Temperatura [$^{\circ}C$]	35
	Umidade relativa [%]	70
	Temperatura radiante [$^{\circ}C$]	30
Condições iniciais	u [m/s]	0
	v [m/s]	0
	w [m/s]	0,2
	T [$^{\circ}C$]	35

A Tabela (7.2) mostra os parâmetros adotados na simulação do modelo.

Tabela 7.2 – Parâmetros utilizados na configuração do solver

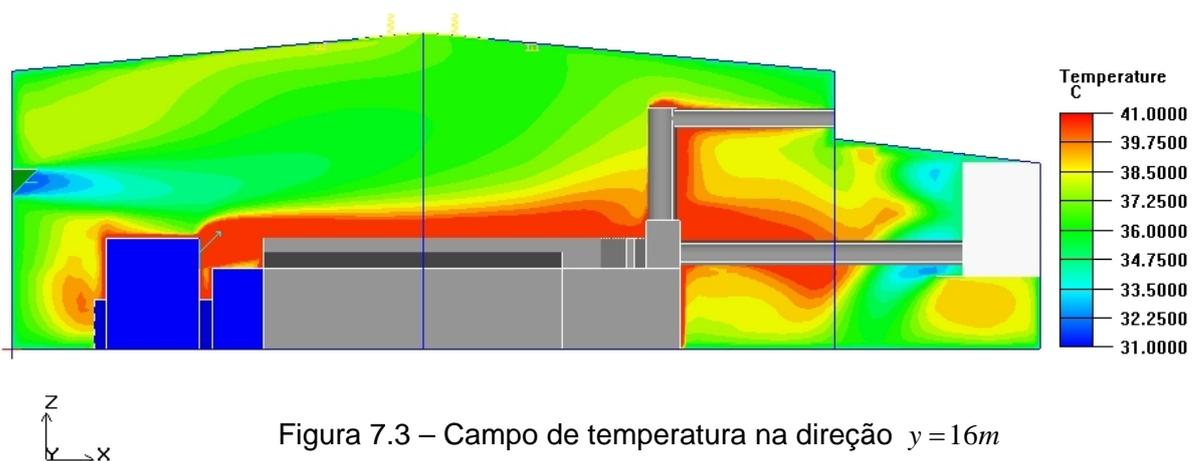
Esquema de Discretização	Pressão	Body force weighted
	Quantidade de movimento	Primeira ordem (Upwind)
	Temperatura	Primeira Ordem (Upwind)
	Umidade (espécies)	Primeira Ordem (Upwind)
Taxa de sobre-relaxação	Pressão	0,3
	Quantidade de movimento	0,2
	Temperatura	0,3
	Viscosidade	1,0
	Forças de corpo	0,1
	Umidade (espécies)	1,0
Critério de convergência	Escoamento	10^{-4}
	Energia	10^{-6}
	Umidade (espécies)	10^{-4}
Número de iterações		3.000
Tempo Médio Computacional		72 horas

Na simulação, o ar é tratado como gás ideal, tendo uma pressão de operação da ordem de 101.325 Pa e a massa específica de operação igual a $1,225 \text{ kg/m}^3$, sendo utilizado o modelo de Boussinesq para o tratamento da massa específica. O número de Reynolds calculado é 930.914, o que comprova o regime turbulento no interior do galpão, enquanto que o número de Péclet calculado para o caso é 691.780.

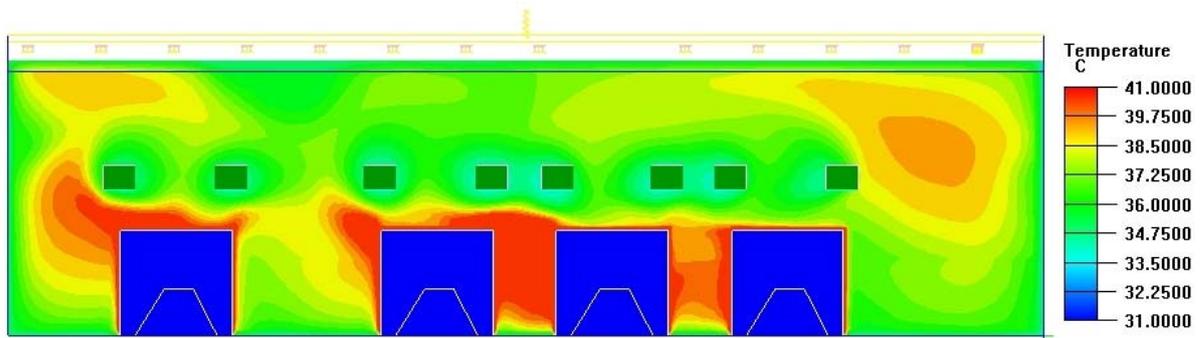
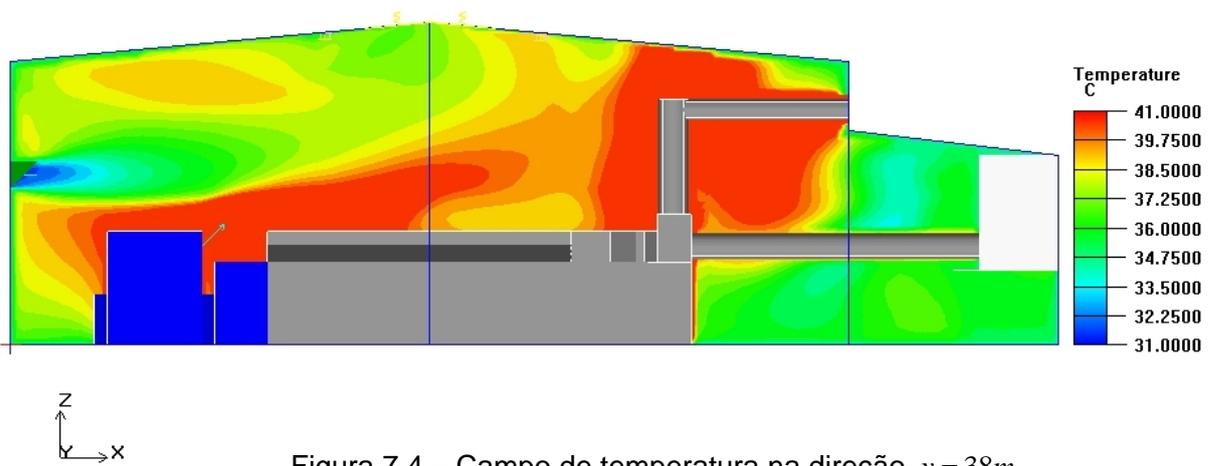
7.2 Resultados Obtidos

A simulação do ambiente interno do galpão dos motores Wärtzilä produziu os resultados, que serão mostrados a seguir, com relação aos campos de temperatura e velocidade do ar da Usina.

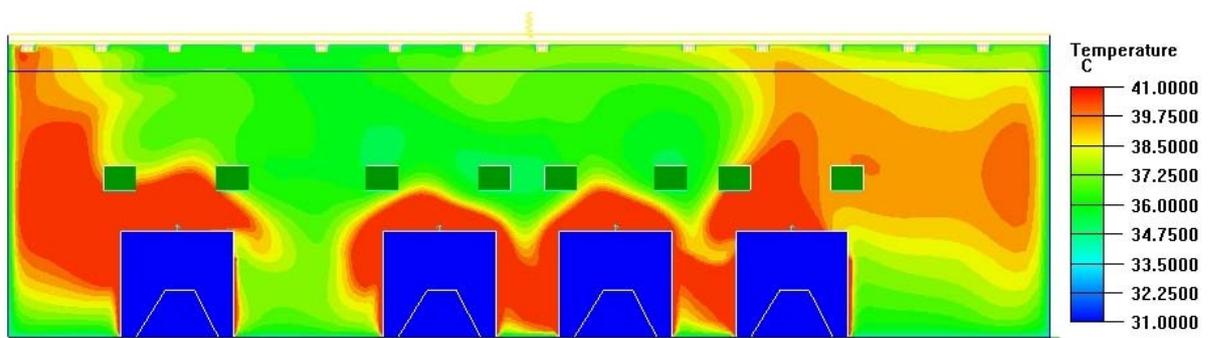
As Figuras (7.3) e (7.4) mostram os campos de temperatura na direção longitudinal do galpão, mas precisamente em $y = 16m$ e $y = 28m$, onde é mostrado que o ar insuflado pelos ventiladores, com ângulo de incidência nulo, nas proximidades dos geradores, atua diretamente sob o ar de descarga dos geradores, esse possuindo ângulo de incidência de 45° e temperatura de $49^\circ C$, fazendo com que o calor liberado através do ar descarregado pelos geradores permaneça ao longo dos corredores onde o pessoal da manutenção trabalha, contribuindo consideravelmente no aumento da temperatura nesses corredores.



As Figuras (7.5) a (7.8) mostram os campos de temperatura na direção transversal, ou seja, em $x = 5m$, $x = 12m$, $x = 22m$ e $x = 28m$, respectivamente, que comprova um aumento de temperatura nos corredores onde o pessoal da manutenção trabalha.



O ar insuflado pelos ventiladores faz com que o calor proveniente do ar descarregado dos geradores permaneça nos corredores, dificultando sua saída pelo lanternim ou pelos exaustores eólicos, elevando dessa forma a temperatura nos corredores, região onde o pessoal da manutenção trabalha.



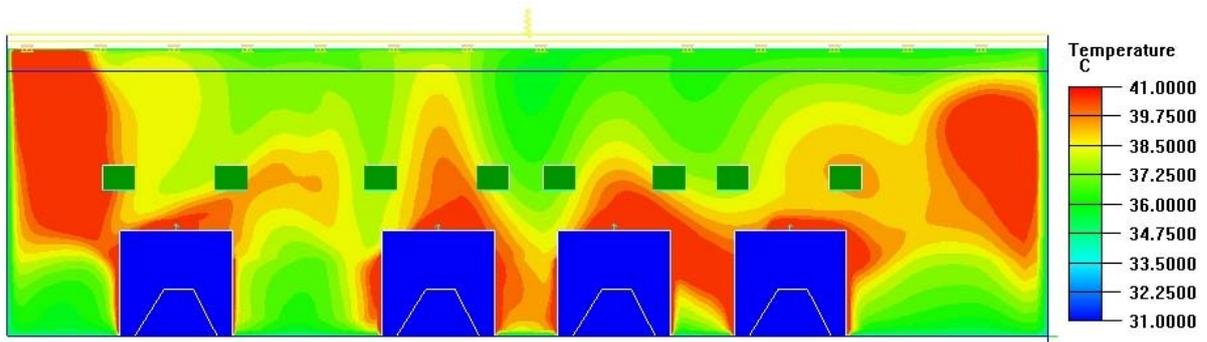


Figura 7.7 – Campo de temperatura em $x = 22m$

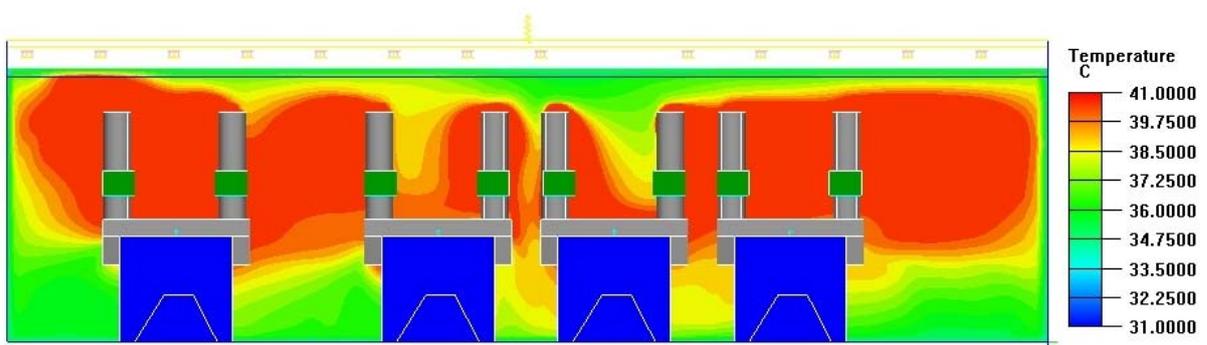


Figura 7.8 – Campo de temperatura em $x = 28m$

A Figura (7.9) mostra a distribuição dos vetores velocidades em $y = 16m$, no sentido longitudinal, no interior do galpão.

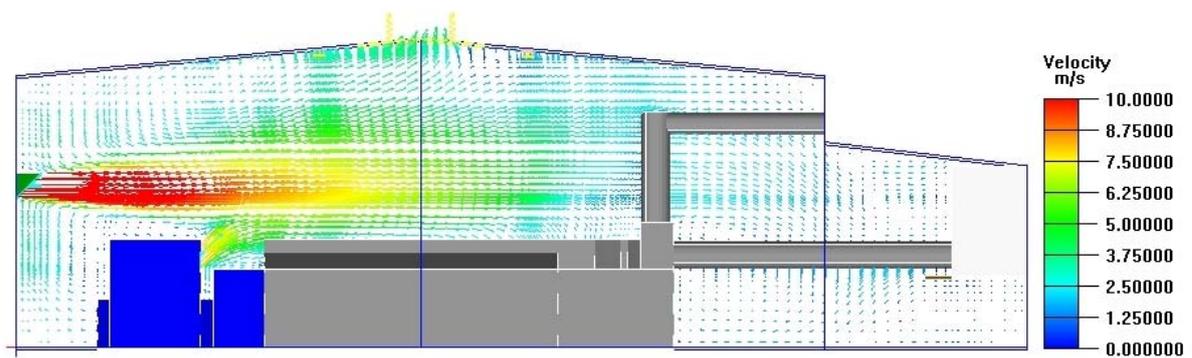


Figura 7.9 – A distribuição dos vetores velocidades em $y = 16m$

As Figuras (7.10) e (7.11) mostram uma comparação entre a distribuição de velocidade e a distribuição dos vetores velocidade no sentido longitudinal do galpão, ou seja, em $y = 16m$.

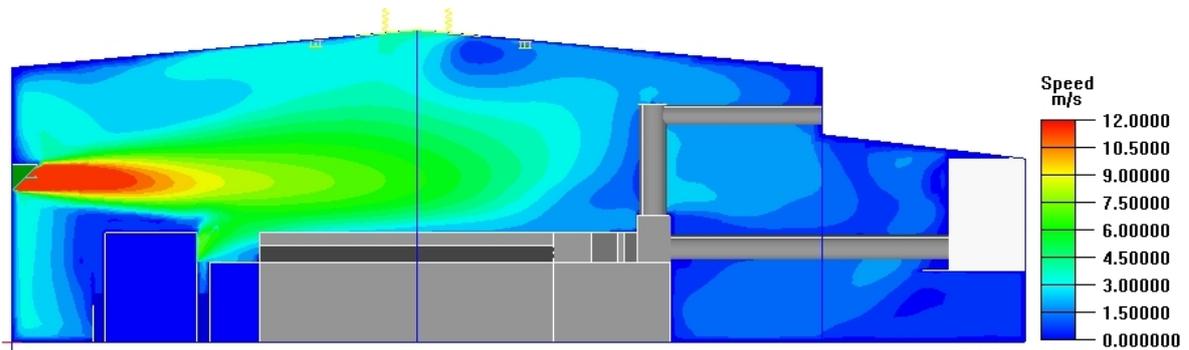


Figura 7.10 – O campo do escoamento de ar em $y = 16m$

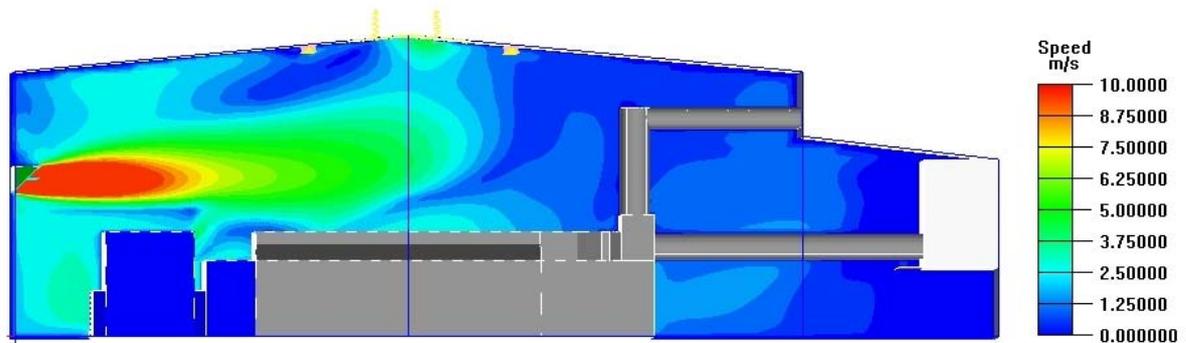


Figura 7.11 – O campo do escoamento de ar em $y = 38m$

O escoamento do ar no interior do galpão é bastante complexo, ou seja, turbulento com convecção mista, isso faz com que apareçam zonas de recirculação de ar e vórtices além de, em determinadas áreas, as forças de empuxo decorrentes do aparecimento de plumas térmicas serem muito intensas, tudo isso contribuindo na tomada de medidas no interior do galpão.

As Figuras (7.12), (7.13) e (7.14) comprovam a complexidade do escoamento, mostrando o aparecimento de zonas poucos ventiladas a medida no sentido longitudinal do galpão, à medida que se caminha em direção aos fundos do galpão.

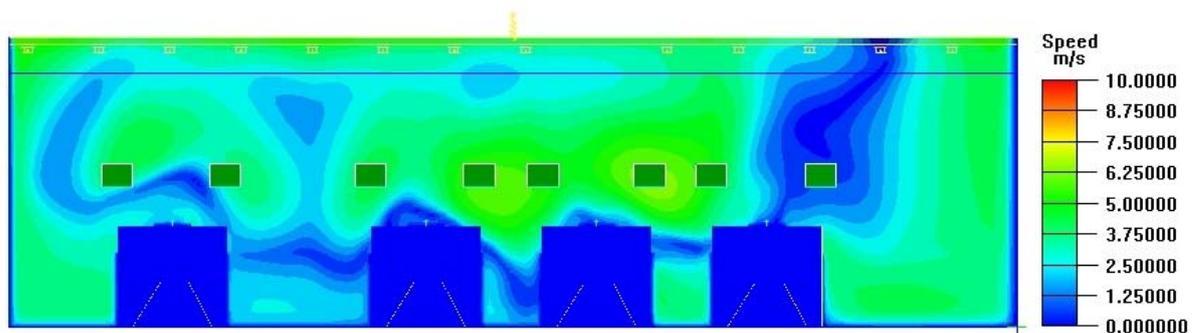


Figura 7.12 – Distribuição de velocidade em $x = 16m$

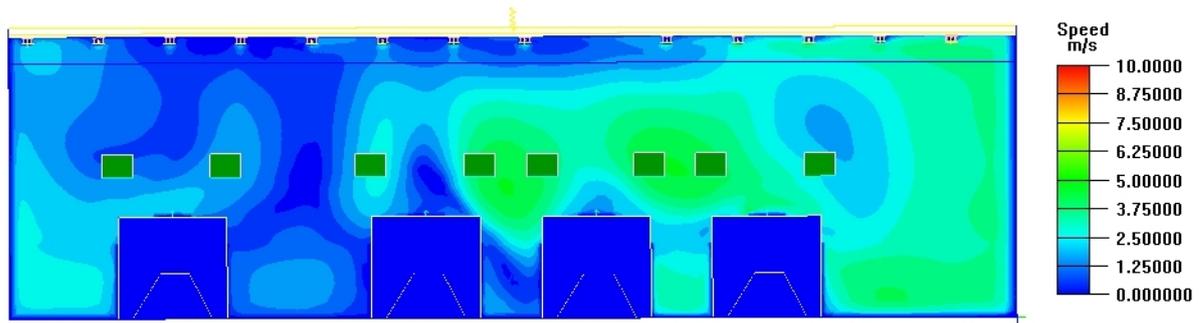


Figura 7.13 – Distribuição de velocidade em $x = 20m$

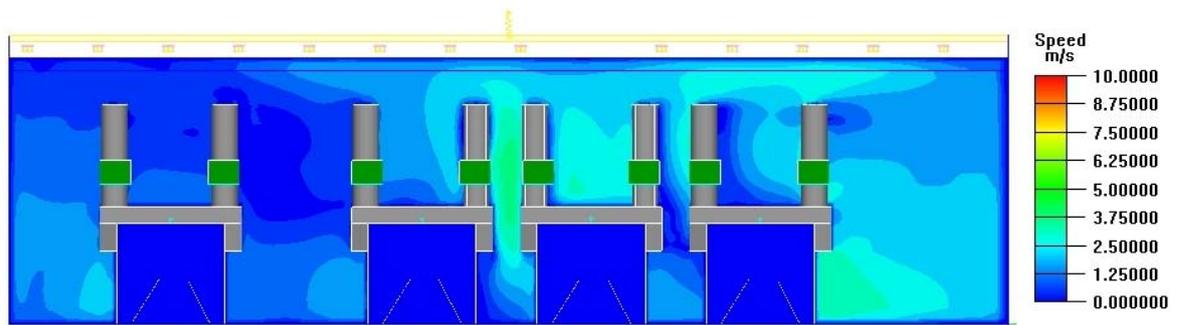


Figura 7.14 – Distribuição de velocidade em $x = 26m$

7.2.1 Validação dos Resultados Obtidos

As medições experimentais foram realizadas sob a condição de regime permanente. Este regime foi obtido pela estabilização das condições de escoamento e térmicas, antes de se iniciar a coleta de dados.

A velocidade e a temperatura do ar foram medidas em dez posições diferentes no plano horizontal, sendo que cada uma delas foram tomadas a partir do piso em três alturas diferentes.

Nas Tabelas (7.3) e (7.4) aparecem às diferentes posições de medição no plano horizontal e as diferentes alturas de medição no eixo vertical, respectivamente.

Tabela 7.3 – Posições de Medições no plano horizontal

	Posição									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$x[m]$	7,85	10,78	14,28	17,38	20,93	7,85	10,78	14,28	17,38	20,93
$y[m]$	27,75	27,75	27,75	27,75	27,75	32,85	32,85	32,85	32,85	32,85

Tabela 7.4 – Alturas de medição no eixo z.

	$z[m]$			
Velocidade	-	1,8	4,57	7,33
Temperatura	0	1,8	4,57	7,33
Umidade	-	1,8	4,57	7,33

Nas Figuras (7.15) e (7.16) são comparados os perfis verticais de temperatura para os dois grupos de medidas, obtidos numericamente com o uso do modelo simplificado de turbulência e os dados experimentais.

Analisando-se as Figuras (7.15) e (7.16) percebe-se que os três primeiros pontos apresentam uma melhor concordância com os resultados experimentais e, à medida que se avança em direção aos fundos do galpão, percebe-se um maior afastamento entre os pontos simulados e os experimentais. Isto pode ser explicado em virtude de que esta região é a região onde a temperatura alcança níveis mais elevados, pois, é onde está localizado o sistema de descarga dos motores, além disso, nessa região verifica-se um aumento das forças de empuxo, devido à diminuição dos níveis de velocidade do ar e como consequência o aparecimento de plumas térmicas.

Além disso, algumas limitações encontradas por ocasião das medidas experimentais e citadas no Capítulo III podem ter influenciado nos resultados.

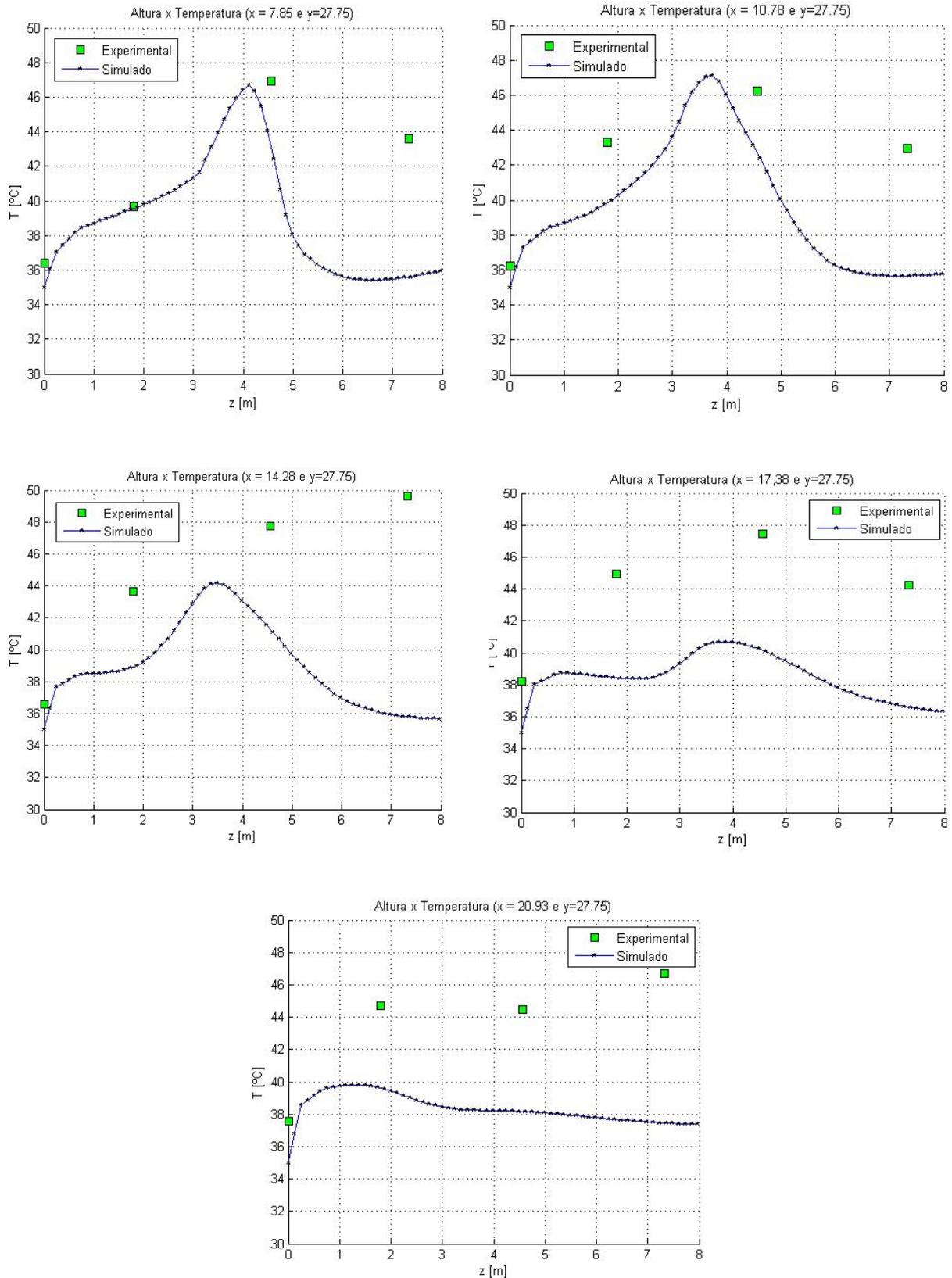


Figura 7.15 – O primeiro grupo de comparações dos campos verticais de temperatura

Da mesma forma, analisando-se cada gráfico das Figuras (7.14) e (7.15), em relação à direção vertical, verifica-se que o modelo numérico concorda melhor com as medidas

experimentais até a uma altura entre 4 e 5 m, a partir dessa altura ocorre um afastamento maior entre os pontos simulados e os medidos experimentalmente.

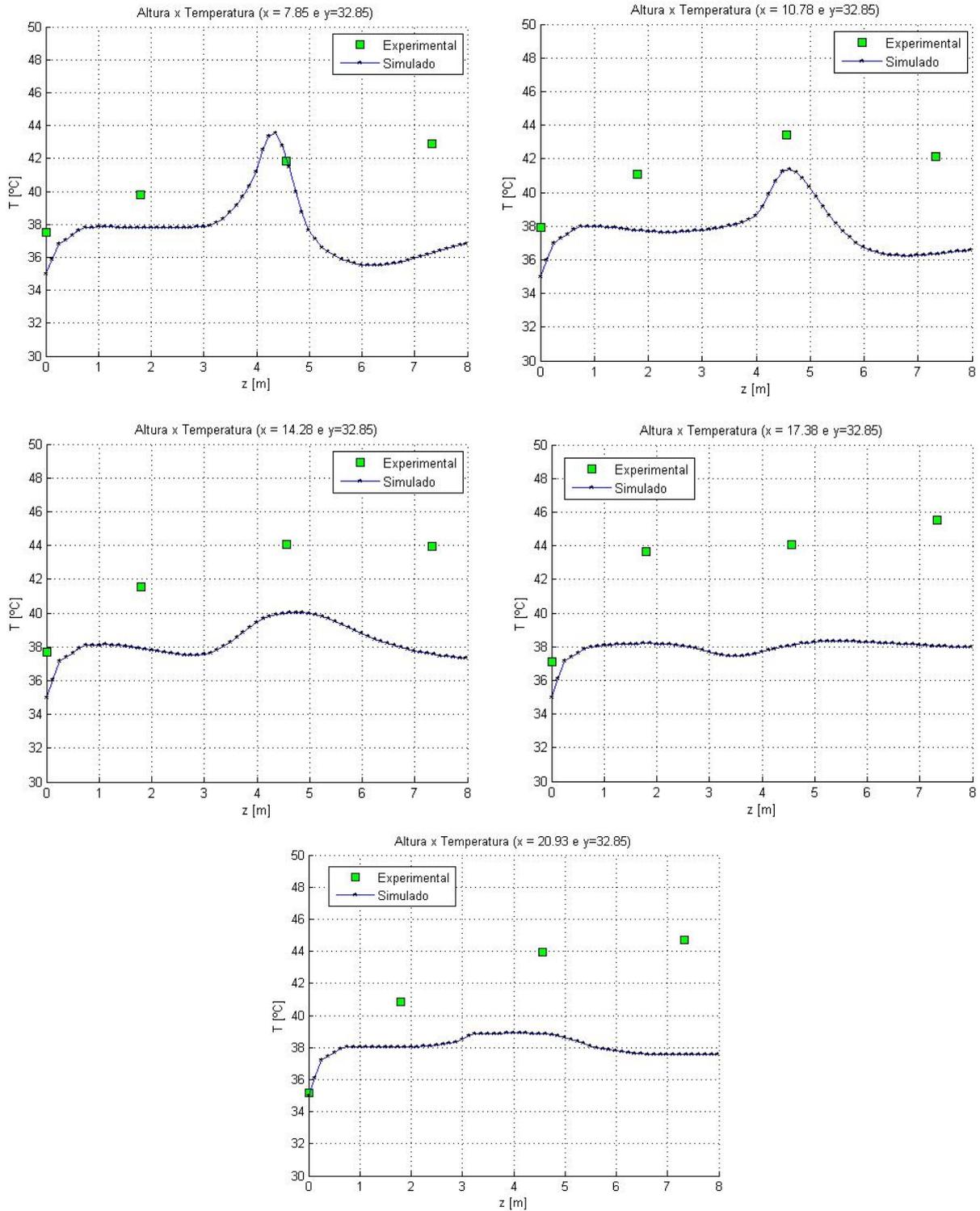


Figura 7.16 – O segundo grupo de comparações dos campos verticais de temperatura

Nas Figuras (7.17) e (7.18) são comparados os campos verticais de magnitude de velocidade obtidos numericamente e os dados experimentais

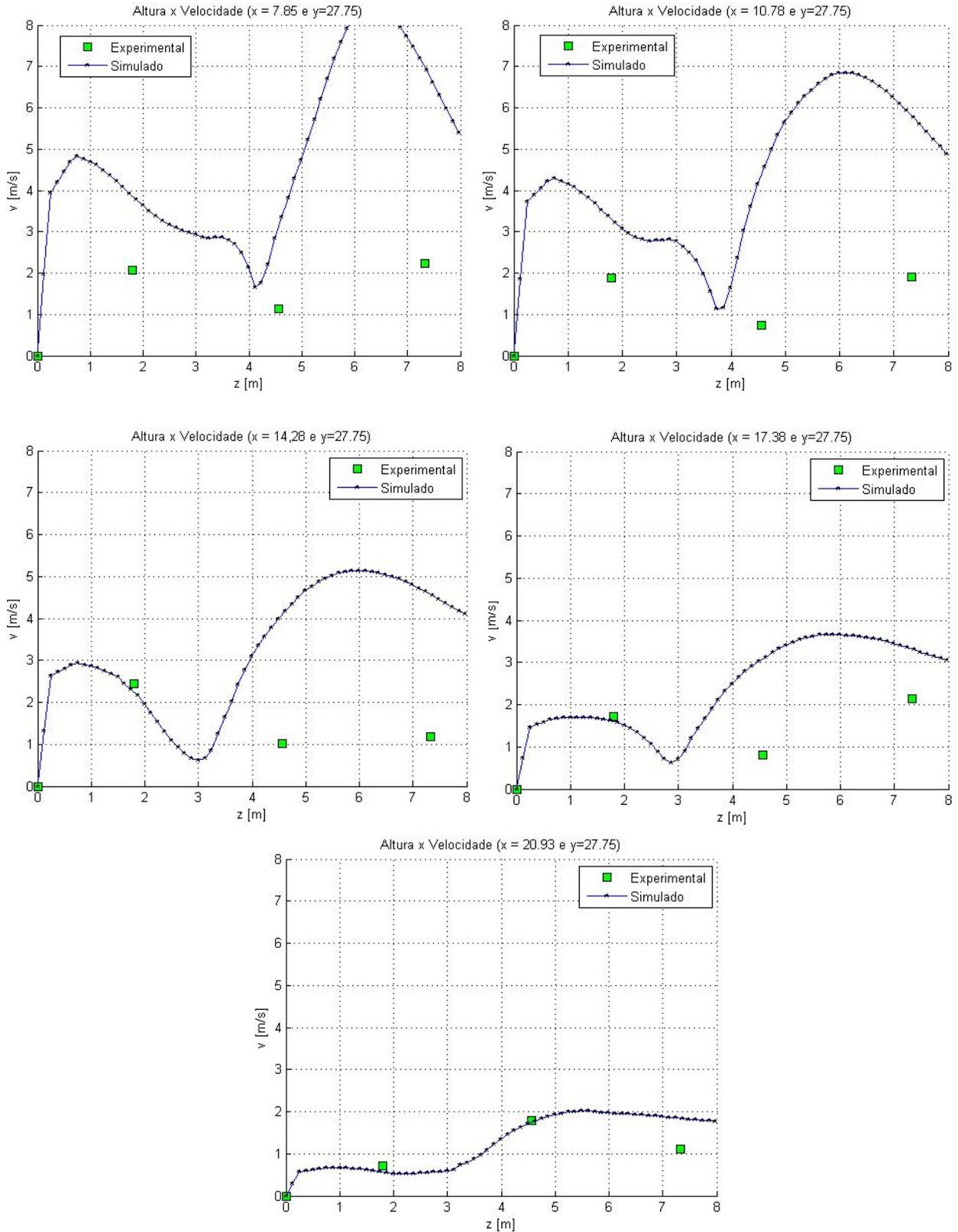


Figura 7.17 – O primeiro grupo de comparações dos campos verticais de velocidade

Novamente, analisando-se os resultados simulados e os medidos experimentalmente, agora para os campos de velocidade na direção vertical, verifica-se também uma melhor concordância nos três primeiros pontos do escoamento, havendo um

maior afastamento na direção horizontal em direção aos fundos do galpão e na direção vertical, à medida que se aproxima do teto do galpão. A formação de zonas de recirculação de ar no interior do galpão torna o escoamento do ar muito complexo e atípico tendo como consequência a influência nos resultados da simulação e das medidas experimentais.

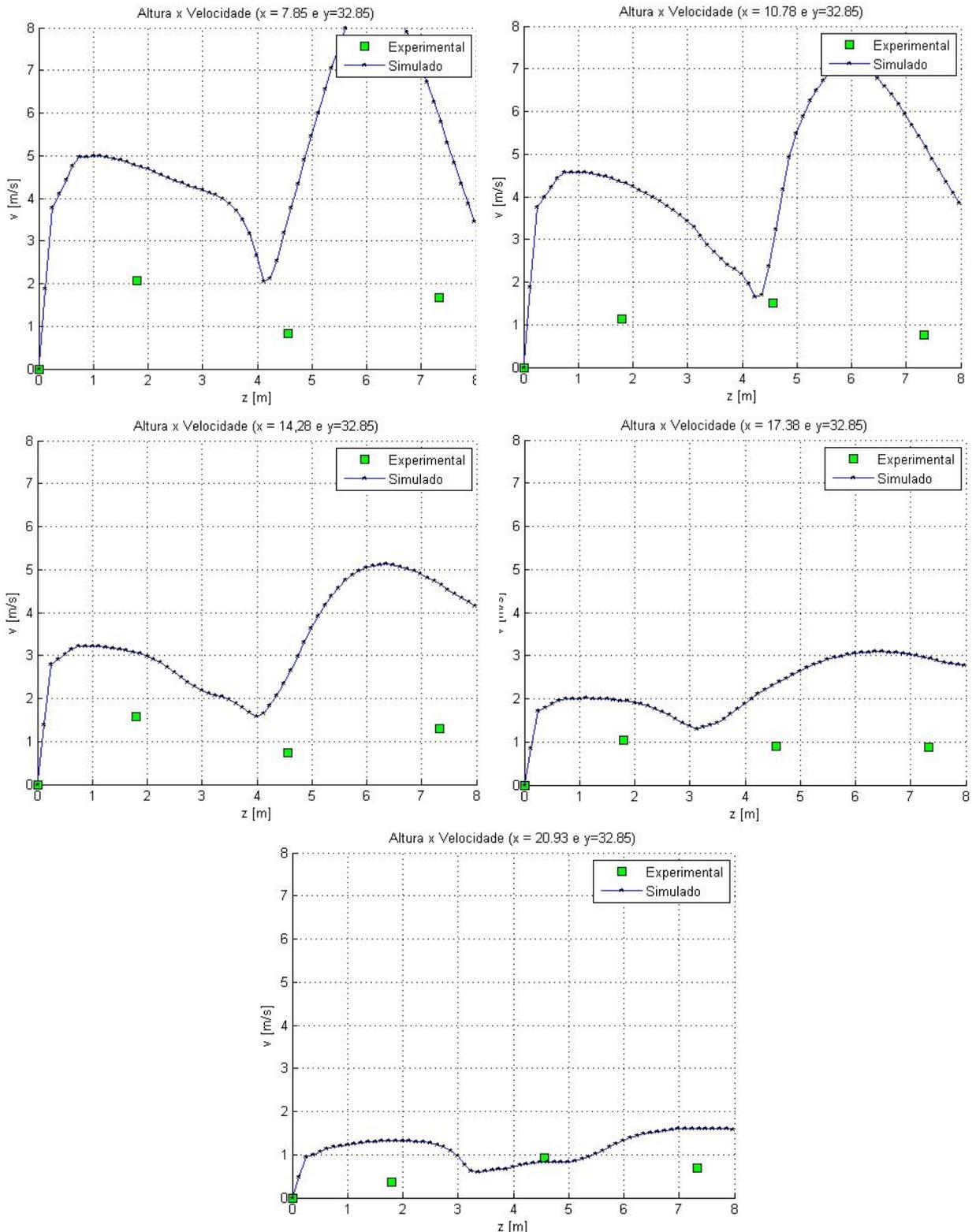


Figura 7.18 – O segundo grupo de comparações dos campos verticais de velocidade

Nas Figuras (7.19) e (7.20) são comparados os campos verticais da umidade relativa no interior do galpão obtidos numericamente e os dados experimentais

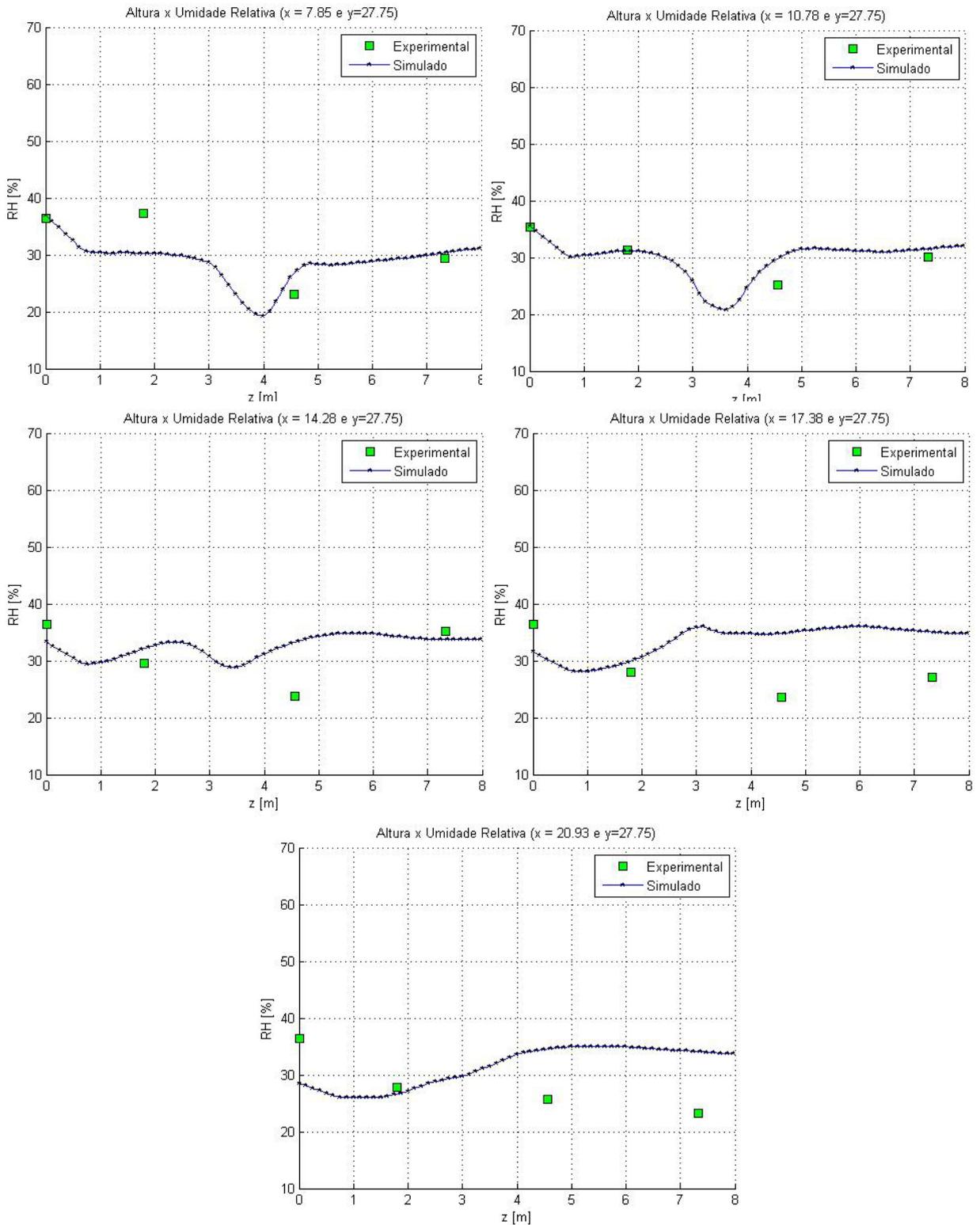


Figura 7.19 – O primeiro grupo de comparações dos campos verticais da umidade relativa

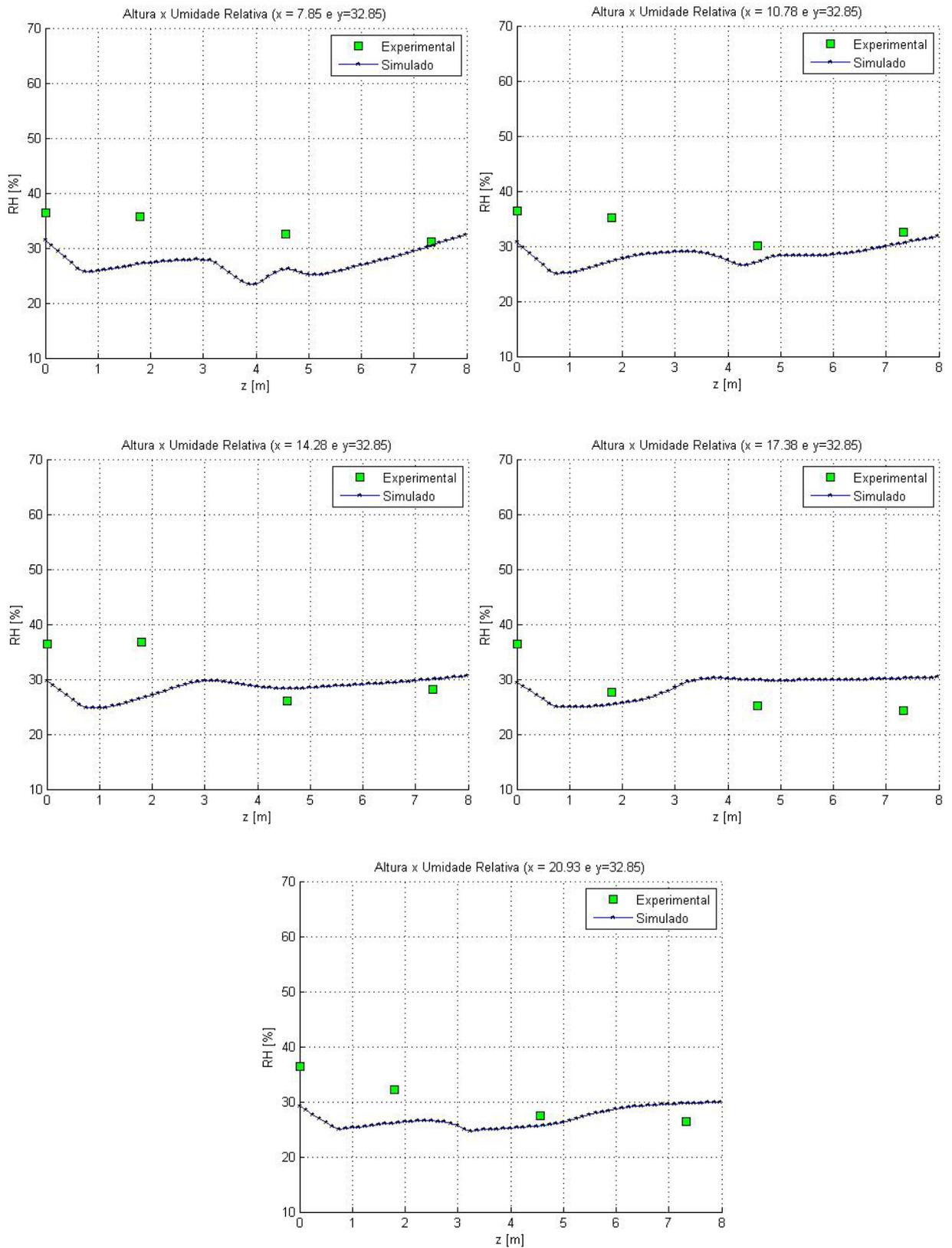


Figura 7.20 – O segundo grupo de comparações dos campos verticais da umidade relativa

Analisando-se, através das Figuras (7.19) e (7.20), as comparações dos campos de umidade relativa entre os resultados simulados e os medidos experimentais, os mesmos

mostram uma melhor concordância da evolução da umidade relativa do ar no interior do galpão na direção vertical.

Em geral pode-se, então, concluir que o modelo numérico simulado consegue aproximar o ambiente térmico interno do galpão, quanto aos campos de velocidade, temperatura e umidade relativa do ar, em função do objetivo do trabalho assim como, do objetivo do projeto P&D no qual o trabalho encontra-se inserido.

7.3 Simulação de Estratégias para Melhoria do Ambiente Térmico da Usina

Algumas estratégias para análise do ambiente térmico da Usina foram analisadas em função de observações realizadas por ocasião das visitas. Três estudos representativos, baseados nessas observações foram incluídos nesse estudo para completar a metodologia adotada neste trabalho e também para apresentar a alternativa selecionada no projeto denominada de “Divisão de Fluxo” para melhorar as condições térmicas do galpão. Esses estudos foram:

- Simulação da influência da vazão do ar na saída dos ventiladores com incidência nula;
- Simulação do efeito da incidência do ar na saída dos ventiladores;
- Simulação da alternativa de divisão de fluxo do ar na saída dos ventiladores.

Os dois primeiros estudos não acarretam custos para serem implantados, pois se trata de mudanças que foram feitas nas condições de contorno do modelo numérico. O terceiro estudo, este já acarreta custos adicionais para ser desenvolvido, pois, nesse caso, a instalação de equipamento de ar condicionado e obras civis serão necessárias.

7.3.1 Simulação da influência da vazão do ar na saída dos ventiladores com a incidência nula

Foi observado que os ventiladores que insuflam o ar nas proximidades dos geradores estavam funcionando abaixo de sua capacidade real, alguns inclusive encontravam-se fora de funcionamento. Dessa forma, esse estudo foi feito para verificar qual a influência do aumento ou diminuição da vazão dos ventiladores no ambiente térmico da Usina, mas precisamente nos corredores onde o pessoal técnico da manutenção opera

com maior intensidade. A Figura (7.21) mostra os planos de corte adotados na análise da simulação.

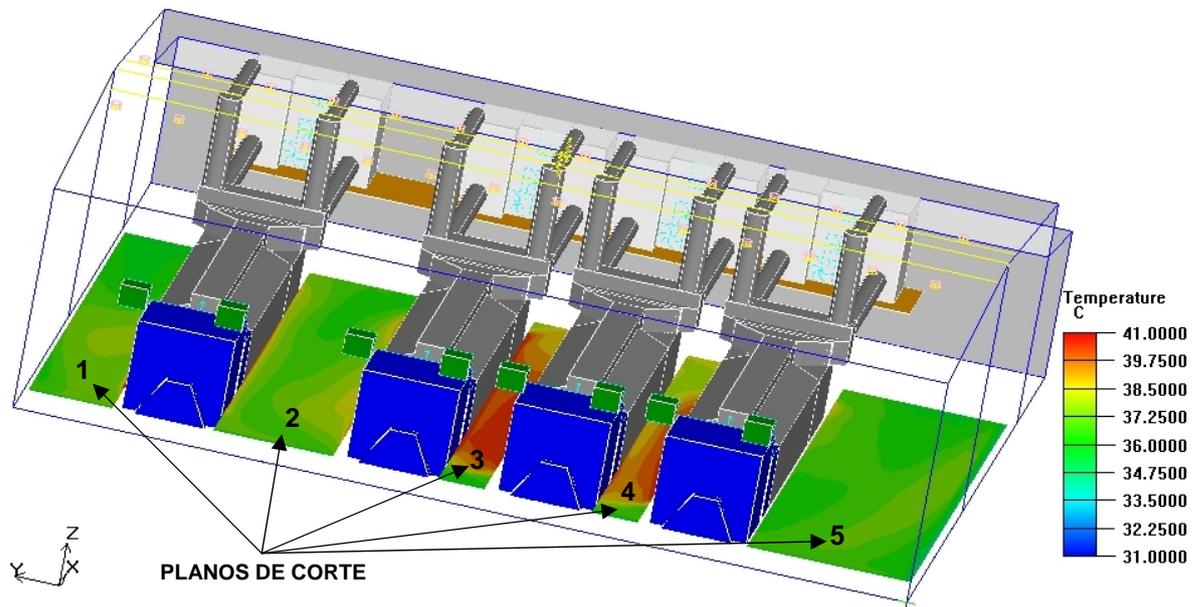


Figura 7.21 – Os planos de corte

A Tabela (7.5) mostra os dimensionamentos dos planos de corte que foram utilizados na análise da influência do aumento ou diminuição da vazão dos ventiladores na temperatura média nos corredores.

Tabela 7.5 – Dimensionamento dos planos de corte

Plano de corte 1			
Min. X	0,00	Max. x	28,00
Min. Y	38,00	Max. y	42,55
Min. Z	1,00	Max. z	1,00

Plano de corte 2			
Min. X	0,00	Max. x	28,00
Min. Y	27,50	Max. y	33,20
Min. Z	1,00	Max. z	1,00

Plano de corte 3			
Min. X	0,00	Max. x	28,00
Min. Y	20,30	Max. y	22,50
Min. Z	1,00	Max. z	1,00

Plano de corte 4			
Min. X	0,00	Max. x	28,00
Min. Y	13,00	Max. y	15,20
Min. Z	1,00	Max. z	1,00

Plano de corte 5			
Min. X	0,00	Max. x	28,00
Min. Y	0,00	Max. y	7,80
Min. Z	1,00	Max. z	1,00

Foram levadas em consideração três alturas nessa análise 1m , 2m e 3m e a Tabela (7.6) mostra os resultados obtidos nas simulações feitas.

Tabela 7.6 – Resultado das simulações

Incidência = 0°		Temperatura do ar			
Vazão do ar $Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$	Altura $z [m]$	$T_{Min} [^{\circ}C]$	$T_{Max} [^{\circ}C]$	$T_{Med} [^{\circ}C]$	$T_{MED} [^{\circ}C]$
15	1	34,9	43,6	36,7	38,2
	2	34,9	44,1	38,1	
	3	35,0	65,0	39,7	
20	1	35,0	43,7	37,2	38,0
	2	35,0	44,0	38,1	
	3	35,0	65,0	38,6	
25	1	35,0	43,7	37,2	37,8
	2	34,9	44,1	37,6	
	3	35,0	65,0	38,6	
30	1	35,6	43,7	37,2	39,0
	2	35,0	44,5	40,9	
	3	35,3	65,0	39,0	

Conforme a Tabela (7.6), na coluna referente à temperatura média geral para cada grupo de planos de corte, o aumento ou diminuição da vazão de ar na saída dos ventiladores é desprezível, quando a incidência é mantida nula. A temperatura média do ar no interior do galpão é em torno de 38° C .

A Figura (7.22) mostra a comparação das distribuições de temperatura na seção transversal em $x = 16m$.

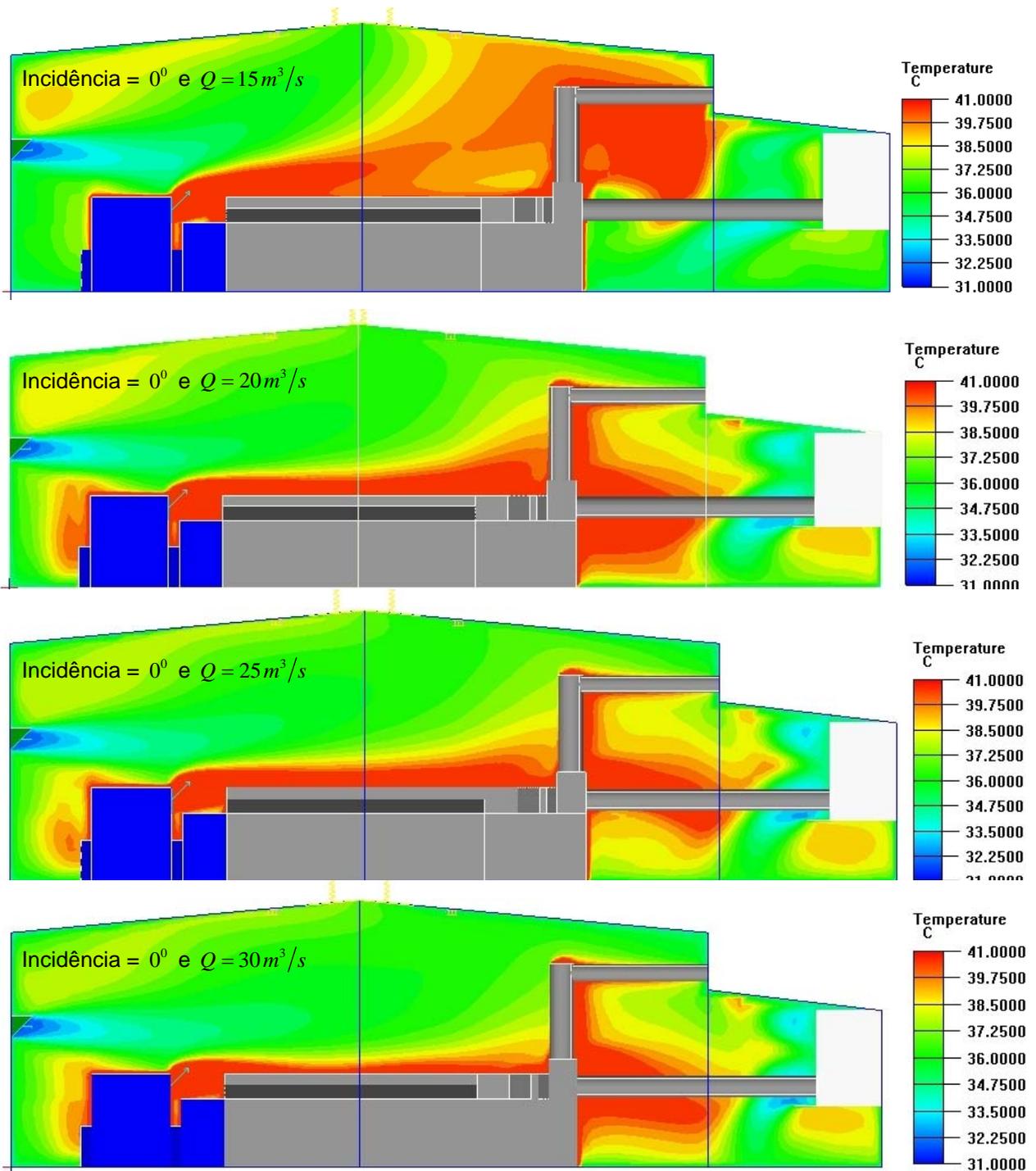


Figura 7.22– Comparações entre as distribuições de temperatura em $y = 16m$

7.3.2 Simulação do efeito da incidência do ar na saída dos ventiladores

Com base na possibilidade da alteração da incidência da saída do ar dos ventiladores que insuflam ar nas proximidades dos geradores foi realizado novo grupo de

simulações para verificar qual o ângulo de incidência da saída do ar dos ventiladores que possibilitaria uma melhor temperatura nos corredores onde o pessoal técnico trabalha. Para isso foi considerada a vazão volumétrica de $25\text{ m}^3/\text{s}$, como a vazão padrão para esse grupo de simulações em virtude dessa vazão, no grupo anterior ter proporcionado a menor temperatura nos corredores.

Foram usados nesse grupo de simulações os mesmos planos de corte definidos pela Tabela (7.5). A Tabela (7.7) mostra os resultados obtidos nesse grupo de simulações.

Tabela 7.7 – Resultados das simulações

Vazão de ar $Q = 25\text{ m}^3/\text{s}$		Temperatura do ar			
Incidência	Altura z [m]	T_{Min} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{Max} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{Med} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{MED} [$^{\circ}\text{C}$]
0°	1	35,0	43,7	37,2	37,8
	2	34,9	44,1	37,6	
	3	35,0	65,0	38,6	
15°	1	34,6	43,7	37,0	37,3
	2	35,0	44,1	37,2	
	3	35,0	65,0	37,8	
25°	1	35,0	43,7	37,0	37,2
	2	34,9	44,1	37,0	
	3	35,0	65,0	37,5	
35°	1	33,6	45,0	35,9	36,4
	2	33,4	45,0	36,0	
	3	32,0	65,0	37,3	
45°	1	33,1	45,0	35,4	35,9
	2	33,1	45,0	35,5	
	3	32,0	65,0	36,8	

Considerando os resultados obtidos nesse grupo de simulações e mostrados na Tabela (7.7), pode-se concluir que o aumento da incidência de ar na saída dos ventiladores de 0° para 45° permite uma diminuição sensível da temperatura média do ar nos corredores do galpão de até 2°C . O ângulo de incidência de 45° foi o que proporcionou a menor temperatura média nos corredores analisados, ficando esta temperatura em torno de $35,9^{\circ}\text{C}$.

A Figura (7.23) mostra a comparação entre as distribuições de temperatura do efeito da incidência do ar na saída dos ventiladores, variando-se o ângulo de incidência de 0° a 45° e em $y = 16m$.

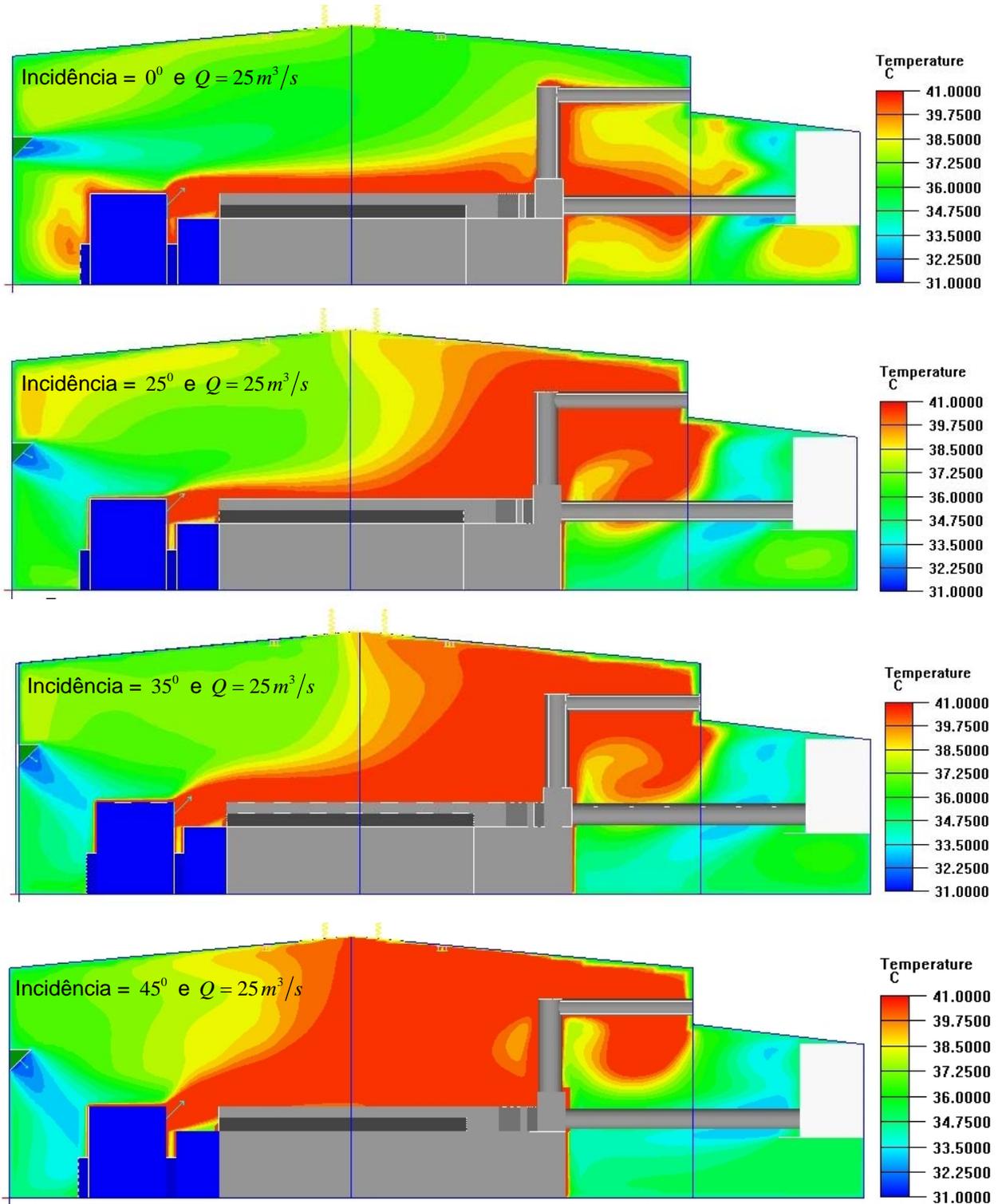


Figura 7.23 – Comparações entre as distribuições de temperatura em $y = 16m$

A Figura (7.24) mostra a comparação entre as distribuições de temperatura do efeito da incidência do ar na saída dos ventiladores, variando-se o ângulo de incidência de 0° a 45° e em $x = 28m$.

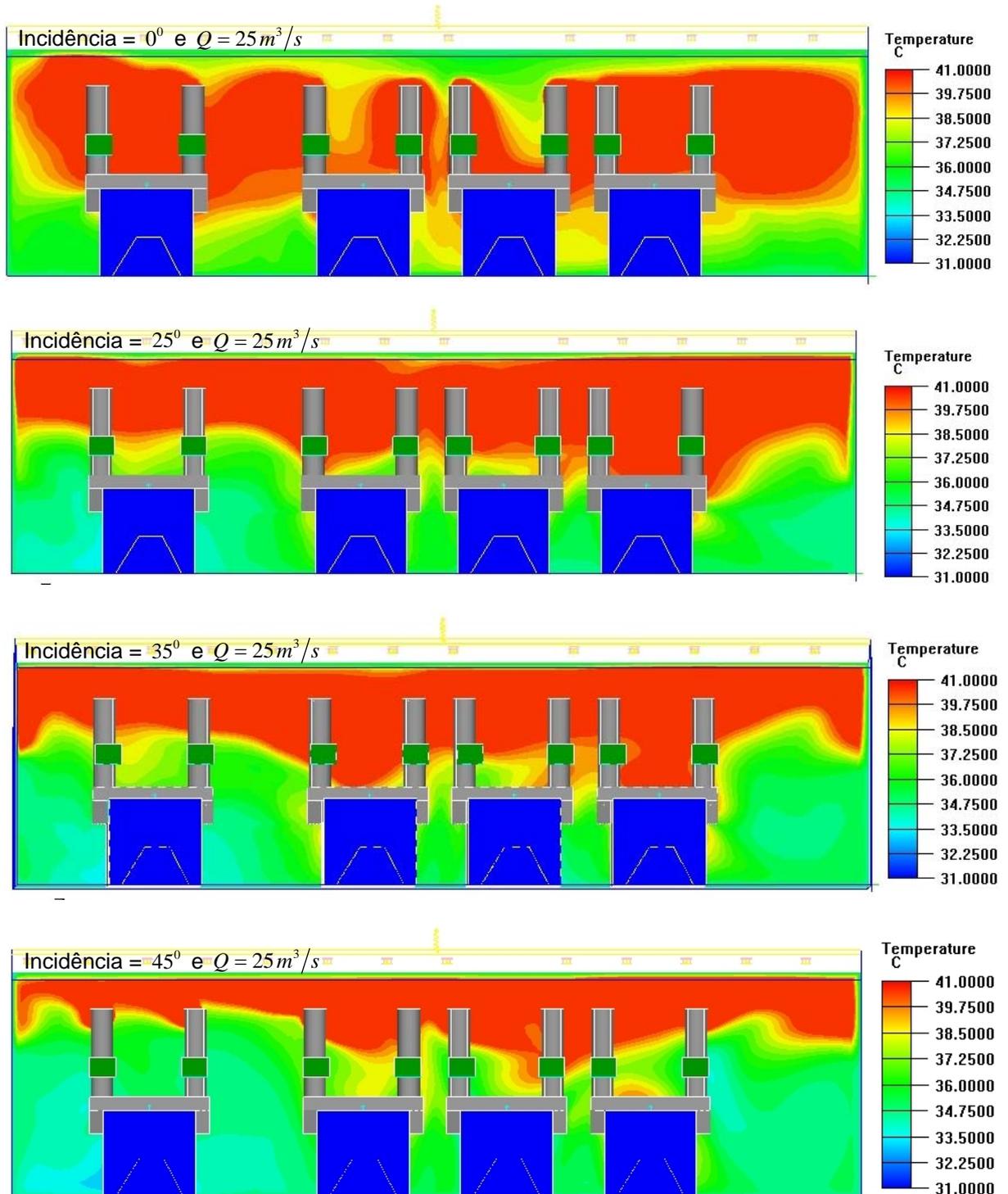


Figura 7.24 – Comparações entre as distribuições de temperatura em $x = 28m$

Considerando-se as Figuras (7.23) e (7.24), verifica-se que o aumento do ângulo de incidência do ar na saída dos ventiladores faz com que haja uma maior eficiência na troca

de calor nos corredores onde os técnicos trabalham, fazendo com que o ar quente procure as saídas de ar localizadas no teto do galpão.

7.3.3 Simulação da alternativa de divisão de fluxo do ar na saída dos ventiladores

O estudo da “Divisão de Fluxo” do ar na saída dos ventiladores representa uma alternativa com custos adicionais em sua implantação e consiste no insuflamento de ar externo, $32^{\circ}C$, com vazão de $15m^3/s$ e ângulo de incidência de 45° , combinado com o insuflamento de ar refrigerado com temperatura de $26^{\circ}C$, vazão de $10m^3/s$ e ângulo de incidência de 0° . A Figura (7.25) mostra a alternativa da divisão de fluxo no modelo numérico.

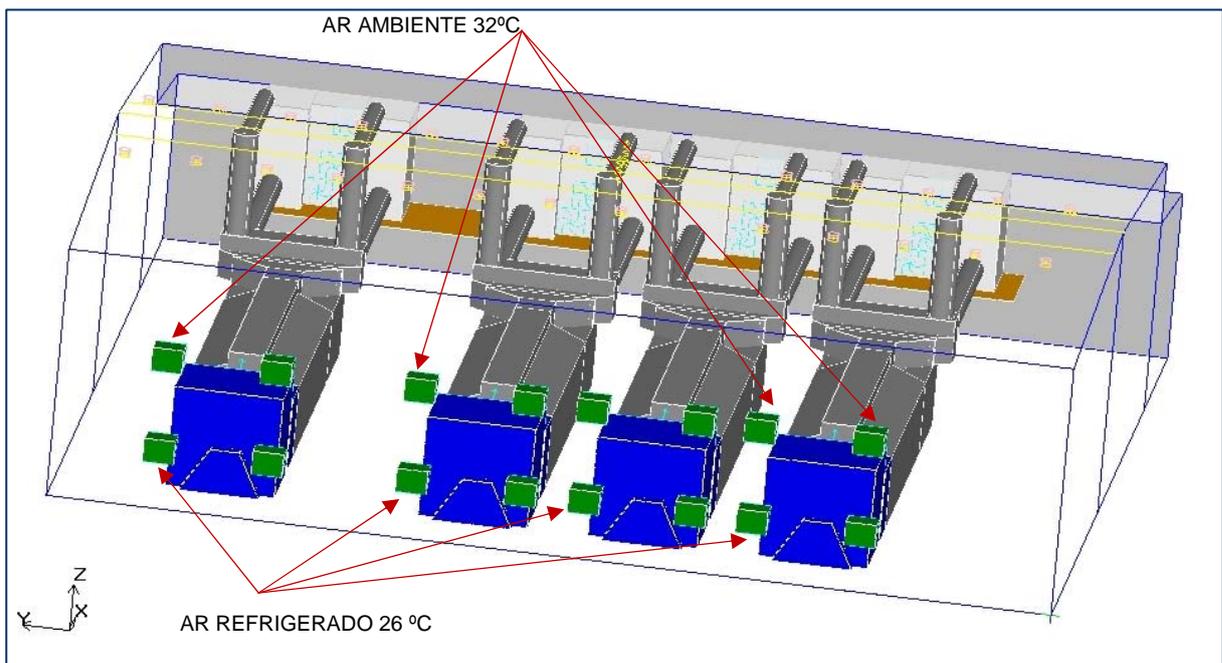


Figura 7.25 – A Alternativa de Divisão de Fluxo

Os resultados simulados podem ser visualizados através das Figuras (7.26), (7.27) e (7.28). Considerando-se os resultados produzidos pela simulação, pode-se concluir que a alternativa de divisão de fluxo na saída dos ventiladores faz com que ocorra uma maior troca de calor internamente no galpão, principalmente nos corredores onde os técnicos da usina trabalham o que contribui para que o ar quente procure as saídas de ar, ocasionando uma diminuição de temperatura nos corredores.

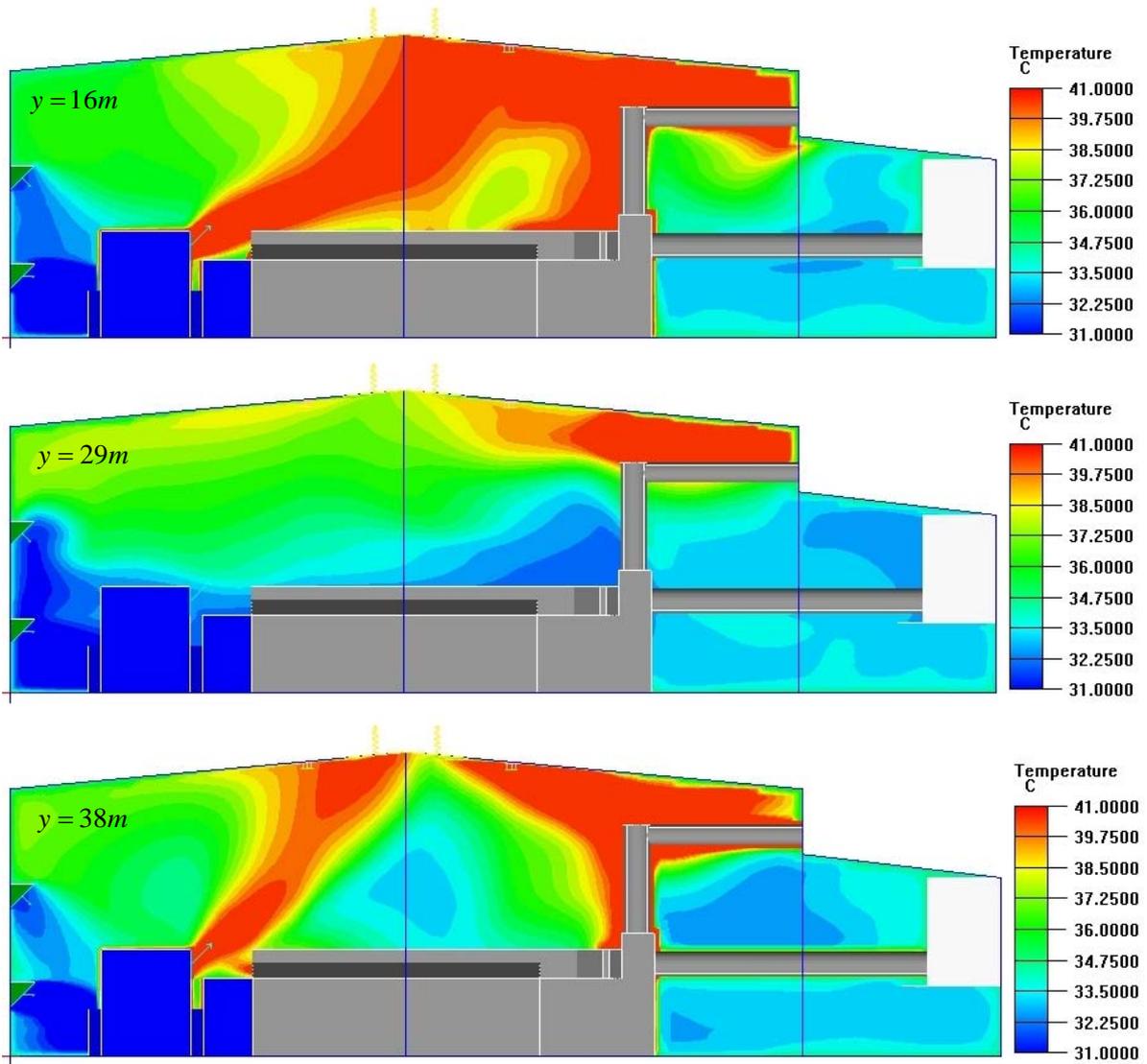


Figura 7.26 – A Alternativa de Divisão de Fluxo (planos longitudinais)

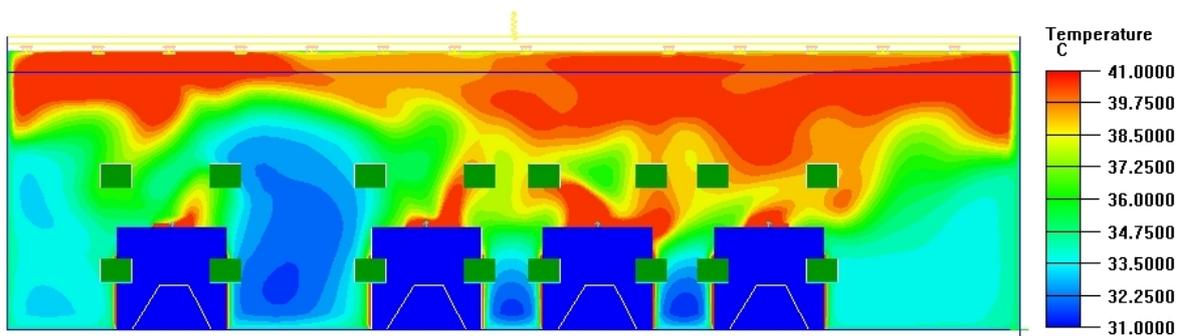


Figura 7.27 – Distribuições de temperatura no plano transversal em $x = 12m$

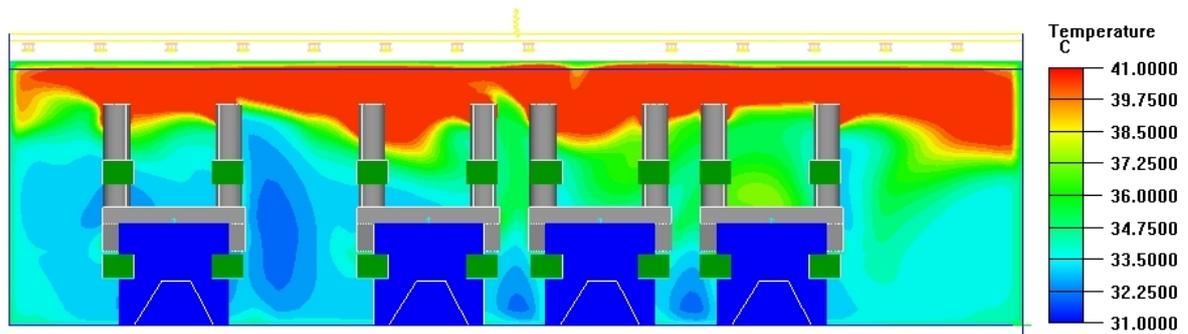


Figura 7.28 – Distribuições de temperatura no plano transversal em $x = 28\text{ m}$

A temperatura média nos corredores com a solução alternativa ficou em torno de $33,5^{\circ}\text{C}$.

7.3.4 Simulação do protótipo de solução:

O protótipo de solução consiste na instalação de um equipamento de ar refrigerado que irá insuflar o ar com uma vazão de $7\text{ m}^3/\text{s}$, temperatura de 22°C e incidência nula. Os valores da vazão e temperatura do equipamento de ar refrigerado foram dimensionados baseados no levantamento da carga térmica do ambiente. O ventilador será instalado a uma altura de 3 m em relação ao piso, tendo no plano horizontal, as coordenadas $x = 0$ e $y = 22,05\text{ m}$. A Figura (7.29) mostra o modelo numérico com o equipamento incluído.

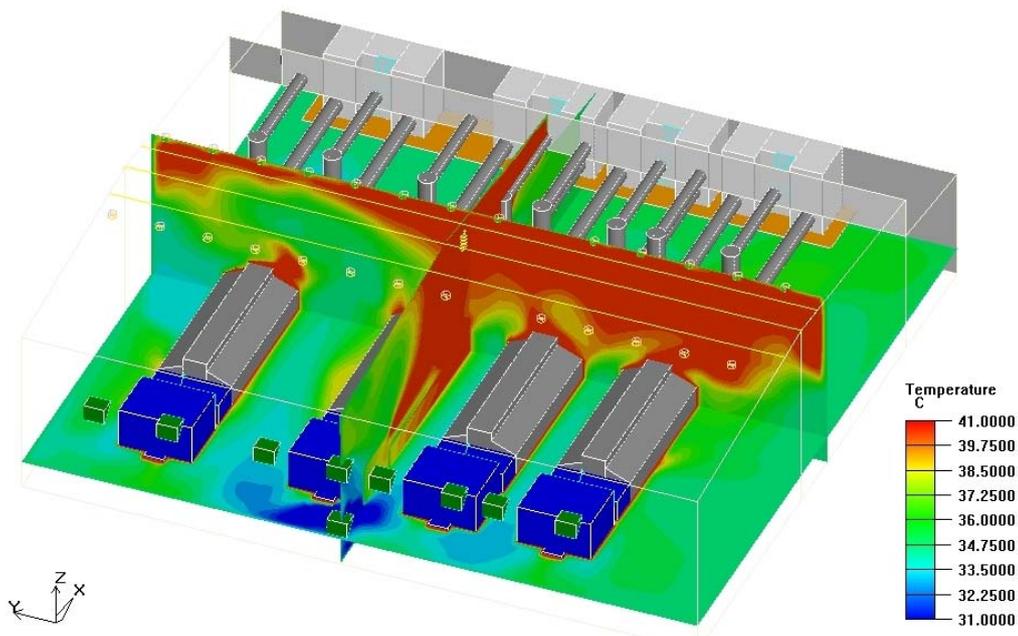


Figura 7.29 – O Protótipo de Solução

As Figuras (7.30) e (7.31) mostram detalhes da instalação do equipamento de ar refrigerado e duto de ar no galpão dos motores da usina, respectivamente.



Figura 7.30 – O Equipamento de Ar Refrigerado



Figura 7.31 – Detalhes do Duto de Ar Refrigerado

As Figuras (7.32) e (7.33) mostram os campos de temperatura longitudinal, em $y = 22m$ e transversal em $x = 22m$.

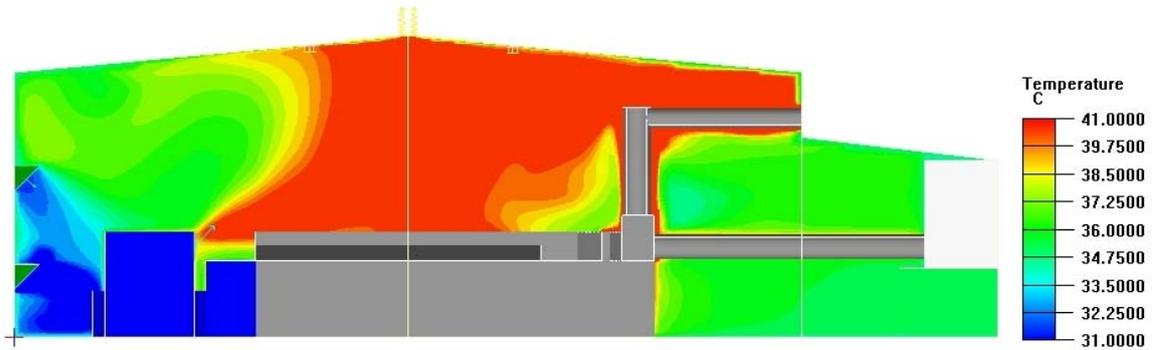


Figura 7.32 – Campo de Temperatura no plano longitudinal $y = 22m$

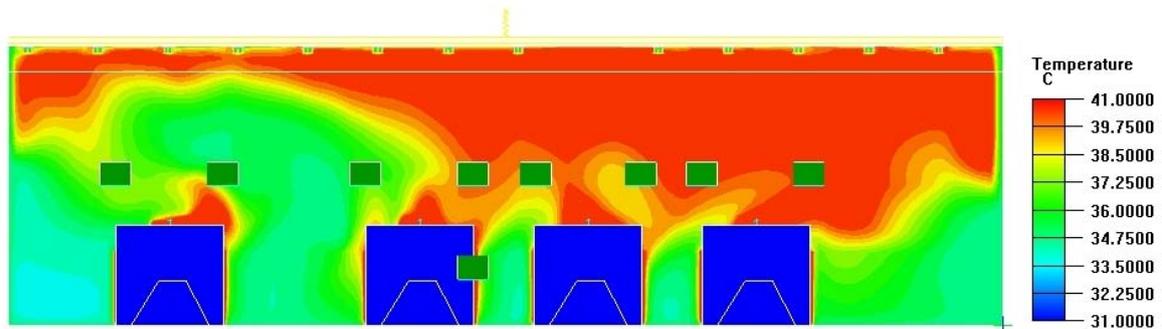


Figura 7.33 – Campo de Temperatura no plano transversal $x = 22m$

A Tabela (7.8) mostra os resultados obtidos na análise do corredor onde será instalado o equipamento.

Tabela 7.8 – Resultados das simulações em x variando de 0 a 28 e y de 20,3 a 22,5.

Vazão de ar $Q = 7 \frac{m^3}{s}$		Temperatura do ar			
Incidência	Altura $z[m]$	$T_{Min} [^{\circ}C]$	$T_{Max} [^{\circ}C]$	$T_{Med} [^{\circ}C]$	$T_{MED} [^{\circ}C]$
0°	1	29,27	40,48	34,6	34,9
	2	26,53	40,94	34,8	
	3	24,04	42,16	35,3	

Analisando-se os resultados obtidos na simulação, foi observado que em três planos localizados em $z=1=2=3m$, a temperatura média no corredor, onde será instalado o equipamento de ar refrigerado é de $34,9^{\circ}C$. A Figura (7.34) mostra o campo de temperatura em $z=1m$.

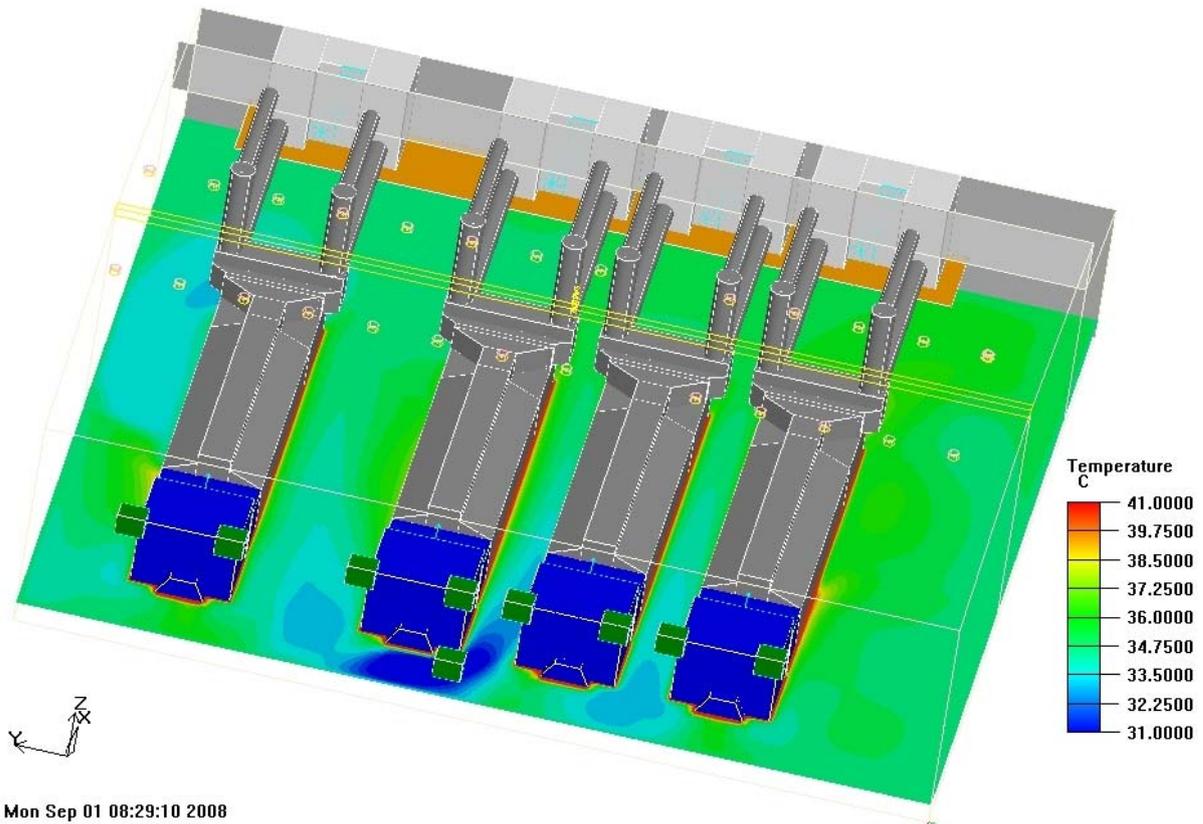


Figura 7.34 – O Campo de Temperatura no plano em $z = 1m$

Capítulo VIII

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 Conclusões

No presente trabalho foi desenvolvida uma análise computacional das distribuições de temperatura e velocidade do ar em um ambiente interno tridimensional industrial.

O estudo envolveu o modelamento de fenômenos físicos complexos presentes no problema e posterior solução das equações governantes através do método numérico de volumes finitos.

A correta utilização do programa computacional Fluent-Airpak empregado nas simulações foi comprovada através da comparação de resultados obtidos em três casos clássicos retirados da literatura, com níveis de complexidade diferentes.

A simulação do problema abordado foi realizada com o uso do modelo de turbulência simplificado (Zero-Equation Indoor Turbulence Model).

Através de comparações feitas entre os resultados simulados e os medidos experimentalmente, pode-se concluir que o modelo simplificado é qualitativamente adequado para a análise das distribuições de temperatura e velocidade no escoamento de ar em ambientes internos.

A impossibilidade de se ter as condições ideais planejadas para a tomada das medidas experimentais podem ter refletido na comparação dos resultados simulados com os medidos experimentalmente.

O programa computacional Fluent-Airpak se mostrou bastante estável na simulação do ambiente térmico do galpão.

Dentre as várias alternativas de diminuição de temperatura média no interior da Usina pela equipe do projeto, a alternativa de divisão de fluxo dos ventiladores mostrou-se ser uma alternativa válida na diminuição da temperatura média do ambiente interno, quando comparado com os resultados da situação atual.

O protótipo de solução adotada possibilite aumentar o tempo de permanência dos técnicos no ambiente interno da Usina, de 20 a 30% em relação ao tempo de permanência atual.

8.2 Recomendações para trabalhos futuros

Como recomendações para trabalhos futuros, fazemos as seguintes proposições:

- Avaliar a possibilidade de uso de modelos de turbulência mais complexos na simulação do ambiente térmico da Usina;
- Avaliar a possibilidade de otimização da malha computacional com o objetivo de acelerar a convergência do processo e a conseqüente diminuição do custo computacional;
- Avaliar a possibilidade de uso avançado da técnica Multigrid para aceleração da convergência;
- Incluir no processo de cálculo a equação de conservação das espécies químicas. Desta forma a simulação numérica poderá ser utilizada para a análise da qualidade do ar interno produzida por um determinado sistema de climatização de ambientes;
- Incluir no processo de simulação avaliação de conforto térmico do galpão pelo programa computacional Fluent-Airpak.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABANTO, J. et al. Airflow modeling in a computer room, **Building and Environment**, vol. 39, pp. 1393-1402, 2004.

ABRUNHOSA, J. D. M. **Simulação de escoamento turbulento complexo com modelagem clássica e de grandes escalas**, Tese de Doutorado, 2003. Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2003.

ANDERSON JR., J. D. **Computational fluid dynamics: the basics with applications**. McGraw-Hill, Inc. 1995.

ASHRAE, **ASHRAE Handbook – Fundamentals**, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 2001.

BLAY, D., MERGUI, S. and NICULAE, C. Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyant wall jet. *Fundamentals of Mixed Convection*. **Trans. ASME**, HTD-Vol. 213, pp. 65-72, 1992.

CAO, G. **Turbulence models validation in a ventilated room by a wall jet**. Postgraduate Seminar on Energy Technology. Faculty of Mechanical Engineering of Helsinki University of Technology, 2007.

CHEN, Q. Comparison of different $k-\varepsilon$ models for indoor air flow computations. **Numerical Heat Transfer**. Part B, vol. 28, pp. 353-369, 1995.

CHEN, Q. Computational fluid dynamics for HVAC: successes and failures. **ASHRAE Transactions**, vol. 103(1), pp. 178-187, 1997.

CHEN, Q. and CHAO, N. Comparing turbulence model for buoyant plume and displacement ventilation simulation. **Indoor and Built Environment**. vol. 6, pp.140-149, 1997.

CHEN, Q. and JIANG, Z. Significant questions in predicting room air motion. **ASHRAE Transactions**. vol. 98(1), pp. 929-939, 1992.

CHEN, Q., VAN DER KOOI, J. and MEYERS, A. Measurements and computations of ventilation efficiency and temperature efficiency in a ventilated room. **Energy and Buildings**. Vol. 12, pp. 85-89, 1988.

CHEN, Q. and XU, W. A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation. **Energy and Buildings**. vol. 28, pp. 137-144, 1998.

COSTA, J. J. **Estudo do escoamento originado por dois jactos parietais não isotérmicos num domínio fechado**. 1996. Tese de Doutoramento. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra. Coimbra, 1996.

COSTA, J. J., OLIVEIRA, L. A. and BLAY, D. Test of several versions for the k- ϵ type turbulence modeling of internal mixed convection flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 42, pp 4391-4409, 1999.

DENEV, J. et al. Numerical and experimental assessment of a flow field in a ventilated industrial hall. **Proceedings of Building Simulation**. Prague, Cod. P215, 1997.

FANGER, P. O. **Thermal comfort – analysis and applications in environmental engineering**, McGraw-Hill Book Company, 1970.

FERZIGER, H. J. and PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**, Springer-Verlag. 3ª.ed. 1997.

FLUENT Inc, 2007, **AIRPAK User's guide**.

FLUENT Inc, 2005, **FLUENT User's guide**.

FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos – conceitos básicos e aplicações**, EDUSP – Editora da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2000.

GAN, G. Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics. **Energy and Buildings**. vol. 23, pp.83-93, 1995.

GOSMAN, A. D. et al. The flow properties of rooms with small ventilation openings. *Journal of Fluids Engineering*. vol. 102, pp. 316-323, 1980.

INCROPERA, F. P. and DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Livros Técnicos e Científicos Editora. 5ª.ed. Rio de Janeiro, 2003.

INTERNATIONAL STANDARDIZATION ORGANISATION. **Moderate thermal environments: determination of the PMV and PPD indices and specifications of the conditions for the thermal comfort**. ISO 7730, 1984.

KARKI, K. C., RADMEHR, A. and PATANKAR, S. V. Use of computational fluid dynamics for calculating flow rates through perforated tiles in raised-floor data centers. **International Journal of Heating, Ventilation, Air-Conditioning and Refrigeration Research**. vol. 9 No. 2, pp. 153-166, 2003.

LAUNDER, B. E. and SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Energy**. Vol. 3, pp. 269-289, 1974.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**, Livros Técnicos e Científicos Editora. 2ª.ed. Rio de Janeiro, 2004.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. Portaria 3.214 de 1978, NR-15, Anexo 3. **Limites de tolerância para exposição ao calor**, 1978.

MÜLLER, D., GORES, I. and ZIELINSKI, R. Impact of the thermal load on the room airflow pattern. **RoomVent**, 2004. 9th International Conference in University of Coimbra. Portugal, pp. 6, 2004.

MURAKAMI, S. Numerical simulation of turbulent flow field around cubic model current status and applications of k- ϵ model and LES. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**. vol. 33, pp.85-97, 1990.

MURAKAMI, S. and KATO, S. Numerical and experimental study on room airflow 3D predictions using the k- ϵ turbulence model. **Building and Environment**. vol. 24(1), pp.139-152, 1989.

MURAKAMI, S., KATO, S. and SUYAMA, Y. Three-dimensional numerical simulation of turbulent airflow in a ventilated room by means of a two-equation model. **ASHRAE Transactions**. vol. 93(2), pp.1-22, 1987.

MURAKAMI, S., KATO, S. and SUYAMA, Y. Numerical study on diffusion field as affected by arrangement of supply and exhaust openings in conventional flow type clean room. **ASHRAE Transactions**. vol. 95(2), pp.1-15, 1989a.

MURAKAMI, S., OHIRA, N. and KATO, S. CFD analysis of a thermal plume and the indoor air flow using $k-\varepsilon$ models with buoyancy effects. **Flow, Turbulence and Combustion**. vol. 6, pp.113-134, 1999.

MUSHATET, K. S. Numerical simulation of turbulent isothermal flow in mechanically ventilated room, **The Journal of King Abdulaziz University: Engineering Sciences**, Vol. 17(2), pp. 103-117, 2006.

MUSSER, A., MCGRATTAN, K. and PALMER, J. Evaluation of a fast, simplified computational fluid dynamics model for solving room airflows problems. **NISTIR 6760**. National Institute of Standards and Technology. pp. 22-28, 2001.

NAGANO, Y. and HISHIDA, M. Improved form of the $k-\varepsilon$ model for wall turbulent shear flows. **Journal Fluids Engineering**. Vol. 109, pp.156-160, 1987.

NIELSEN, P. V. **Stromningsforhold i luftkonditionerede lokaler** (Flow in air conditioned rooms, 1976, English translation of Ph.D. thesis). Technical University of Denmark. Danfoss A/S, Denmark, 1974.

NIELSEN, P. V. Description of supply openings in numerical models for room air distribution. **ASHRAE Transactions**, vol. 98(1), pp.963-971, 1992.

NIELSEN, P. V. The selection of turbulence models for prediction of room airflow. **ASHRAE Transactions**. vol. 104, Part 1B, pp.1119-1127, 1998.

NIELSEN, P. V. Computational fluid dynamics and room air movement. **Indoor Air**, vol. 14(7), pp. 134-143, 2004.

NIELSEN, P. V., RESTIVO, A. and WHITELOW, J. H. The velocity characteristics of ventilated rooms. **Journal of Fluids Engineering**. vol. 100, pp. 291-298, 1978.

NIELSEN, P. V., RESTIVO, A. and WHITELOW, J. H. Buoyancy-affected flow in ventilated rooms. **Numerical Heat Transfer**. vol. 2, pp. 115-127, 1979.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, Hemisphere Publishing Corporation, McGraw-Hill Book Company, 1980.

PATANKAR, S. V. and SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. vol. 15, pp. 1787-1806, 1972.

POSNER, J. D., BUCHANAN, C. R. and DUNN-RANKIN, D. Measurement and prediction of indoor air flow in a model room. **Energy and Buildings**. vol. 35, pp. 515-526, 2003.

ROHDIN, P. and MOSHFEGH, B. Numerical predictions of indoor climate in large industrial premises. A comparison between different $k-\epsilon$ models supported by field measurements, **Building and Environment**, vol. 42, pp. 3872-3882, 2007.

SERENSEN, D. N. and NIELSEN, P. V. Quality control of computational fluid dynamics in indoor environments. **Indoor Air**. vol. 13, pp. 2-17, 2003.

SREBRIC, J., CHEN, Q. and GLICKSMAN, L. R. Validation of a zero-equation turbulence model for complex indoor airflow simulation. **ASHRAE Transactions**. vol. 105(2), pp. 414-427, 1999.

VERSTEEG, H. K. and MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics – the finite volume method**. Pearson – Prentice-Hall. 2^a.ed. 2007.

WEATHERS, J. W. and SPITLER, J. D. A comparative study of room air flow: Numerical prediction using computational fluid dynamics and full-scale experimental measurements. **ASHRAE Transactions**, vol. 99(2), pp.144-157, 1983.

WU, X. and LI, X. Numerical simulation of displacement ventilation in a gymnasium in a large space building. **HVAC Technologies for Energy Efficiency**. vol IV 5-2, 2006.

XU, W. **New turbulence models for indoor airflow simulation**. 1998. Ph.D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1998.

YAKHOT, V. and ORSZAG, S. A. Renormalization group analysis of turbulence. **Journal of Scientific Computing**. Vol. 1(1), pp.1-51, 1986.

YUAN, X., CHEN, Q. Y., and GLICKSMAN, L. R. Measurements and computations of room airflow with displacement ventilation. **ASHRAE Transactions** vol. 105(1), pp. 340-352, 1999.

ZHAI, Z. et al. Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 1: summary of prevalent turbulence models. **HVAC&R Research**. vol. 13(6), pp. 1-21, 2007.

ZHAI, Z. et al. Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 2: comparison with experimental data from literature. **HVAC&R Research**. vol. 13(6), pp. 1-19, 2007.

ZHAI, Z. Application of computational fluid dynamics in building design: aspects and trends. **Indoor and Built Environment**. vol. 15(4), pp. 305-313, 2006.

ANEXO A - ESQUEMAS DE DISCRETIZAÇÃO

ANEXO A - ESQUEMAS DE DISCRETIZAÇÃO

O tratamento dos termos advectivos constitui um dos procedimentos que mais influenciam na solução das equações de Navier-Stokes, principalmente para altos números de Reynolds. Funções de interpolação são empregadas para estimar a magnitude das variáveis e de suas derivadas nas faces do volume de controle, a partir de seus respectivos valores nos pontos nodais. A tentativa é sempre propor uma função de interpolação com o menor erro possível e que, ao mesmo tempo, não envolva muitos pontos nodais para não criar uma matriz com uma estrutura complexa. Se a malha computacional for suficientemente refinada, qualquer função de interpolação convenientemente definida tende a produzir resultados muito semelhantes entre si.

A Figura (A.1) mostra um domínio de cálculo unidimensional que será utilizado no entendimento dos diversos esquemas de discretização.

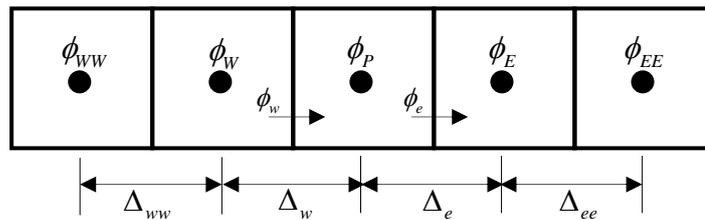


Figura A.1 – Domínio de Cálculo Unidimensional

Para um domínio de cálculo unidimensional, como o mostrado na Figura (A.1), a equação de advecção-difusão em regime permanente com ausência do termo fonte é dada por,

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \quad (\text{A.1})$$

A equação (A.1) depois de integrada sobre o volume de controle que contém P, Figura (A.1), terá como resultado

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (\text{A.2})$$

Colocando-se agora, a equação (A.2) em função de F (fluxo convectivo de massa por unidade de área) e D (condutância difusiva) tem-se:

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_P - \phi_E) - D_w (\phi_W - \phi_P) \quad (\text{A.3})$$

Analisando-se a equação (A.3) verifica-se que a forma como as variáveis serão avaliadas nas faces do volume de controle, ou seja, quantos e quais os pontos nodais que serão considerados nos cálculos, é definida pelo tipo de esquema advectivo adotado. Nesse trabalho, cinco esquemas bastante conhecidos foram avaliados. Suas principais características são apresentadas a seguir.

i. Esquema de Diferenças Centrais (CDS)

O esquema de diferenças centrais (*Central Difference Scheme - CDS*) surgiu como uma das primeiras tentativas de se encontrar o valor da variável nas faces do volume de controle. Este método possui boa estabilidade numérica e representa, com bastante propriedade, os efeitos difusivos, por serem eles de natureza elíptica. Para uma malha uniforme, os valores das faces da propriedade ϕ podem ser escritos como:

$$\phi_w = \frac{\phi_P + \phi_W}{2} \quad (\text{A.4a})$$

$$\phi_e = \frac{\phi_E + \phi_P}{2} \quad (\text{A.4b})$$

Substituindo-se (A.4a) e (A.4b) na equação (A.3), tem-se como resultado:

$$\left(\frac{F_e}{2} + D_e - \frac{F_w}{2} + D_w \right) \phi_P = \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) \phi_E + \left(D_w + \frac{F_w}{2} \right) \phi_W \quad (\text{A.5})$$

Para se poder analisar a equação (A.5), se faz necessário, nesse momento, retornar os valores de F e D , introduzidos na equação. Sendo assim, a equação torna-se:

$$\left(\frac{\rho_e u_e}{2\Delta x_e} - \frac{\rho_w u_w}{2\Delta x_w} + \frac{\Gamma_e}{\Delta x_e} + \frac{\Gamma_w}{\Delta x_w} \right) \phi_P = \left(-\frac{\rho_e u_e}{2\Delta x_e} + \frac{\Gamma_e}{\Delta x_e} \right) \phi_E + \left(\frac{\rho_w u_w}{2\Delta x_w} + \frac{\Gamma_w}{\Delta x_w} \right) \phi_W \quad (\text{A.6})$$

Empregando-se, agora, uma aproximação em diferenças centrais para os termos de derivada de primeira e segunda ordem na equação (A.1) e considerando-se, agora, os coeficientes de difusão Γ e a largura dos volumes elementares constantes em todo o domínio, tem-se:

$$\left(\frac{2\Gamma_\phi}{\Delta x}\right)\phi_P = \left(-\frac{\rho u}{2\Delta x} + \frac{\Gamma_\phi}{\Delta x^2}\right)\phi_E + \left(\frac{\rho u}{2\Delta x} + \frac{\Gamma_\phi}{\Delta x^2}\right)\phi_W \quad (\text{A.7})$$

A equação (A.7) pode ser então, reescrita de forma resumida, ou seja,

$$a_P\phi_P = a_E\phi_E + a_W\phi_W \quad (\text{A.8})$$

$$\text{Sendo: } a_P = \frac{2\Gamma_\phi}{\Delta x}, \quad a_E = -\frac{\rho u}{2\Delta x} + \frac{\Gamma_\phi}{\Delta x^2} \quad \text{e} \quad a_W = \frac{\rho u}{2\Delta x} + \frac{\Gamma_\phi}{\Delta x^2}.$$

Adotando-se a velocidade u positiva, ou seja, o escoamento da esquerda para a direita, como forma de garantir a positividade do coeficiente a_E de ϕ_E , tem-se:

$$-\frac{\rho u}{2\Delta x} + \frac{\Gamma_\phi}{\Delta x^2} \geq 0 \quad (\text{A.9})$$

Arrumando-se a inequação (A.9), tem-se como resultado:

$$\frac{\rho u \Delta x}{\Gamma_\phi} \leq 2 \quad (\text{A.10})$$

O lado esquerdo da equação (A.10) representa, para o transporte de quantidade de movimento, o conhecido número de Reynolds e, para problemas de convecção/condução de calor, o número de Péclet. Analisando-se a desigualdade (A.10), pode-se observar que quando a velocidade aumenta, a malha deve ser refinada proporcionalmente para que o coeficiente a_e possa se manter positivo, portanto o uso do esquema CDS na aproximação de termos advectivos cria, quase sempre, coeficientes negativos, pois é impossível, em problemas reais, refinar a malha até forçar sua positividade, ou seja, manter $Pe \leq 2$ para todas as malhas. A presença de coeficientes negativos traz de algumas dificuldades como a necessidade de se ter um método robusto para a solução do sistema linear não divergir e a

utilização de esquemas CDS em termos advectivos quando esses forem dominantes podem produzir oscilações numéricas em regiões de grandes gradientes.

A impossibilidade de dissipar as oscilações numéricas é uma característica dos esquemas de alta ordem, incluindo aí o esquema CDS que é de segunda ordem.

ii. Esquema de Diferenças “Upwind”

Uma maneira de se evitar o coeficiente negativo é usar o esquema de diferenças de um lado só, também conhecido como Upwind (*Upwind Difference Scheme - UDS*), para aproximação do termo advectivo. Esse esquema representa a forma mais simples de estimar o valor da propriedade ϕ nas faces de um volume de controle. Supondo que se deseje calcular o valor da propriedade ϕ na face leste (ϕ_e), em um escoamento que, na Figura (5.2), se desloca da esquerda para a direita, o esquema Upwind atribui o valor da variável no ponto nodal imediatamente à montante da face e , ou seja, ϕ_p . Da mesma forma, o valor já conhecido da variável no ponto nodal W (ϕ_w) é empregado como melhor estimativa para extrapolar para a face w . Em outras palavras, o esquema “Upwind” realiza uma extrapolação da propriedade ϕ à jusante de um ponto nodal qualquer, com base no valor da propriedade no ponto nodal que se encontra imediatamente a montante da face. Tem-se, então, para as faces do volume de controle da Figura (A.1):

$$\phi_w = \phi_w \quad (\text{A.11a})$$

$$\phi_e = \phi_p \quad (\text{A.11b})$$

Substituindo-se (A.11a) e (A.11b) na equação (A.3), tem-se como resultado:

$$\left[(D_w + F_w) + D_e (F_e - F_w) \right] \phi_p = D_e \phi_e + (F_w + D_w) \phi_w \quad (\text{A.12})$$

Pode-se perceber, agora, que, para uma direção de escoamento, por exemplo, da esquerda para a direita, não há mais nenhuma restrição quanto ao valor do número de Péclet na malha. Por outro lado, se o escoamento não está alinhado com a malha esse tipo de esquema introduz o que freqüentemente ocorre, uma forte difusão numérica na solução

do problema. Por outro lado, para escoamentos com altos números de Péclet, Pe , esse esquema tende a fornecer a solução exata do problema.

A Tabela (A.1) apresenta, de forma resumida, os valores das variáveis nas faces do volume de controle centrado em P representado na Figura (A.1), quando é empregado o esquema de discretização Upwind.

Tabela A.1 – Os valores das faces no esquema UDS

Sentido do Escoamento	Valor nas Faces			
	ϕ_e	ϕ_w	ϕ_n	ϕ_s
Positivo	ϕ_P	ϕ_W	ϕ_P	ϕ_S
Negativo	ϕ_W	ϕ_P	ϕ_S	ϕ_P

Analisando-se os esquemas CDS e UDS, verifica-se que o esquema CDS pode ser usado quando a difusão for dominante no problema, o uso do esquema CDS em problemas onde advecção é dominante gera, em geral, soluções não realísticas, por serem esquemas não dissipativos. Por outro lado, os esquemas UDS, em problemas advectivos dominantes, produzem soluções fisicamente coerentes, porém esses esquemas têm a propriedade de suavizar os altos gradientes, por serem dissipativos.

iii. Esquema de Diferenças de Lei de Potência (Power-Law)

A função de interpolação exata para uma equação de convecção-difusão unidimensional em regime permanente, sem o termo transiente pode ser escrita como uma função do número de Péclet:

$$\phi_e = \phi_P + (\phi_E - \phi_P) \frac{e^{\frac{Pe}{2}} - 1}{e^{Pe} - 1} \quad (\text{A.13})$$

Essa função de interpolação dá origem ao esquema exponencial e fornece a interpolação exata para qualquer tamanho da malha. Porém, como se não bastassem os custos computacionais elevados para o cálculo das exponenciais em cada volume elementar, os problemas reais raramente são unidimensionais e a extensão do esquema exponencial para duas ou mais dimensões é impraticável, inviabilizando o seu emprego.

Alguns métodos procuram interpolar o valor da variável, buscando uma precisão equivalente à fornecida pela equação (B.13), porém, limitando os esforços computacionais requeridos. A idéia central é seguir a equação exponencial, imitando seu comportamento por faixas do número de Péclet. Esses esquemas são conhecidos como esquemas exponenciais e o seu representante mais famoso é o esquema Power-Law (Patankar, 1980).

Em rápidas palavras, o esquema Power-Law procura simular a equação (B.13) para regiões onde $|Pe| < 2$ e anular os efeitos difusivos para valores maiores do número de Péclet, atribuindo ao esquema um comportamento puramente Upwind.

Em suma, o coeficiente a_E pode ser avaliado da seguinte forma:

$$\text{Para } Pe < -10, \quad \frac{a_E}{D_e} = -Pe \quad (\text{A.14a})$$

$$\text{Para } -10 < Pe < 0, \quad \frac{a_E}{D_e} = (1 + 0,1Pe)^5 - Pe \quad (\text{A.14b})$$

$$\text{Para } 0 < Pe < 10, \quad \frac{a_E}{D_e} = (1 - 0,1Pe)^5 \quad (\text{A.14c})$$

$$\text{Para } Pe > 10, \quad \frac{a_E}{D_e} = 0 \quad (\text{A.14d})$$

Uma forma compacta de se escrever o conjunto de equações (A.14) é:

$$a_E = D_e \left\| \left\| 0, \left(1 - \frac{0,1|Pe|}{D_e} \right) \right\| + \left\| 0, -F_e \right\| \right\| \quad (\text{A.15})$$

onde o símbolo $\| \|$ significa que apenas o maior valor dos dois valores é considerado.

iv. Esquema de Diferenças Upwind de Segunda Ordem

Os esquemas de interpolação descritos até aqui utilizam apenas as informações contidas nos volumes de controle adjacentes aos pontos nodais de interesse. Esquemas de maior ordem necessitam, por sua vez, de um estêncil maior, ou seja, de mais pontos nodais, para que se possa aumentar a ordem da precisão. O esquema Upwind de Segunda Ordem (*Second Order Upwind* - SOU), apesar de apresentar, em alguns casos, maior oscilação numérica que o Upwind de primeira ordem, introduz menor difusão numérica.

Para o cálculo dos valores da propriedade na face leste do volume de controle, as expressões envolvidas no cálculo de uma propriedade ϕ para velocidades positivas, que na Figura (A.1) ocorrem da esquerda para a direita, e negativas, no sentido inverso, pode ser resumida da seguinte maneira:

$$\phi_e = \begin{cases} \frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_W & , \text{ para velocidades } \geq 0. \\ \frac{3}{2}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} & , \text{ para velocidades } < 0. \end{cases} \quad (\text{A.16})$$

Os valores para o coeficiente A_E são:

$$a_E = \begin{cases} D_e & , \text{ para velocidades } \geq 0. \\ -\frac{3}{2}F_e - \frac{1}{2}F_w + D_e & , \text{ para velocidades } < 0. \end{cases} \quad (\text{A.17})$$

v. Esquema Quick

O esquema QUICK (*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics*) de Leonard (1979) usa uma interpolação quadrática com três pontos para os valores da face das células, constituindo-se um esquema de terceira ordem, pois que emprega a equação de uma parábola, ajustada sobre o valor assumido pela variável ϕ em dois pontos à montante e um ponto à jusante do volume de controle centrado em P , para interpolar o valor na sua face.

A principal qualidade do esquema QUICK é o fato de ser de segunda ordem. Porém, assim como todos os outros esquemas anteriormente apresentados, ele também não é monotônico, ou seja, na ausência de termo-fonte, não se pode garantir que estas interpolações não desenvolvam oscilações numéricas. Segundo Versteeg & Malalasekera (2007), tais oscilações começam a surgir quando $Pe > \frac{8}{3}$, portanto, ligeiramente superior a 2, valor encontrado nos esquemas de diferenças centrais.

Para exemplificar a estimativa da variável ϕ na face leste do volume de controle, as expressões do esquema QUICK podem ser resumidas da seguinte forma:

$$\phi_e = \begin{cases} \frac{3}{8}\phi_E + \frac{3}{4}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_W & , \text{ para velocidades } \geq 0. \\ \frac{3}{4}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{EE} & , \text{ para velocidades } < 0. \end{cases} \quad (\text{A.18})$$

O termo a_E assume, então, os seguintes valores

$$a_E = \begin{cases} -\frac{3}{8}F_e + D_e & , \text{ para velocidades } \geq 0. \\ \frac{3}{4}F_e + \frac{1}{8}F_w + D_e & , \text{ para velocidades } < 0. \end{cases} \quad (\text{A.19})$$

ANEXO B - SOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES ALGÉBRICAS

ANEXO B - SOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES ALGÉBRICAS

O sistema de equações resultantes do processo de discretização é gerado pela equação (5.37) forma uma matriz pentadiagonal, com os coeficientes a_p posicionados na diagonal principal, os coeficientes a_E na subdiagonal superior e os coeficientes a_W na subdiagonal inferior. Os coeficientes para as faces norte, a_N e sul, a_S encontram-se nas diagonais mais afastadas em relação a diagonal principal. Observa-se que para problemas unidimensionais a matriz formada tem a forma tridiagonal enquanto que para problemas tridimensionais, a matriz será heptadiagonal. Assim, uma representação do sistema $Ax = b$ contendo, por exemplo, nove incógnitas seriam da forma:

$$\begin{bmatrix}
 a_p^1 & -a_E^2 & 0 & -a_N^4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -a_W^1 & a_p^2 & -a_E^3 & 0 & -a_N^5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -a_W^2 & a_p^3 & -a_E^4 & 0 & -a_N^6 & 0 & 0 & 0 \\
 -a_S^1 & 0 & -a_W^3 & a_p^4 & -a_E^5 & 0 & -a_N^7 & 0 & 0 \\
 0 & -a_S^2 & 0 & -a_W^4 & a_p^5 & -a_E^6 & 0 & -a_N^8 & 0 \\
 0 & 0 & -a_S^3 & 0 & -a_W^5 & a_p^6 & -a_E^7 & 0 & -a_N^9 \\
 0 & 0 & 0 & -a_S^4 & 0 & -a_W^6 & a_p^7 & -a_E^8 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -a_S^5 & 0 & -a_W^7 & a_p^8 & -a_E^9 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -a_S^6 & 0 & -a_W^8 & a_p^9
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \phi_1 \\
 \phi_2 \\
 \phi_3 \\
 \phi_4 \\
 \phi_5 \\
 \phi_6 \\
 \phi_7 \\
 \phi_8 \\
 \phi_9
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 b_1 \\
 b_2 \\
 b_3 \\
 b_4 \\
 b_5 \\
 b_6 \\
 b_7 \\
 b_8 \\
 b_9
 \end{bmatrix}
 \quad (\text{B.1})$$

É fácil observar que, mesmo para um sistema tão pequeno quanto o apresentado acima, existe uma quantidade considerável de elementos nulos na matriz dos coeficientes. Isto acontece porque são considerados, nas discretizações, apenas os volumes que fazem fronteira com o volume principal. Se mais elementos fossem envolvidos no processo de interpolação da propriedade transportada, a matriz dos coeficientes tenderia a se tornar cada vez menos esparsa, até ser totalmente preenchida, no caso extremo em que todos os demais pontos nodais do domínio fossem empregados na avaliação do valor de uma propriedade nas faces do elemento principal P .

Existem diferentes formas possíveis de se solucionar o sistema de equações da forma $Ax = b$ (Fortuna, 2000). Entre essas formas estão os métodos diretos, que obtêm a solução exata do sistema de equações, e os métodos iterativos, que quando converge, a solução encontrada é uma solução aproximada.

A aplicação de um método direto tipo Gauss para a solução de um sistema cuja matriz é esparsa não é em geral recomendado, pois ao tentar eliminar os elementos da parte triangular inferior da matriz, muitos elementos que eram nulos na matriz original tornam-se não-nulos ao longo do processo. A grande dificuldade imposta por esse processo está em que não se podem saber a priori quais os elementos que serão modificados, portanto deve-se reservar o espaço necessário para armazenar toda a matriz na memória do computador, apesar da maior parte desse espaço estar sendo preenchida com zeros.

Os métodos iterativos requerem somente o resultado da multiplicação da matriz coeficiente por um vetor, e, portanto o padrão de zeros da matriz não sofre qualquer modificação ao longo do processo. Por outro lado os métodos iterativos nem sempre produzem uma solução do problema, pois sua convergência não está assegurada, no caso de matrizes gerais, ao passo que os métodos diretos sempre produzem uma solução geral mais confiável. Felizmente as matrizes que surgem das aplicações do método de volumes finitos, as equações diferenciais parciais têm boas propriedades e, portanto os métodos iterativos têm algum sucesso na solução desses problemas.

Métodos iterativos resultam da aplicação repetida de um algoritmo, em geral simples, que a partir de uma aproximação conhecida constrói, a cada iteração, uma nova aproximação mais próxima da solução exata. Portanto, esses métodos fornecem a solução exata somente como limite de uma seqüência, mesmo quando os erros de arredondamento não são levados em conta, ou seja, a solução obtida não é exata mesmo no caso de se trabalhar com aritmética exata.

Os métodos iterativos são muito aplicados na solução do sistema $Ax = b$, quando a matriz A é esparsa, pois nesse caso pode-se programá-los tomando vantagens dos zeros de A . Outra característica muito positiva é que os métodos iterativos são auto-corrigíveis, isto é sua convergência é independente da aproximação inicial, e sua estrutura permite a introdução de parâmetros de controle, tais como sub e sobre-relaxação.

Existem, hoje, vários métodos de solução do sistema de equações algébricas, métodos diretos como da eliminação de Gauss, decomposição LU, método de Choleski, método de TDMA, etc., e métodos iterativos como método de Jacobi, método de Gauss-Seidel, etc. No caso específico deste trabalho os algoritmos TDMA e Gauss-Seidel serão vistos com maior detalhamento.

i. O Método TDMA

O TDMA (*Tri Diagonal Matrix Algorithm*), também conhecido como Algoritmo de Thomas (Patankar, 1980), enquadra-se dentro da classe dos métodos diretos, empregando

a técnica de fatoração para obter a solução do sistema linear. Por ser de simples implementação e necessitar de pouco esforço computacional, o armazenamento é da ordem de N , ao contrário de N^2 , como ocorre no método de Gauss. Porém, deve-se ressaltar que, para problemas bi e tridimensionais, as matrizes de coeficientes geradas não são tridiagonais, mas sim penta e heptadiagonais, respectivamente. Dessa forma, a solução pelo TDMA passa a ser iterativa e não mais direta.

De forma resumida, pode-se descrever o seguinte procedimento para o método TDMA de solução do sistema de equações algébricas, considerando-se uma varredura no sentido oeste - leste:

Considerando um sistema de equações que tem uma forma tridiagonal:

$$\begin{array}{ccccccc}
 \phi_1 & & & & & & C_1 \\
 -\beta_2\phi_1 & +D_2\phi_2 & -\alpha_2\phi_3 & & & & C_2 \\
 & -\beta_3\phi_2 & +D_3\phi_3 & -\alpha_3\phi_4 & & & C_3 \\
 & & -\beta_4\phi_3 & +D_4\phi_4 & -\alpha_4\phi_5 & & C_4 \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & C_5 \\
 & & & & & -\beta_n\phi_{n-1} & +D_n\phi_n & -\alpha_n\phi_{n+1} & C_6 \\
 & & & & & & \phi_n & & C_7
 \end{array} = \quad (B.2)$$

No conjunto de equações (B.2), ϕ_1 e ϕ_{n+1} são valores conhecidos. A forma geral de qualquer equação é:

$$-\beta_j\phi_{j-1} + D_j\phi_j - \alpha_j\phi_{j+1} = C_j \quad (B.3)$$

O conjunto de equações (B.3) pode ser reescritas em forma genérica como,

$$\phi_n = \frac{\alpha_n}{D_n}\phi_{n+1} + \frac{\beta_n}{D_n}\phi_{n-1} + \frac{C_n}{D_n} \quad (B.4)$$

A equação (B.4) pode ser resolvida por eliminação e retro-substituição da variável, desse modo, tomando-se a forma geral de recorrência, ou seja,

$$\phi_j = A_j\phi_{j+1} + C_j \quad (B.5)$$

onde:

$$A_j = \frac{\alpha_j}{D_j - \beta_j A_{j-1}} \quad (\text{B.6})$$

$$C'_j = \frac{\beta_j C'_{j-1} + C_j}{D_j - \beta_j A_{j-1}} \quad (\text{B.7})$$

Nos pontos na fronteira $j=1$ e $j=n+1$, as expressões podem ser ajustadas pelo estabelecimento dos seguintes valores para A e C' . Em $j=1$, $A_1=0$ e $C'_1=\phi_1$; em $j=n+1$, $A_{n+1}=0$ e $C'_{n+1}=\phi_{n+1}$. Desse modo, a seqüência de solução para o sistema de equações é em primeiro lugar reescrever o sistema na forma de equação (B.2), onde α_j, D_j e C_j são identificados. Os valores de A_j e C'_j são calculados em seguida para o ponto de partida $j=2$ indo até $j=n$ usando as equações (B.5) e (B.6). Como o valor de ϕ é conhecido em $j=n+1$, então os valores de ϕ_j podem ser obtidos em ordem inversa, $(\phi_n, \phi_{n-1}, \phi_{n-2}, \dots, \phi_2)$ pela equação de recorrência (B.4). Portanto o método é simples e fácil de ser incorporado em programas da DFC. Uma sub-rotina em Fortran para o algoritmo TDMA pode ser encontrada em Anderson (1995).

ii. O Método de Gauss-Seidel

No método de Gauss-Seidel, o sistema de equações algébricas $Ax=b$, pode se rescrito para cada equação através da seguinte equação de iteração:

$$x_i^{(k)} = \sum_{j=1}^{i-1} \left(\frac{-a_{ij}}{a_{ii}} \right) x_j^{(k)} + \sum_{j=i+1}^n \left(\frac{-a_{ij}}{a_{ii}} \right) x_j^{(k-1)} + \frac{b_i}{a_{ii}} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (\text{B.8})$$

O método de Gauss-Seidel utiliza a equação (B.8) e uma solução inicial $x_i^{(0)} = 0$ ($i=1, 2, \dots, n$) para iniciar o processo iterativo. À medida que os valores $x_i^{(0)}$ forem calculados eles já serão utilizados para calcular os valores de $x_{i+1}^{(0)}$, ainda na mesma iteração. O processo se repete até se atingir a precisão desejada.

**ANEXO C - ALGORITMOS PARA ACOPLAMENTO
PRESSÃO-VELOCIDADE**

ANEXO C - ALGORITMOS PARA ACOPLAMENTO PRESSÃO X VELOCIDADE

C.1 O Método SIMPLE

O método SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), foi, por muito tempo, o método mais popular de acoplamento pressão-velocidade e se baseia num procedimento cíclico de estimativa e correção, para resolver as equações do movimento. O algoritmo foi originalmente proposto por Patankar e Spalding (1972) sendo um procedimento essencial para correção do cálculo da pressão em malhas deslocadas. Para se iniciar o processo de cálculo com o algoritmo SIMPLE, estima-se primeiramente um campo de pressão, p^* . As equações da quantidade de movimento discretizadas baseadas no esquema mostrado na Figura (5.4) podem ser escritas como:

$$a_{i,j}u_{i,j} = \sum a_{nb}u_{nb} + (p_{I-1,j} - p_{I,j})A_{i,j} + b_{i,j} \quad (C.1a)$$

$$a_{i,j}v_{i,j} = \sum a_{nb}v_{nb} + (p_{I,j-1} - p_{I,j})A_{i,j} + b_{i,j} \quad (C.1b)$$

onde $b_{i,j} = \bar{S}\Delta V$, caso haja termo fonte e $A_{i,j} = \frac{\Delta V}{\delta x_u}$.

Por intermédio do campo de pressão estimado e das equações (C.1a) e (C.1b), um campo de velocidade é primeiro calculado com base num campo inicial de pressão estimado. As pressões e as velocidades são, então, corrigidas para satisfazer a equação da continuidade.

Para se calcular o campo de velocidades u , emprega-se a equação (A.29), escrita como:

$$A_p u_p = A_e u_e + A_w u_w + A_n u_n + A_s u_s + B + (p_w - p_p)(\nabla / \delta_w) \quad (C.2)$$

C.2 O Método SIMPLEC

O método SIMPLEC (*SIMPLE-Consistent*) de Van Doormal e Raithby (1984) se diferencia do SIMPLE apenas pelo fato de que as diferenças entre as velocidades vizinhas não é mais desprezada. Neste caso, a expressão para a correção das velocidades para a velocidade u tem a forma:

$$u'_e = u_e^* + d_e(p'_P - p'_E) \quad (\text{C.3})$$

Onde:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e - \sum a_{nb}} \quad (\text{C.4})$$

Pode-se, então, perceber que a única diferença entre as expressões que fornecem d_e , no método SIMPLE e no SIMPLEC, é o termo $\sum a_{nb}$, subtraído de a_e no denominador da equação (D.4). Esta modificação, aparentemente pequena, tem profundas implicações nos cálculos. A mais importante delas é que, agora, não existe mais a necessidade de se usar coeficientes de relaxação muito fortes para a atualização de p' . Aliás, em alguns testes realizados neste trabalho, nenhuma relaxação foi empregada e os resultados obtidos mostraram-se absolutamente coerentes.

Todos os procedimentos usados para o cálculo das variáveis, descritos até aqui, empregam um processo iterativo para a atualização dos seus valores. Essa técnica, entretanto, necessita de cuidados especiais para que o resultado obtido não interfira na real solução procurada. O principal deles é que não se deve sub-relaxar o novo valor calculado, mas sim, a diferença entre este novo valor calculado e o valor antigo da variável. Matematicamente, este procedimento é representado pela equação:

$$\phi_{novo} = \phi_{antigo} + \alpha(\phi_{novo} - \phi_{antigo}) \quad (\text{C.5})$$

Assim, ao se aproximar da convergência, espera-se que a diferença entre o valor novo calculado e o valor antigo torne-se cada vez menor, levando o segundo termo do lado direito da equação (C.5) a se anular.

Para se introduzir o coeficiente de relaxação na equação discretizada, equação (5.48) é conveniente que ela seja reescrita na forma (Patankar, 1980):

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + B \quad \Rightarrow \quad \phi_p = \frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + B}{a_p} \quad (\text{C.6})$$

Adicionando-se e subtraindo-se o valor da iteração anterior $\phi^{(0)}$, nesta equação, e rearranjando-se os termos, resulta:

$$\phi_p = \phi_p^{(0)} + \left(\frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + B}{a_p} - \phi_p^{(0)} \right) \quad (\text{C.7})$$

O termo que aparece entre parênteses representa a mudança da variável ϕ na iteração atual. Introduzindo-se o coeficiente de relaxação nesta mudança de variável, tem-se:

$$\frac{a_p \phi_p}{\alpha} = \sum a_{nb} \phi_{nb} + B + (1 - \alpha) \frac{a_p}{\alpha} \phi_p^{(0)} \quad (\text{C.8})$$

A escolha do coeficiente α depende, entre outros fatores, da geometria e das condições de contorno do problema, além do tipo de acoplamento pressão-velocidade. Não há, portanto, um valor único a ser usado nas simulações e a experiência em métodos numéricos deve preponderar.