

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Avaliação Numérica do Conforto Térmico em Ambientes Climatizados

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA
À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho

FLORIANÓPOLIS, AGOSTO DE 1998

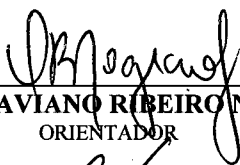
Avaliação Numérica do Conforto Térmico em Ambientes Climatizados

Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

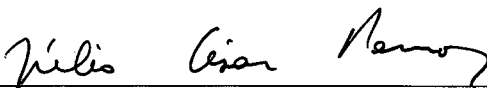
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRÃO, Ph.D.
ORIENTADOR




Prof. CLÁUDIO MELO, Ph.D.
CO-ORIENTADOR

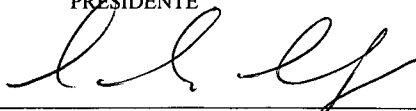


Prof. JÚLIO CÉSAR PASSOS, Dr.
COORDENADOR DO CURSO

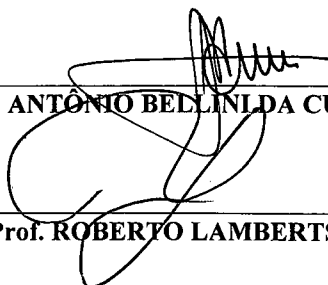
BANCA EXAMINADORA



Prof. ALVARO TOUBES PRATA, Ph.D.
PRESIDENTE



Prof. CARLOS ALFREDO CLEZAR, M.Sc.



Prof. JOSÉ ANTÔNIO BELLINDA CUNHA NETO, Dr.

Prof. ROBERTO LAMBERTS, Ph.D.

"A habilidade para analisar um problema envolve uma combinação de discernimento e experiência. O primeiro, infelizmente, não pode ser aprendido, mas depende do indivíduo. Todavia, o último é de igual importância e pode ser adquirido com estudo paciente."

Vedat S. Arpacı.

*Dedico este trabalho a Clodoaldo e Zélia, meus
amados pais, à minha família e à Juliane.*

Meus agradecimentos

a Deus pelo dom da vida;

a meus pais pelo amor e dedicação ao longo de todos estes anos;

à minha família pelo apoio constante e pela confiança depositada;

à minha namorada Juliane pelo carinho e pela compreensão em todos os momentos;

ao povo brasileiro pelo suporte financeiro através do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPQ;

ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina e, em particular, ao Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar – NRVA – pela acolhida;

ao professor e amigo Cezar Otaviano Ribeiro Negrão pela orientação e pelo constante incentivo;

aos professores Cláudio Melo, Alvaro Toubes Prata e César José Deschamps pela experiência e pelos conhecimentos transmitidos;

aos eternos amigos e companheiros da República do Ceará: Fred “Lenda”, João Carlos “Irmão”, Raimundo Ricardo “Mutas” e César Vinadé “Tigrão”; por compartilharem os momentos inesquecíveis aqui vividos;

aos amigos do NRVA: Christian, Cláudio “Pará”, Daniel, Fábio Klein, Jesué, Jony, Luciana, Michel e Vítor; pela agradável convivência;

à Beth e Giani pela atenção e ajuda;

às amigas e amigos do Ceará: Ana Uládia, Rafaela, Júnior, Rilke e Tavares; por amenizarem as saudades de casa;

a todos os amigos da pós, e em especial aos amigos João “Pará” e Maurício, pelas brincadeiras e conversas sempre agradáveis.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiii
RESUMO	xvii
ABSTRACT	xviii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 AS EDIFICAÇÕES E SEU IMPACTO SOBRE O MEIO AMBIENTE	1
1.2 PROJETANDO EDIFICAÇÕES CONFORTÁVEIS E ENERGETICAMENTE EFICIENTES	2
1.3 MODELOS COMPUTACIONAIS APLICADOS A EDIFICAÇÕES	3
1.4 ESCOPO DO TRABALHO	3
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 INTRODUÇÃO	5
2.2 COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EDIFICAÇÕES E SUA MODELAÇÃO	5
2.2.1 REDES NODAIS	7
2.2.2 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL - CFD	9
2.2.3 ACOPLAMENTO ENTRE OS MODELOS DE REDES NODAIS E CFD	11
2.3 CONFORTO TÉRMICO E SUA MODELAÇÃO	12
2.4 O PRESENTE TRABALHO	14
3 SIMULAÇÃO TÉRMICA DE EDIFICAÇÕES	17
3.1 INTRODUÇÃO	17
3.2 REDES NODAIS	17
3.2.1 MODELO MATEMÁTICO	18
3.2.2 APROXIMAÇÃO NUMÉRICA	21
3.2.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO	22
3.2.4 MÉTODO DE SOLUÇÃO	22
3.3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL - CFD	24
3.3.1 MODELO MATEMÁTICO	25
3.3.2 APROXIMAÇÃO NUMÉRICA	27
3.3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO	30

<i>Fronteiras sólidas</i>	31
<i>Fronteiras de entrada e saída de massa</i>	34
<i>Fronteiras de simetria</i>	34
3.3.4 MÉTODO DE SOLUÇÃO	34
3.4 ACOPLAMENTO ENTRE AS REDES NODAIS E CFD	37
3.4.1 TÉCNICAS DE ACOPLAMENTO	38
3.4.2 SOLUÇÃO SIMULTÂNEA	39
3.4.3 MÉTODO DE SOLUÇÃO	40
4 CONFORTO TÉRMICO	42
4.1 INTRODUÇÃO	42
4.2 CONFORTO TÉRMICO	42
4.3 MODELO DE FANGER PARA AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO	43
4.3.1 EQUAÇÃO DO CONFORTO	45
4.4 ÍNDICES <i>PMV</i> E <i>PPD</i>	45
4.5 RISCO DE DRAUGHT	46
4.6 TEMPERATURA MÉDIA RADIANTE	47
4.7 ALGORITMO DE CONFORTO	49
5 VALIDAÇÃO	51
5.1 INTRODUÇÃO	51
5.2 CASOS ANALISADOS	51
5.2.1 CASO ISTOÉRMICO	52
<i>Comparação com resultados experimentais</i>	53
<i>Comparação com o Fluent</i>	53
5.2.2 CASO NÃO-ISOTÉRMICO	59
<i>Comparação com o Fluent</i>	60
6 APLICAÇÕES	64
6.1 INTRODUÇÃO	64
6.2 ESTUDO DE CASO	64
6.2.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	65
<i>Geometria e aspectos construtivos das zonas</i>	65
<i>Operação</i>	66
6.3 SIMULAÇÃO DA EDIFICAÇÃO - OPERAÇÃO DE VERÃO	68
6.3.1 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DA REDE NODAL	68
<i>Comportamento térmico</i>	68
<i>Conforto térmico</i>	70
6.3.2 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO ACOPLAMENTO REDE NODAL - CFD	72
CONDICIONADOR DE AR POSICIONADO NA LINHA CENTRAL DA SALA	74

<i>Comportamento térmico</i>	74
<i>Conforto térmico</i>	78
CONDICIONADOR DE AR DESLOCADO DA LINHA CENTRAL DA SALA	81
<i>Comportamento térmico</i>	81
<i>Conforto térmico</i>	83
6.4 SIMULAÇÃO DA EDIFICAÇÃO - OPERAÇÃO DE INVERNO	85
6.4.1 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DA REDE NODAL	86
<i>Comportamento térmico</i>	86
<i>Conforto térmico</i>	88
6.4.2 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO ACOPLAMENTO REDE NODAL - CFD	89
<i>Comportamento térmico</i>	90
<i>Conforto térmico</i>	93
6.5 COMENTÁRIOS	95
7 CONCLUSÕES	97
7.1 SIMULAÇÃO TÉRMICA DE EDIFICAÇÕES	97
7.2 CONFORTO TÉRMICO	98
<i>Análise global</i>	98
<i>Análise distribuída</i>	99
7.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	99
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
<i>Apêndices</i>	
A. ALGORITMO DE SOLUÇÃO PARA O ACOPLAMENTO REDES NODAIS - CFD	105
B. EXPRESSÕES PARA OS TERMOS DA EQUAÇÃO DO EQUILÍBRIO TÉRMICO	106
B.1 EQUAÇÃO DO EQUILÍBRIO TÉRMICO	106
C. INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA	107
C.1 AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA	107
D. CÁLCULO DAS TEMPERATURAS RADIANTE PLANA E MÉDIA RADIANTE	109
D.1 TEMPERATURA RADIANTE PLANA	109
D.2 TEMPERATURA MÉDIA RADIANTE	110
E. ALGORITMO PARA AVALIAÇÃO DISTRIBUÍDA DE CONFORTO TÉRMICO	112
F. ELEMENTOS CONSTRUTIVOS	113
F.1 COMPOSIÇÃO DOS ELEMENTOS CONSTRUTIVOS	113
G. DADOS CLIMÁTICOS PARA A CIDADE DE FLORIANÓPOLIS	115
G.1 PERÍODO DE VERÃO - DIA 22/02/1995	115
G.2 PERÍODO DE INVERNO - DIA 21/07/1995	116
H. COEFICIENTES CONVECTIVOS PARA O MODELO DE REDES NODAIS	118
H.1 COEFICIENTES CONVECTIVOS PARA CONVECÇÃO NATURAL	118

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Fatores que afetam o comportamento térmico das edificações.	6
Figura 2.2	Exemplo de rede nodal aplicada à edificação.	8
Figura 2.3	Exemplo de rede nodal acoplada a um domínio de <i>CFD</i> .	12
Figura 3.1	Trocas térmicas existentes nas edificações.	18
Figura 3.2	Trocas térmicas entre o volume de controle P e os volumes adjacentes.	19
Figura 3.3	Processos de transferência de calor na superfície interna de uma construção.	20
Figura 3.4	Representação matricial da Equação 3.10 para a conservação da energia aplicada a uma zona.	24
Figura 3.5	Matrizes particionadas: (a) Para os elementos construtivos; (b) Para o balanço de energia no ar e nas superfícies internas das zonas.	24
Figura 3.6	Volumes de controle distribuídos no interior de uma zona.	26
Figura 3.7	Volume de controle para a discretização da Equação 3.11.	28
Figura 3.8	Células adjacentes às fronteiras sólidas.	32
Figura 3.9	Representação matricial da Equação 3.46.	35
Figura 3.10	Representação matricial do sistema de equações para os balanços de energia em uma zona.	40
Figura 3.11	Matriz particionada para o balanço de energia nas superfícies internas das zonas.	40
Figura 4.1	Variação do <i>PPD</i> em função do <i>PMV</i> .	46
Figura 4.2	Composição e dimensões do manequim.	48
Figura 5.1	Geometria da zona.	52
Figura 5.2	Perfis de velocidade (comp. horizontal) – u/u_o – e de intensidade de turbulência – T_u – preditos pelo <i>dfs</i> (malhas 20x20 e 30x30), em duas posições da zona: (a) $x/H=1$ e (b) $x/H=2$.	54
Figura 5.3	Perfis de velocidade (comp. horizontal) – u/u_o – e de intensidade de turbulência – T_u – preditos pelo <i>dfs</i> (malhas 20x20 e 30x30), em duas posições da zona: (a) $y=H-h/2$ e (b) $y=h/2$.	55
Figura 5.4	Comparação entre perfis de velocidade (comp. Horizontal) – u/u_o – e de intensidade de turbulência – T_u – preditos pelo <i>dfs</i> (malha 20x20) e resultados experimentais (Nielsen, 1990), em duas posições da zona: (a) $x/H=1$ e (b) $x/H=2$.	56

Figura 5.5	Comparação entre perfis de velocidade (comp. Horizontal) – u/u_o – e de intensidade de turbulência – T_u – preditos pelo <i>dfs</i> (malha 20x20) e resultados experimentais (Nielsen, 1990), em duas posições da zona: (a) $y=H-h/2$ e (b) $y=h/2$.	57
Figura 5.6	Linhas de corrente do escoamento no interior da zona: (a) <i>dfs</i> e (b) <i>Fluent</i> .	58
Figura 5.7	Escoamento no interior da zona: (a) <i>dfs</i> e (b) <i>Fluent</i> .	58
Figura 5.8	Zona para o caso não-isotérmico.	59
Figura 5.9	Linhas de corrente do escoamento no interior da zona ($Ar=0,12$): (a) <i>dfs</i> e (b) <i>Fluent</i> .	61
Figura 5.10	Escoamento no interior da zona ($Ar=0,12$): (a) <i>dfs</i> e (b) <i>Fluent</i> .	61
Figura 5.11	Linhas de corrente do escoamento no interior da zona ($Ar=0,16$): (a) <i>dfs</i> e (b) <i>Fluent</i> .	62
Figura 5.12	Escoamento no interior da zona ($Ar=0,16$): (a) <i>dfs</i> e (b) <i>Fluent</i> .	62
Figura 5.13	Escoamento de ar no interior da zona ($Ar = 0,16$) obtido pelo <i>dfs</i> a partir de um campo inicial nulo.	63
Figura 6.1	Parte simulada da edificação: (a) Fachada externa da edificação; (b) Planta baixa das zonas ocupadas.	66
Figura 6.2	Geometria da sala 1.	67
Figura 6.3	Carga térmica das zonas ocupadas no verão.	69
Figura 6.4	Temperatura do ar e taxa de remoção de calor no condicionador da sala 1 durante o período de ocupação no verão.	69
Figura 6.5	Temperatura do ar e taxa de remoção de calor no condicionador do hall durante o período de ocupação no verão.	70
Figura 6.6	Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - <i>PMV</i> e <i>PPD</i> - na sala 1 durante o período de ocupação no verão.	71
Figura 6.7	Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - <i>PMV</i> e <i>PPD</i> - no hall durante o período de ocupação no verão.	72
Figura 6.8	Escoamento de ar na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – condicionador centrado).	75
Figura 6.9	Velocidade média do ar (m/s) na sala 1, integrada na altura (condicionador centrado).	75
Figura 6.10	Temperatura do ar (°C) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – condicionador centrado).	77
Figura 6.11	Temperatura média do ar (°C) na sala 1, integrada na altura (condicionador centrado)	77
Figura 6.12	Temperatura média radiante (°C) na sala 1 (condicionador centrado).	78

Figura 6.13	<i>PMV</i> (-) na sala 1 (condicionador centrado).	79
Figura 6.14	<i>PPD</i> (%) na sala 1 (condicionador centrado).	79
Figura 6.15	<i>PD</i> (%) na sala 1 (1,10 m de altura – condicionador centrado).	80
Figura 6.16	<i>PD</i> (%) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – condicionador centrado).	80
Figura 6.17	Escoamento de ar na sala 1 (plano horizontal na altura da linha de insuflamento – condicionador deslocado).	82
Figura 6.18	Velocidade média do ar (m/s) na sala 1, integrada na altura (condicionador deslocado).	82
Figura 6.19	Temperatura média do ar (°C) na sala 1, integrada na altura (condicionador deslocado).	83
Figura 6.20	<i>PMV</i> (-) na sala 1 (condicionador deslocado).	84
Figura 6.21	<i>PPD</i> (%) na sala 1 (condicionador deslocado).	84
Figura 6.22	<i>PD</i> (%) na sala 1 (altura de 1,10 m – condicionador deslocado).	85
Figura 6.23	<i>PD</i> (%) na sala 1 (plano vertical na linha central da sala 1 – condicionador deslocado).	85
Figura 6.24	Carga térmica das zonas ocupadas no inverno.	86
Figura 6.25	Temperatura do ar e taxa de injeção de calor no condicionador da sala 1 durante o período de ocupação no inverno.	87
Figura 6.26	Temperatura do ar e taxa de injeção de calor no condicionador do hall durante o período de ocupação no inverno.	88
Figura 6.27	Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - <i>PMV</i> e <i>PPD</i> - na sala 1 durante o período de ocupação no inverno.	89
Figura 6.28	Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - <i>PMV</i> e <i>PPD</i> - no hall durante o período de ocupação no inverno.	89
Figura 6.29	Escoamento de ar na sala 1 (plano horizontal na linha central de insuflamento – situação de inverno).	90
Figura 6.30	Velocidade média do ar (m/s) na sala 1, integrada na altura (situação de inverno).	91
Figura 6.31	Temperatura do ar (°C) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – situação de inverno).	92
Figura 6.32	Temperatura média do ar (°C) na sala 1, integrada na altura (situação de inverno).	92
Figura 6.33	Temperatura média radiante (°C) na sala 1 (situação de inverno).	93
Figura 6.34	<i>PMV</i> (-) na sala 1 (situação de inverno).	94

Figura 6.35	<i>PPD (%) na sala 1 (situação de inverno).</i>	94
Figura 6.36	<i>PD (%) na sala 1 (1,10 m de altura – situação de inverno).</i>	95
Figura 6.37	<i>PD (%) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – situação de inverno).</i>	95

Apêndices

Figura A.1	Algoritmo de solução para o acoplamento <i>Redes Nodais – CFD.</i>	105
Figura D.1	Transferência de calor radiante entre a superfície <i>p</i> e as superfícies vizinhas de uma cavidade.	109
Figura E.1	Algoritmo para avaliação distribuída de conforto térmico.	112
Figura G.1	Variação climática para o dia 22/02/1995.	116
Figura G.2	Variação climática para o dia 21/07/1995.	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Termos da equação de transporte para cada propriedade.	27
Tabela 4.1	Escala de valores para o <i>PMV</i>.	45
Tabela 6.1	Ganhos casuais nas zonas ocupadas.	67
Tabela 6.2	Dimensões e características operacionais dos condicionadores de ar (operação de verão).	67
Tabela 6.3	Fluxos convectivos de calor nas superfícies internas da sala 1 (condicionador centrado).	76

Apêndices

Tabela B.1	Expressões para os termos da equação do equilíbrio térmico.	106
Tabela F.1	Elementos construtivos.	113
Tabela F.2	Propriedades termo-físicas dos materiais primitivos.	114
Tabela G.1	Dados climáticos para o dia 22/02/1995.	115
Tabela G.2	Dados climáticos para o dia 21/07/1995.	116
Tabela H.1	Coefficientes da Equação H.1.	118

LISTA DE SÍMBOLOS

- a* Coeficiente das equações algébricas 3.6 e 3.26.
- A()* Matriz dos coeficientes futuros das equações 3.10 e 3.46.
- Ar* Número de Arquimedes (-).
- A_T* Área superficial do manequim (m²).
- b* Termo fonte das equações algébricas 3.6 e 3.26.
- B()* Matriz dos coeficientes conhecidos das equações 3.10 e 3.46.
- C* Fluxo de massa (kg/s) e troca de calor por convecção com o meio (W/m²).
- C_D* Coeficiente do termo fonte da equação da energia cinética turbulenta (1,0).
- c_p* Calor específico (J/kg K).
- C_μ* Constante empírica do modelo *k-ε* (0,09).
- C₁* Coeficiente do termo fonte da equação de dissipação da energia cinética turbulenta (1,44).
- C₂* Coeficiente do termo fonte da equação de dissipação da energia cinética turbulenta (1,92).
- C₃* Coeficiente do termo fonte da equação de dissipação da energia cinética turbulenta (1,44).
- E* Constante logarítmica (9,793) e perda de calor por evaporação na pele (W/m²).
- F()* Lei de potência de interpolação.
- f_{cl}* Fator de área do vestuário (-).
- F_{i,j}* Fator de forma entre as superfícies *i* e *j* (-).
- g* Aceleração da gravidade (m/s²).
- G* Geração da energia cinética turbulenta (W/m³).
- G_b* Geração ou destruição da energia cinética turbulenta (W/m³).
- Gr* Número de Grashof (-).
- h* Altura (m) e coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m² K).
- H* Altura (m).
- h_{cl}* Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa da roupa (W/m² K).
- I* Intensidade de turbulência na entrada (0,03).
- I_{cl}* Resistência térmica do vestuário (clo).
- J_φ* Fluxo líquido por unidade de área (kg/m² s, multiplicado pela unidade de φ).
- k* Energia cinética turbulenta (J/kg).
- K* Coeficiente de condutância (kg/s).
- K_{cl}* Condução de calor através do vestuário (W/m²).
- l* Largura (m).
- L* Carga térmica do corpo humano (W/m²) ou dimensão característica de uma superfície (m).

M	Geração de calor no corpo humano devido ao metabolismo (W/m^2).
max.[]	Maior valor dentre os termos entre parenteses.
\hat{n}	Vetor unitário normal.
P	Pressão (Pa) ou perímetro de uma superfície (m).
P_a	Pressão parcial do vapor d'água no ar (Pa).
Pe	Número de Peclet (-).
PD	Porcentagem de insatisfeitos (%).
PMV	Voto médio previsto (-).
PPD	Porcentagem prevista de insatisfeitos (%).
Pr	Número de Prandtl (-).
q''	Fluxo de calor por unidade de área (W/m^2).
q'''	Geração de calor por unidade de volume (W/m^3).
Q	Transferência de Calor (W).
R	Fluxo de calor por radiação (W/m^2) ou resíduo normalizado das equações de conservação (-).
Re	Número de Reynolds (-).
R_{cl}	Resistência térmica total entre a pele e a superfície externa do vestuário ($m^2 K/W$).
RES	Calor perdido na respiração (W/m^2).
S_ϕ	Termo fonte por unidade de volume ($kg/m^3 s$, multiplicado pela unidade de ϕ).
SV	Superfície do volume de controle.
t	Altura da abertura de exaustão na Figura 5.1 (m).
T	Temperatura ($^{\circ}C$).
T_{cl}	Temperatura da superfície externa do vestuário ($^{\circ}C$).
T_{mr}	Temperatura média radiante (K).
T_{rp}	Temperatura radiante plana (K).
T_u	Intensidade de turbulência (%).
u	Componente da velocidade na direção x (m/s).
U_j	Notação indicial dos componentes da velocidade média (m/s).
u_o	Velocidade de insuflamento (m/s).
v	Componente da velocidade na direção y (m/s).
v_a	Velocidade do ar (m/s).
V	Volume (m^3).
\dot{V}	Vazão de ar (m^3/s).
VC	Volume de controle.
w	Componente da velocidade na direção z (m/s).
W	Energia consumida (ou produzida) por trabalho mecânico na musculatura (W/m^2).
x_i, x_j	Notação indicial das coordenadas cartesianas.
x,y,z	Coordenadas cartesianas.
y^+	Comprimento adimensional.

Símbolos gregos

β	Coeficiente de expansão térmica (K^{-1}).
δt	Intervalo finito de tempo (s).
Δ	Diferença (-).
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta (W/kg).
ϕ	Valor médio da propriedade de conservação ($u, v, w, T, k, \varepsilon$).
Φ	Vetor dos valores a determinar para a propriedade ϕ nas equações 3.10 e 3.46.
γ	Fator peso de interpolação no tempo (-).
Γ_{ϕ}	Coeficiente de difusão da propriedade ϕ no meio (Kg/m·s).
κ	Constante de von Karman (0,4178).
λ	Fator de comprimento de escala (0,005).
μ	Viscosidade molecular (Pa·s).
μ_{ef}	Viscosidade efetiva (Pa·s).
μ_t	Viscosidade turbulenta (Pa·s).
π	3,14159...
Π	Variável auxiliar para a Equação 3.36.
Θ	Variável auxiliar para a Equação 3.37.
ρ	densidade (kg/m^3).
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($5,669 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$) ou desvio padrão da velocidade (m/s).
σ_k	Coeficiente de difusão da energia cinética turbulenta (1,0).
σ_{ε}	Coeficiente de difusão da dissipação da energia cinética turbulenta (1,3).
σ_T	Número de Prandtl turbulento (0,9).
τ	Tensão cisalhante (N/m^2).
ψ	Valor máximo admissível para os resíduos das equações de conservação (-).

Subescritos

<i>a</i>	Ar.
<i>b</i>	Interface entre os volumes B e P.
<i>B</i>	Volume B.
<i>c</i>	Cabeça.
<i>conv</i>	Convecção.
<i>cl</i>	Vestuário.
<i>f</i>	Superfície.
<i>in</i>	Entrada.
<i>l</i>	Interface entre os volumes P e L.
<i>L</i>	Volume L.

<i>m</i>	Massa.
<i>M</i>	Manequim.
<i>n</i>	Interface entre os volumes <i>P</i> e <i>N</i> .
<i>N</i>	Volume <i>N</i> .
<i>o</i>	Face entre os volumes <i>O</i> e <i>P</i> .
<i>O</i>	Volume <i>O</i> .
<i>P</i>	Volume <i>P</i> .
<i>ret</i>	Retorno.
<i>R</i>	Radiação.
<i>s</i>	Interface entre os volumes <i>S</i> e <i>P</i> .
<i>S</i>	Volume <i>S</i> .
<i>t</i>	Interface entre os volumes <i>P</i> e <i>T</i> .
<i>t</i>	Tronco.
<i>T</i>	Volume <i>T</i> .
ϕ	Propriedade de conservação.
2	Avaliado na 2a. iteração.

Sobrescritos

<i>x</i>	Modificado.
ξ	Instante de tempo qualquer.
–	Instante de tempo anterior.
—	Valor médio ao longo do tempo.
'	Flutuação da propriedade.
+	Adimensional.
^	Vetor unitário.

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo avaliar as condições de conforto térmico em ambientes climatizados. Esta análise baseia-se nos resultados de dois modelos numéricos de simulação térmica de edificações. O primeiro assume que os parâmetros climáticos, tais como velocidade e temperatura do ar, sejam uniformes no interior dos recintos - modelo das *Redes Nodais*. Neste caso, todos os ocupantes do ambiente expressam a mesma sensação em relação ao conforto. No segundo modelo – acoplamento entre *Redes Nodais* e *Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD)*, os gradientes de velocidade, temperatura do ar e temperatura média radiante são levados em consideração. Isto permite verificar a condição de conforto de cada indivíduo no ambiente. Estes resultados distribuídos possibilitam também a investigação do conforto térmico (localizado) em diferentes partes do corpo humano – risco de *draught*. Estudos de ambientes climatizados através de condicionadores de ar de janela demonstram a potencialidade do método. Diferentes posições do condicionador na sala e situações de inverno e verão são analisadas. Os resultados revelam que, no verão, a posição do condicionador tem uma forte influência na distribuição do conforto, principalmente no que diz respeito ao risco de *draught*. No inverno, por sua vez, as assimetrias de radiação são responsáveis pela variação do conforto no interior da sala.

ABSTRACT

In the present work, human thermal comfort is analysed within the built environment. The analysis is based on two building thermal simulation models. In the first one - *Nodal Network*, the air condition (such as, air temperature and velocity) within each thermal zone is assumed uniform and therefore, all zone occupants express the same thermal sensation. In the second model - *Nodal Network*-CFD coupling, mean radiant temperature, air temperature and velocity variations are considered. This approach provides means to evaluate the thermal sensation of all individuals within the same environment. The distributed results also allow to investigate the sensation of draught. The application of the developed approach is demonstrated by test cases; window type air conditioners were employed to cool (or heat) a four zone building. Different air conditioner positions and typical summer and winter situations were analysed. In summer, the results show that the conditioner position has a strong influence on the distribution of thermal comfort, mainly on draught. In winter, on the other hand, the variation of comfort inside a zone is related to the asymmetry of thermal radiation.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 AS EDIFICAÇÕES E SEU IMPACTO SOBRE O MEIO AMBIENTE

A evolução tecnológica materializada na crescente industrialização da sociedade tem levado o homem a habitar construções artificialmente climatizadas durante a maior parte do tempo. Esta situação fez crescer o interesse na qualificação e na quantificação dos diversos fatores que afetam as condições de ocupação das edificações. É sabido que em condições adequadas, os indivíduos mantêm-se saudáveis, realizando suas atividades de forma mais eficiente.

A manutenção das condições climáticas em interiores tem, no entanto, o seu preço. A energia necessária ao acionamento de sistemas de condicionamento de ar e os compostos químicos utilizados na produção de frio são exemplos de elementos essenciais à climatização. Estes elementos possuem um alto custo, tanto do ponto de vista econômico quanto ambiental.

A magnitude deste custo pode ser mensurada com base na degradação ambiental ocasionada pela intensa exploração de recursos naturais não-renováveis, como os combustíveis fósseis, e pela emissão de poluentes com elevado tempo de residência na atmosfera, como os compostos químicos a base de hidrocarbonetos halogenados. Estes compostos, também conhecidos como *CFC's*, são empregados como fluido refrigerante nos sistemas de refrigeração e em parte são responsáveis pela destruição da camada de ozônio que envolve a terra. O surgimento de patologias nocivas ao homem, associadas ao condicionamento deficiente dos ambientes, deve também ser acrescentado a este custo.

Visando amenizar estes problemas, um grande esforço vem sendo realizado em vários países, dentre os quais o Brasil, com a finalidade de racionalizar o uso da capacidade

energética já instalada. Ao mesmo tempo, outras ações vêm sendo desenvolvidas no sentido de reduzir o consumo de energia junto ao usuário final e aos geradores de consumo, isto é, aqueles que através de seus produtos geram demanda de energia. Notadamente nos setores público, comercial e residencial, onde boa parte do consumo de energia está ligado às edificações, várias iniciativas foram tomadas nas últimas décadas procurando tornar estas construções mais eficientes do ponto de vista energético, reduzindo desta forma o seu impacto ambiental.

No Brasil, as ações de incentivo à redução do consumo de energia estão concentradas principalmente no Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL, promovido pela Centrais Elétricas Brasileiras S/A. – ELETROBRÁS – com o apoio do governo federal. Para se ter uma idéia da atual situação no país, a climatização de ambientes representa atualmente 3 % do consumo total de energia elétrica. Esta participação vem crescendo ano após ano e no caso de edifícios comerciais, já representa 20 % do consumo.

1.2 PROJETANDO EDIFICAÇÕES CONFORTÁVEIS E ENERGETICAMENTE EFICIENTES

A consciência acerca dos problemas energético e ambiental tem levado a indústria da construção civil, entidades governamentais e a comunidade científica a examinar diversos tópicos relacionados ao projeto de edificações, sem perder de vista o objetivo principal: as condições de ocupação destas construções. Novos conceitos de projeto foram introduzidos e outros tantos modificados em decorrência deste processo. O resultado foi a redução do consumo de energia e a melhoria da qualidade das habitações.

Dentro deste contexto, a modelagem computacional é uma ferramenta concebida com o objetivo de auxiliar no projeto de edificações mais eficientes, tanto do ponto de vista energético quanto ambiental. Esta ferramenta computacional fornece um conjunto de modelos matemáticos, geralmente baseados em leis físicas, para representar os vários fenômenos que acontecem no interior das construções.

Estes modelos podem ser empregados para ajudar os projetistas a melhor entender os fenômenos que ocorrem nos ambientes construídos e as interações entre estes e o meio que os cerca. Conseqüentemente, os modelos computacionais possibilitam a investigação do

comportamento térmico das habitações e suas conseqüências sobre o conforto. Desta forma, novas tecnologias de construção podem ser avaliadas mesmo antes da sua utilização na prática.

1.3 MODELOS COMPUTACIONAIS APLICADOS A EDIFICAÇÕES

A modelagem de edificações vem evoluindo rapidamente ao longo dos anos, dos métodos tradicionais de projeto até as modernas ferramentas de simulação computacional. Em particular, pode-se destacar a modelagem do comportamento térmico das edificações. No passado, os modelos existentes eram empregados para avaliar o consumo de energia numa determinada condição de projeto. Os cálculos eram analíticos e baseados em procedimentos descritos em manuais e *handbooks*. Muitas simplificações eram necessárias para possibilitar a formulação dos modelos, e.g.: O comportamento das edificações era considerado estacionário em vez de dinâmico. Os processos de transferência de energia não podiam ser totalmente representados e somente uma avaliação qualitativa da performance da edificação era possível. A utilização dos modelos requeria um profundo conhecimento do assunto para julgar a validade dos resultados obtidos.

O avanço das técnicas de simulação numérica e dos recursos computacionais disponíveis tem possibilitado a formulação de modelos cada vez mais sofisticados, capazes de prever com maior precisão o comportamento térmico das edificações. Nestes modelos, todos os parâmetros relevantes ao problema são considerados, preservando a sua interdependência. As não-linearidades inerentes ao comportamento dinâmico do sistema são capturadas através da solução numérica do sistema de equações que descreve os fluxos de energia existentes. Os resultados fornecidos por estes modelos permitem uma avaliação mais consistente das condições de ocupação das habitações.

Modelos para a análise do conforto térmico, lumínico, acústico e ainda da qualidade do ar em interiores vêm sendo desenvolvidos e podem ser utilizados conjuntamente com a simulação térmica de edificações para avaliar situações mais próximas à realidade.

1.4 ESCOPO DO TRABALHO

Em vista da sua importância no contexto das edificações, o conforto térmico em ambientes climatizados será enfatizado nesta dissertação. O trabalho tem como objetivo

principal o desenvolvimento de uma ferramenta computacional para avaliar o conforto térmico em ambientes climatizados, de forma global ou distribuída, baseada em resultados de simulação térmica de edificações, tais como: temperatura e velocidade do ar, e temperatura das superfícies internas das paredes.

Estes parâmetros são determinados através de dois modelos de simulação térmica:

- i. Modelo global : Os parâmetros climáticos no interior das zonas ocupadas são assumidos uniformes. Este modelo sugere que todos os ocupantes de um recinto percebem uma mesma sensação de conforto;
- ii. Modelo distribuído : As variações das condições climáticas nos recintos são consideradas. Neste caso, os indivíduos estão sujeitos a condições de conforto diferenciadas dentro de uma mesma zona.

O conforto térmico, por sua vez, é avaliado considerando a sua sensação tanto para o indivíduo como um todo, como em partes localizadas do seu corpo.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

O conteúdo deste trabalho está estruturado em 7 capítulos e 8 apêndices. No presente capítulo, foi apresentada uma visão geral das questões energética e ambiental que envolvem as edificações, e do papel da sua modelagem computacional, notadamente da modelagem térmica. O escopo do trabalho é abordado, enfocando sua meta principal e ressaltando as características gerais dos modelos a serem utilizados. O capítulo 2 apresenta uma revisão dos principais modelos de simulação térmica de edificações e conforto térmico existentes, bem como dos trabalhos mais importantes realizados nas respectivas áreas; os objetivos específicos desta dissertação são também apresentados. No capítulo 3, são descritos os modelos de *Redes Nodais* e de *Dinâmica dos Fluidos Computacional – CFD*, e uma técnica de acoplamento entre estes modelos. O capítulo 4 traz os modelos de conforto térmico adotados e o algoritmo proposto para a avaliação tanto global como distribuída do conforto nas zonas da edificação. A validação do modelo de *CFD* é feita no capítulo 5. A aplicação dos modelos é realizada através de um estudo de caso no capítulo 6. Por fim, no capítulo 7, são apresentadas as conclusões do trabalho e sugeridos desenvolvimentos futuros com base no progresso alcançado.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 INTRODUÇÃO

A modelagem de edificações requer o correto entendimento dos fenômenos que ocorrem no seu interior e no ambiente onde se encontram. Conhecidos estes fenômenos, podem ser formulados modelos para descrevê-los através de simulação computacional. Os modelos utilizados devem ser capazes de reproduzir de maneira adequada o comportamento dinâmico das construções e as suas condições de ocupação.

Nas próximas seções deste capítulo, são discutidos brevemente os principais fenômenos relacionados ao comportamento térmico de edificações e ao conforto térmico em interiores. Os principais modelos de simulação e de conforto térmico são apresentados e uma revisão da bibliografia existente é realizada. Por fim, o presente trabalho é apresentado de forma detalhada dentro deste contexto.

2.2 COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EDIFICAÇÕES E SUA MODELAÇÃO

O ambiente construído pode ser visto como um sistema complexo composto de vários outros sub-sistemas que interagem entre si originando processos de transferência de energia. Exemplos destes sub-sistemas são: o sistema de climatização, os elementos construtivos, os ocupantes, a iluminação e os equipamentos existentes no seu interior. Em virtude das variações climáticas, todos os sub-sistemas apresentam respostas diferentes ao longo do tempo devido às suas características próprias (Figura 2.1).

Com o objetivo de investigar e reproduzir as respostas das edificações quando submetidas à ação conjunta de seus diversos sub-sistemas e do meio externo, vários modelos têm sido formulados e implementados em códigos computacionais, com diferentes níveis de sofisticação.

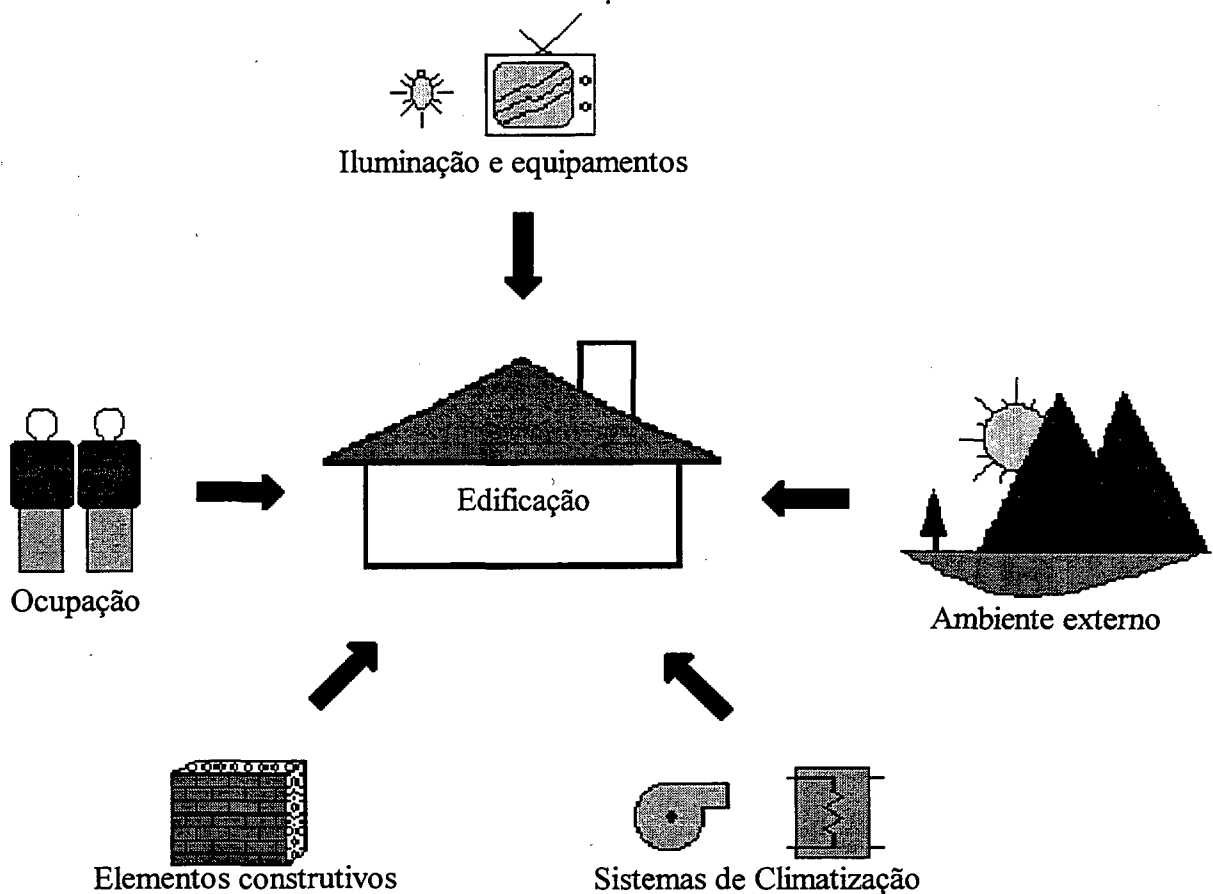


Figura 2.1 - Fatores que afetam o comportamento térmico das edificações.

Segundo Clarke (1985), os modelos de simulação térmica de edificações podem ser classificados em cinco categorias principais:

- **Modelos em regime permanente** : Em geral, são calculados somente os fluxos de calor nas superfícies, com condições de contorno bem específicas. Relativamente simples, estes modelos não consideram os efeitos ligados ao comportamento dinâmico da edificação e não proporcionam tratamento adequado aos vários processos de transferência de calor e massa relevantes ao problema.
- **Modelos dinâmicos simplificados** : O comportamento das edificações é descrito através de correlações empíricas, obtidas a partir de resultados de análises paramétricas realizadas em modelos mais sofisticados ou de procedimentos experimentais. A sua validade entretanto é restrita aos casos onde predominam condições similares às consideradas nas análises.

- Modelos de funções de resposta : Uma vez conhecidas as condições de contorno do problema, a resposta dinâmica das edificações é determinada através da solução das equações diferenciais parciais que governam os fluxos de calor nas superfícies. Esta classe de modelos possui ainda duas sub-classes principais: Modelos com funções de resposta no domínio do tempo e modelos com funções de resposta no domínio da frequência.
- Modelos numéricos : O comportamento térmico das edificações é determinado a partir de simulação numérica. Métodos numéricos e recursos computacionais cada vez mais poderosos vêm popularizando esta classe de modelos, permitindo a solução de problemas mais próximos à realidade. As técnicas numéricas mais comuns são: Diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos.
- Modelos de analogia com circuitos elétricos : Baseados na analogia existente entre circuitos elétricos e fluxos de calor, estes modelos são bastante úteis no estudo de problemas complexos envolvendo transferência de calor; simulações de longa duração são realizadas em curtos períodos de tempo. A sua aplicação contudo não é muito difundida no contexto de projeto de edificações.

O aparecimento e o progresso contínuo do computador digital tem proporcionado um rápido desenvolvimento dos modelos dinâmicos. Em consequência disto, a utilização de modelos em regime permanente na simulação de edificações tem sido drasticamente reduzida. Dentre os modelos dinâmicos, alguns se baseiam em funções de resposta, e.g.: *BLAST*, *DOE 2.1* e *TASE* (Tuomaala e Rahola, 1995); enquanto outros utilizam modelos numéricos. A considerável evolução do método de volumes finitos tem contribuindo para que este seja cada vez mais empregado em problemas envolvendo edificações. Dois modelos baseados no método dos volumes finitos são particularmente apropriados para a simulação de edificações: Os modelos de *Redes Nodais* e a *Dinâmica dos Fluidos Computacional - CFD*.

2.2.1 REDES NODAIS

No modelo de *Redes Nodais*, a edificação simulada é dividida em um certo número de volumes. Estes volumes, representados por nós, correspondem às diversas partes

da construção (e.g.: a estrutura, o volume de ar nas zonas e os componentes dos sistemas auxiliares). Os nós são interligados por conexões que representam os fluxos de massa e energia que ocorrem nas edificações, como pode ser visto na Figura 2.2. Estes fluxos são determinados a partir das condições climáticas e de informações sobre a operação da edificação. Desta forma, é possível avaliar as condições de ocupação de suas zonas. Neste modelo, é considerado que as propriedades do escoamento (e.g. velocidade, temperatura, etc.) estão distribuídas nas zonas de forma homogênea. Esta hipótese, no entanto, pode não ser verdadeira em uma série de situações de interesse.

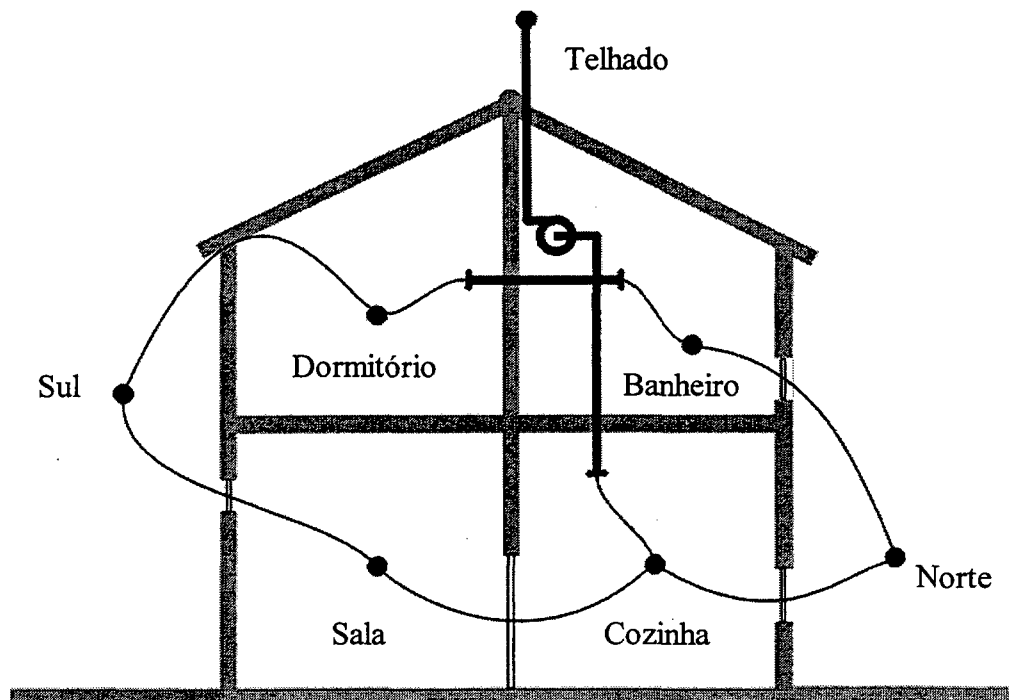


Figura 2.2 - Exemplo de rede nodal aplicada à edificação.

Baseado neste modelo, Clarke (1985) apresentou a estrutura do código genérico de simulação *ESP-r* (*Environment System Performance - research*), desenvolvido na universidade de *Strathclyde* (Escócia). Outros códigos baseados em *Redes Nodais* têm sido igualmente propostos para a simulação térmica de edificações, e.g.: *SERIES* e *HTB2* (Tuomaala & Rahola, 1995).

O *ESP-r* permite a simulação transiente das edificações e de seus sistemas auxiliares, avaliando os fluxos de calor e massa no seu interior. As equações do modelo são escritas de modo a satisfazer os princípios de conservação da massa e da energia nas diversas regiões que compõem as construções. Estas equações são resolvidas simultaneamente através de técnicas numéricas.

O programa já se encontra bem desenvolvido e testado. A integridade dos modelos implementados no *ESP-r* é garantida através de programas de validação aos quais este código tem sido submetido. Além disso, um número cada vez maior de instituições de pesquisa, no mundo inteiro, vem colaborando para o seu desenvolvimento.

Strachan e Guy (1991) relataram um extenso trabalho de validação realizado com o *ESP-r* através do projeto *PASSYS (Passive Solar Components and Systems Testing)*, patrocinado pela comunidade europeia. Os testes efetuados com o *ESP-r* demonstraram a capacidade do modelo de prever com fidelidade os processos envolvendo o aquecimento solar passivo em edificações. A partir de então, este código foi adotado como programa de referência para estas aplicações na Europa (Jensen, 1994).

2.2.2 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL - CFD

Os modelos de *CFD* representam os diversos tipos de escoamento através de equações matemáticas baseadas em leis físicas. As equações consideradas pelo modelo são as mesmas consideradas no modelo de *Redes Nodais* (conservação da massa e energia), acrescidas das equações de conservação da quantidade de movimento e de grandezas relacionadas a um modelo de turbulência. Entretanto, o escoamento e os demais processos de transferência associados são focalizados em escala “microscópica”. Cada ambiente ocupado da edificação simulada é dividido em pequenos volumes, consideravelmente menores do que os empregados nas *Redes Nodais*, para os quais são estabelecidas as equações de conservação. Os modelos de *CFD* têm a capacidade de prever a distribuição de velocidade e temperatura do ar nas zonas da edificação, permitindo uma análise detalhada do conforto térmico nestes recintos.

Os principais trabalhos envolvendo a aplicação de *CFD* em edificações, desde a década de 70 até o início dos anos 90, foram revistos por Jones e Whittle (1992). Segundo estes autores, o primeiro trabalho no assunto surgiu em 1974 (Nielsen, 1974), onde foram estudados o escoamento e a transferência de calor no interior de uma cavidade bi-dimensional. Posteriormente, (Nielsen *et al.*, 1978) foram analisados escoamentos tri-dimensionais em espaços ventilados, utilizando um modelo de turbulência baseado na energia cinética turbulenta do escoamento – k – e na sua taxa de dissipação – ϵ . Foi encontrada boa

concordância entre os perfis de velocidade obtidos com este modelo e resultados de medições através de anemometria a *laser*. No ano seguinte (Nielsen *et al.*, 1979), estudos foram reportados envolvendo escoamentos com a presença de forças de empuxo, obtendo previsões suficientemente precisas para fins de projeto.

Os referidos autores citaram ainda outros trabalhos nesta mesma linha, dentre os quais se destacam:

- A utilização de um código de *CFD* na análise de escoamentos tri-dimensionais e com transferência de calor em um estúdio de televisão (Markatos, 1983);
- A avaliação bi-dimensional da influência da posição da parede oposta sobre a projeção de jatos insuflados próximos ao forro (Awbi e Setrak, 1986);
- A simulação conjunta da condução de calor através das paredes, da radiação entre as superfícies e da convecção em regime transiente para um espaço destinado a escritórios (Holmes *et al.*, 1990).

Murakami e Kato (1989) realizaram um estudo sobre escoamentos turbulentos tri-dimensionais em vários tipos de ambientes climatizados. Foi utilizado o modelo de turbulência de duas equações $k-\varepsilon$ para elevados números de Reynolds. Baseado em comparações com resultados experimentais, foi afirmado que o modelo $k-\varepsilon$ é capaz de prever estes escoamentos com precisão suficiente para aplicações de engenharia.

Chen e Jiang (1992) analisaram os diferentes modelos de turbulência existentes – simulação direta, simulação em grande escala, modelos de viscosidade turbulenta e modelos das tensões de Reynolds – e sua aplicação para escoamentos em edificações, concluindo o seguinte:

- O modelo $k-\varepsilon$ padrão¹ ainda é o modelo mais adequado para o tratamento de escoamentos em edificações, predizendo corretamente o movimento turbulento do ar nas zonas;

¹ O modelo $k-\varepsilon$ para elevados números de Reynolds, utilizado em conjunto com as funções de parede, é comumente chamado de modelo $k-\varepsilon$ padrão.

- Em muitas situações, o escoamento no interior das zonas apresentam múltiplas soluções ou são instáveis, o que torna difícil a sua predição. Diferentes padrões de escoamento podem ser obtidos, dependendo do número de iterações realizadas na simulação;
- As funções de parede (Launder e Spalding, 1974), empregadas no modelo $k-\varepsilon$ padrão, não são apropriadas para avaliar o escoamento no interior das zonas. Uma alternativa vem a ser os modelos $k-\varepsilon$ para baixos números de *Reynolds*. Todavia, a necessidade de grande refino de malha próximo às paredes torna a utilização destes modelos, em problemas tri-dimensionais, bastante onerosa.

Segundo os autores, vários outros modelos de duas equações têm sido propostos para tratar este tipo de escoamento. Nenhum deles, porém, se mostrou superior ao modelo $k-\varepsilon$ padrão. Os modelos de *CFD*, baseados no modelo $k-\varepsilon$, constituem portanto o procedimento mais apropriado à simulação de escoamentos em edificações no presente.

2.2.3 ACOPLAMENTO ENTRE OS MODELOS DE *REDES NODAIS* E *CFD*

Os resultados dos trabalhos mencionados revelaram a capacidade dos modelos de *CFD* em prever corretamente o escoamento de ar e a transferência de calor nas edificações. Entretanto, um obstáculo à utilização deste modelo é a dificuldade de estabelecer as condições de contorno apropriadas nas fronteiras do domínio. Recentemente, alguns trabalhos têm mostrado que estas condições de contorno podem ser fornecidas por um modelo de *Redes Nodais*. Os gradientes de velocidade e temperatura do ar no interior das zonas, avaliados pelo modelo de *CFD*, permitem uma determinação mais adequada, por exemplo, dos fluxos convectivos nas superfícies internas das construções – uma deficiência dos modelos de *Redes Nodais*. Isto tem encorajado a realização de vários trabalhos no sentido de integrar estes dois modelos. Uma visão esquemática deste acoplamento pode ser vista na Figura 2.3.

Chen (1988) analisou o problema de consumo de energia, conforto térmico e qualidade do ar em edificações, combinando de maneira simplificada um modelo de cálculo de carga térmica a um modelo de *CFD*. Schaelin *et al.* (1993) propuseram um método de acoplamento entre os modelos de *Redes Nodais* e *CFD*, onde os domínios são resolvidos

seqüencialmente e a interação entre estes é permitida. Negrão (1995) desenvolveu uma técnica de acoplamento mais elaborada entre os dois modelos; a solução de ambos os domínios é realizada simultaneamente a cada intervalo de tempo, tendendo a ser mais robusta. Esta técnica encontra-se implementada no código *ESP-r*.

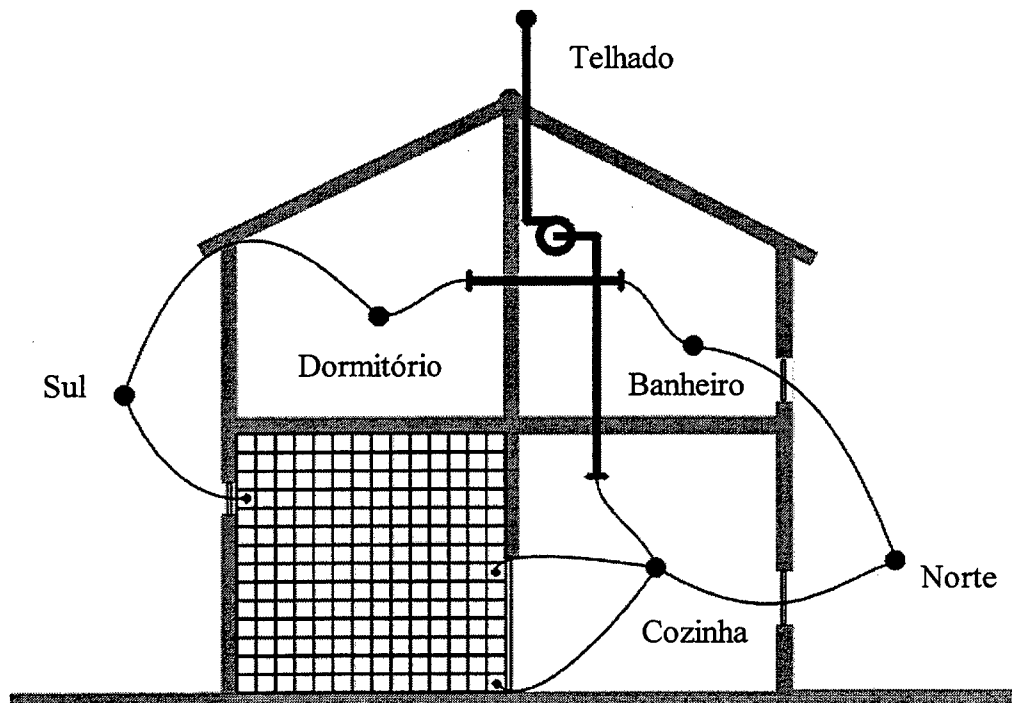


Figura 2. 3 - Exemplo de rede nodal acoplada a um domínio de CFD.

2.3 CONFORTO TÉRMICO E SUA MODELAÇÃO

A sensação térmica experimentada pelo homem está relacionada principalmente ao balanço energético de seu corpo com o meio. Este balanço é influenciado pela atividade física, pelo vestuário e pelos parâmetros climáticos do ambiente onde o indivíduo se encontra. Baseados neste fato, vários estudos foram realizados com o objetivo de identificar as combinações destes fatores que favorecem o conforto, ou seja a condição de equilíbrio térmico entre o homem e o meio.

As investigações e os experimentos realizados com um número razoável de pessoas resultaram em modelos para a predição do grau de desconforto térmico de indivíduos expostos a condições climáticas amenas. Os modelos mais conhecidos e aceitos são: A equação de conforto de Fanger (1970) com seus conceitos de *Voto Médio Previsto – PMV –* e *Porcentagem Prevista de Insatisfeitos – PPD –*, e o modelo de dois nós para o sistema termo-

regulatório humano, desenvolvido no *J. B. Pierce Foundation Laboratory* da universidade de *Yale* (Estados Unidos). Baseados nestes modelos, várias normas foram elaboradas, e.g.: ISO 7730 (1984), estabelecendo limites aceitáveis de variação dos parâmetros climáticos nos ambientes, de modo que grande parte dos ocupantes manifestem satisfação com o clima (Hensen, 1990).

A maioria dos modelos de conforto, contudo, foi formulada para situações de regime permanente e equilíbrio térmico do corpo humano como um todo. Fanger *et al.* (1988) desenvolveram um modelo para a análise de conforto térmico localizado, avaliando o risco de *draught*, i.e., o resfriamento de apenas parte do corpo humano provocado pelo escoamento de ar nos ambientes.

Uma série de trabalhos de investigação numérica sobre o conforto térmico em edificações, baseados principalmente nos modelos desenvolvidos por Fanger, foram realizados nesta década. Chen *et al.* (1992) avaliaram o conforto térmico localizado em escritórios com seis tipos diferentes de difusores de ar. O escoamento na zona analisada foi simulado através de *CFD*, utilizando um modelo $k-\epsilon$ para baixos números de Reynolds. As condições de conforto localizadas, por sua vez, foram levantadas através do modelo de Fanger para o risco de *draught*.

Gan (1995) utilizou os índices de conforto – *PMV* e *PPD* – e o modelo de risco de *draught* de Fanger para estudar o conforto térmico em escritórios climatizados com ventilação por deslocamento. O escoamento no interior do recinto foi determinado através de *CFD*, utilizando o modelo $k-\epsilon$ padrão. Os índices de conforto, por sua vez, foram avaliados de forma discreta, nas direções horizontal e vertical, considerando as condições climáticas e a temperatura média radiante em todos os pontos do ambiente (todas as células da malha de *CFD*).

Este procedimento, contudo, pode conduzir a resultados que não correspondem à realidade – O trabalho de Gan (1995) sugere uma análise localizada do conforto através de *PMV* e *PPD*. Estes índices foram estabelecidos para avaliar a sensação de conforto térmico para o indivíduo como um todo e, portanto, a sua utilização para verificar o conforto localizado em partes do corpo humano é inconsistente. Este tipo de verificação pode ser feito através do modelo de risco de *draught*.

2.4 O PRESENTE TRABALHO

A análise das condições de conforto térmico no interior de zonas ocupadas requer o conhecimento das condições climáticas destes ambientes. Tais condições podem ser levantadas através de medições ou de simulações numéricas.

Embora as técnicas de medição disponíveis forneçam resultados bastante precisos, o custo dos equipamentos e as dificuldades inerentes às medições em campo acabam geralmente por restringir seu uso. Por outro lado, o avanço dos modelos que descrevem o comportamento térmico de edificações tem possibilitado a simulação de situações cada vez mais próximas da realidade. Estes modelos fornecem resultados suficientemente precisos para fins de engenharia, a um custo computacional cada vez menor.

A hipótese de uniformidade das condições climáticas numa zona, assumida no modelo das *Redes Nodais*, permite uma rápida avaliação dos parâmetros que determinam o conforto térmico em todas as dependências da edificação. Todavia, devido à ineficiência dos sistemas de distribuição e insuflamento de ar, esta condição de uniformidade é dificilmente atingida, originando gradientes climáticos no interior das zonas. Estes gradientes, por sua vez, são responsáveis por condições de conforto diferenciadas em vários pontos dos recintos.

Os modelos de *CFD* permitem conhecer a distribuição dos parâmetros relacionados ao clima em todas as posições no interior de uma zona. A partir destas informações, pode-se conhecer a distribuição de conforto térmico ao longo da zona e ainda avaliar a eficácia do sistema de condicionamento empregado.

Com o acoplamento entre os modelos de *Redes Nodais* e de *CFD*, a avaliação do conforto térmico pode ser feita, tanto de forma global como localizada no interior das zonas. Os efeitos do comportamento das diversas partes que compõem a edificação sobre as condições de conforto podem ser agora conhecidos, contribuindo para uma melhor compreensão das interações entre o homem e os ambientes nos quais habita.

Nesta dissertação, é desenvolvida uma metodologia para a avaliação numérica do conforto térmico em ambientes climatizados, com base em modelos de simulação térmica de edificações. Um algoritmo computacional é proposto para possibilitar a referida análise no

interior das zonas, tanto de forma global quanto distribuída, compreendendo os seguintes passos:

- i. Avaliação das condições climáticas nas zonas das edificações através do modelo de *Redes Nodais* (análise global) ou do acoplamento simultâneo entre este modelo e *CFD* (análise distribuída);
- ii. Determinação do conforto térmico baseado nas condições climáticas e em fatores ligados à ocupação das zonas. A temperatura média radiante é assumida uniforme nas zonas (análise global), ou calculada para um manequim localizado em diferentes posições no interior das zonas (análise distribuída). A avaliação do conforto é realizada através dos índices de conforto – *PMV* e *PPD* – de Fanger;
- iii. Avaliação do risco de *draught* através do modelo de Fanger (análise distribuída). Esta análise se baseia na distribuição de velocidade e temperatura do ar, bem como na intensidade de turbulência do escoamento.

As principais contribuições do trabalho residem na avaliação distribuída de conforto térmico. Três distinções básicas em relação aos trabalhos anteriores podem ser ressaltadas:

- As condições climáticas na zona em questão são determinadas com base no clima exterior, tornando desnecessário a prescrição de temperaturas ou fluxos de calor nas superfícies internas destes recintos;
- A temperatura média radiante é calculada para um manequim, levando em conta a postura, a posição e sua orientação no interior das zonas;
- Os índices *PMV* e *PPD* são avaliados com base nas condições climáticas médias, experimentadas pelo indivíduo como um todo.

O programa de simulação *ESP-r* foi escolhido para dar suporte a realização deste trabalho. O *ESP-r*, entre outras facilidades, apresenta algumas características que o tornam apropriado à implementação do algoritmo em questão:

- O programa fornece um ambiente integrado de simulação do comportamento térmico de edificações;

- O código fonte do *ESP-r* está disponível, permitindo assim a introdução de novos modelos a partir da plataforma já existente;
- Os modelos de *Redes Nodais* e *CFD*, bem como a técnica de acoplamento simultâneo entre ambos, já se encontram implementados no *ESP-r*;

A estrutura modular do programa permite ainda que o algoritmo seja implementado sem que a integridade do código como um todo seja afetada, o que contribui para a redução do tempo de implementação necessário.

CAPÍTULO 3

SIMULAÇÃO TÉRMICA DE EDIFICAÇÕES

3.1 INTRODUÇÃO

O comportamento térmico de uma edificação é resultado da interação existente entre os vários processos de transferência de calor e massa que ocorrem no interior de suas zonas, e entre esta e o meio que a cerca. A simulação deste comportamento requer a utilização de modelos matemáticos que representem adequadamente estes processos.

Nas próximas seções serão apresentados dois modelos matemáticos utilizados para simular este comportamento: os modelos das *Redes Nodais* e da *Dinâmica dos Fluidos Computacional*. Será apresentada ainda uma metodologia de acoplamento entre estes dois modelos, que permitirá um tratamento mais rigoroso do problema físico.

3.2 REDES NODAIS

A natureza diversificada e complexa dos processos de transferência de calor e massa, responsáveis pelo comportamento de uma zona térmica, dificulta consideravelmente a formulação de um modelo matemático genérico capaz de representar adequadamente o problema.

Uma forma conveniente de modelar estes fenômenos consiste em representar regiões finitas da edificação através de volumes de controle – *VC's*, aos quais são aplicados balanços de conservação para cada uma das propriedades envolvidas, e.g.: massa, quantidade de movimento, energia, etc. Estes balanços asseguram que a taxa de armazenamento de uma dada propriedade no interior do *VC* é igual ao fluxo líquido desta propriedade através da sua superfície somada à taxa de geração da propriedade no seu interior.

As propriedades no interior de cada *VC* são consideradas uniformes, e cada volume é tratado como um nó. Estes nós representam partes da edificação, tais como:

elementos construtivos de uma parede, volume de ar numa zona, ou mesmo um componente de um sistema de ventilação (Figura 3.1).

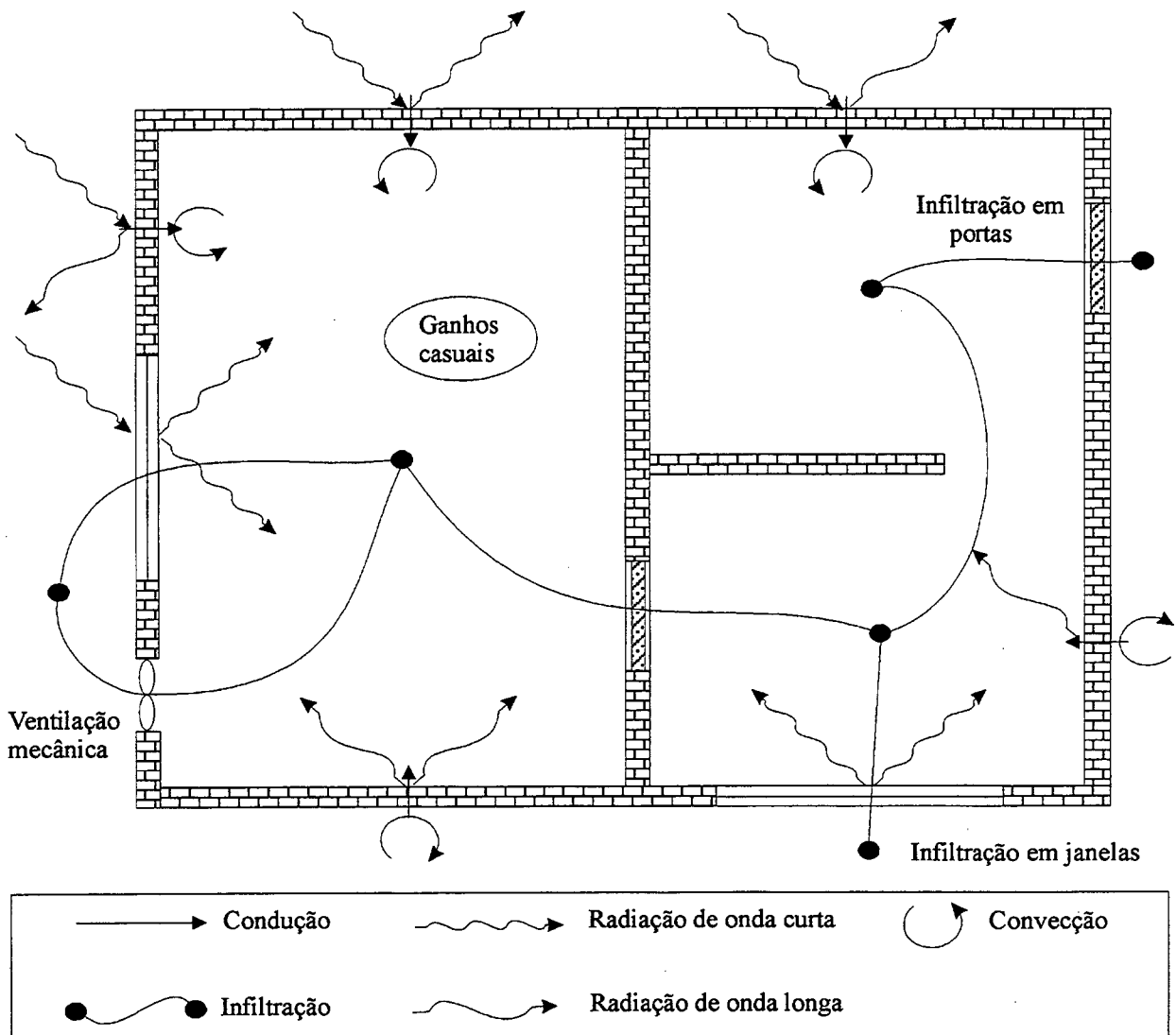


Figura 3.1- Trocas térmicas existentes nas edificações.

3.2.1 MODELO MATEMÁTICO

Para exemplificar melhor este método, considere um volume de controle P em interação térmica com seus vizinhos, como mostra a Figura 3.2. A este VC , é permitido trocas de calor por radiação, convecção, condução e advecção. A equação de conservação para uma propriedade ϕ no volume P pode ser escrita na forma geral como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_P V_P \phi_P) = \left(J_{\phi_P} A \right)_{SV} + S_{\phi_P} V_P \quad (3.1)$$

Na Equação 3.1, $\rho P V_P$ corresponde a massa de fluido existente no interior do volume P , ϕ_P é o valor da propriedade em questão avaliada no nó P , $(J_{\phi_P} A)_{SV}$ é o fluxo líquido da propriedade ϕ através da superfície do volume P , e $S_{\phi} V_P$ corresponde ao termo fonte de ϕ em P . A propriedade ϕ pode representar a entalpia ou umidade do ar, a concentração de um contaminante, etc.

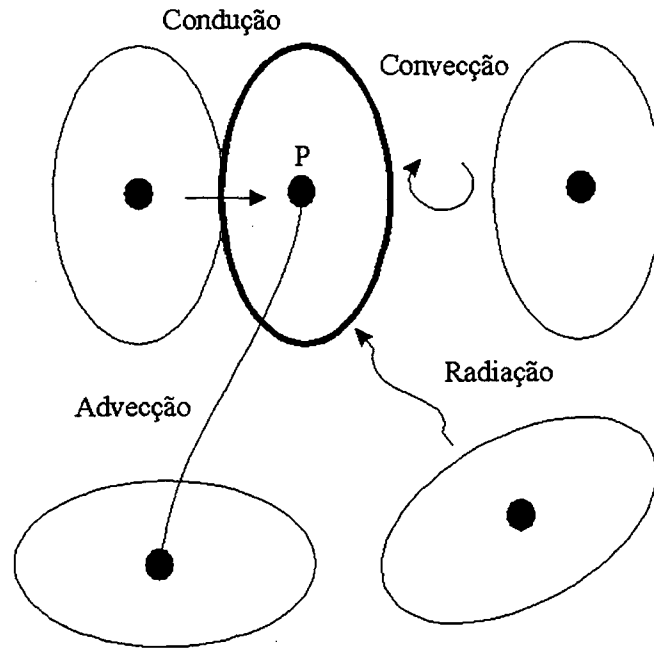


Figura 3.2 - Trocas térmicas entre o volume de controle P e os volumes adjacentes.

O fluxo $(J_{\phi_P} A)_{SV}$ é o resultado do somatório de todas as trocas térmicas existentes entre o volume P e os volumes j adjacentes a P . Matematicamente, cada processo de troca pode ser expresso como uma função linear da variação da propriedade ϕ :

$$(J_{\phi_P} A)_{SV} = \sum_{j=1}^n K_{j,P} (\phi_j - \phi_P) \quad (3.2)$$

onde n é o número de volumes que interagem com P . K é a condutância entre os volumes j e P ¹. Para que a Equação 3.1 fique completa, é necessário conhecer os valores de K para cada um dos processos de troca existentes. A técnica para a obtenção destes valores é descrita por Clarke (1985).

¹ Neste caso, K representa os coeficientes de condução, convecção, radiação e advecção de calor, podendo ser uma função não-linear da propriedade ϕ .

Devido a sua importância no processo de acoplamento a ser apresentado na seção 3.4, a equação da conservação da energia para uma superfície interna de uma zona será aqui destacada. Considere um elemento construtivo composto por três camadas de materiais (Figura 3.3). Ele é dividido em regiões, representadas por nós distribuídos nas superfícies interna e externa do elemento e no seu interior.

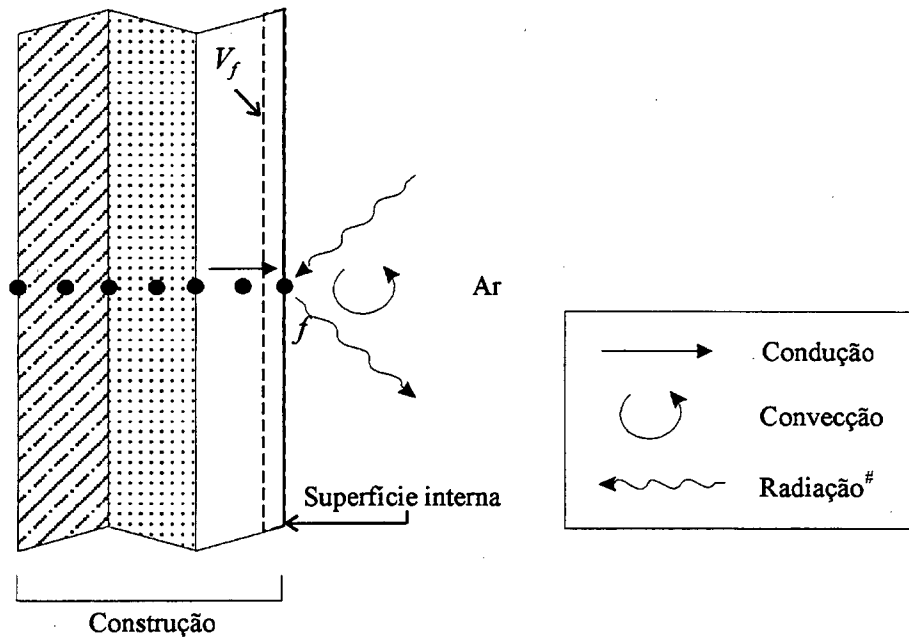


Figura 3.3 - Processos de transferência de calor na superfície interna de uma construção.

O balanço de energia para o nó da superfície interna pode ser escrito da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_f V_f T_f) = \sum_{j=1}^{nf} K_{j,f} (T_j - T_f) + \frac{h_{f,a} A_f}{c_{p,f}} (T_a - T_f) + S_f V_f \quad (3.3)$$

onde T representa a temperatura, $h_{f,a}$ é o coeficiente convectivo entre a superfície interna e o ar adjacente, $c_{p,f}$ é o calor específico do material da superfície e A é a sua área. O índice nf representa o número de interações entre esta superfície e os demais volumes em contato térmico com a superfície. A condutância K é utilizada para avaliar a condução e a radiação de onda longa entre as superfícies, enquanto o termo fonte S_f corresponde à radiação de onda curta e à parcela devida aos ganhos casuais radiantes que incidem sobre a superfície. Os coeficientes h são definidos em função da geometria, com limites de aplicação, para convecção natural (Alamdari e Hammond, 1983).

3.2.2 APROXIMAÇÃO NUMÉRICA

A solução analítica do sistema de equações resultante só é possível para um número reduzido de casos, raramente encontrados em situações reais. A dificuldade de se obter uma solução exata está relacionada ao caráter dinâmico das condições de contorno e às não-linearidades das condutâncias K . Para resolver o problema, requer-se a utilização de técnicas numéricas que proporcionam uma solução aproximada para o sistema de equações.

O método numérico adotado é o de volumes finitos. Uma vez que a Equação 3.1 está escrita de forma discreta no espaço, resta discretizá-la no tempo através da sua integração sobre um intervalo finito de tempo δt :

$$V_P [\rho_P \phi_P - \bar{\rho}_P \bar{\phi}_P] = \sum_{j=1}^n K_{j,P}^{\xi} (\phi_j^{\xi} - \phi_P^{\xi}) \delta t + S_{\phi_P}^{\xi} V_P \delta t \quad (3.4)$$

onde o sobrescrito $-$ representa o valor da propriedade no instante inicial do intervalo de tempo (valores presentes), e ξ indica o seu valor num instante qualquer durante o intervalo. As demais variáveis são avaliadas no final do intervalo de tempo (valores futuros).

Como as variáveis no instante ξ não são conhecidas *a priori*, estas podem ser aproximadas pelos seus valores presentes, i.e, através de uma formulação explícita, ou seus valores futuros, caracterizando uma formulação implícita. Uma forma de combinar estas duas formulações foi sugerida por Patankar (1980), permitindo uma ponderação entre os valores presentes e futuros através de um fator peso γ . Esta aproximação pode ser escrita como:

$$\phi^{\xi} = \gamma \phi + (1 - \gamma) \bar{\phi} \quad (3.5)$$

Substituindo a Equação 3.5 em 3.4 e rearranjando seus termos, tem-se:

$$a_P \phi_P - \sum_{j=1}^n a_j \phi_j = b_P \quad (3.6)$$

onde:

$$a_P = \gamma \sum_{j=1}^n K_{j,P} + \frac{V_P \rho_P}{\delta t} \quad (3.7)$$

$$a_j = \gamma K_{j,P} \quad (3.8)$$

$$b_P = \gamma S_{\phi_P} V_P + (1-\gamma) \left[\sum_{j=1}^n \bar{K}_{j,P} (\bar{\phi}_j - \bar{\phi}_P) + \bar{S}_{\phi_P} V_P \right] + \frac{V_P \bar{\rho}_P \bar{\phi}_P}{\delta t} \quad (3.9)$$

3.2.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Uma vez definidas as equações de conservação para cada volume de controle, é preciso estabelecer as condições de contorno do problema. Estas estão divididas basicamente em três tipos:

- Condições climáticas : Representadas por quantidades físicas medidas em estações meteorológicas, tais como: intensidade de radiação solar difusa e direta, temperatura de bulbo seco do ar, velocidade e direção do vento, e umidade relativa.
- Condições do solo : Representadas por um perfil de temperatura do solo durante o período desejado (importante quando a edificação encontra-se em contato direto com o solo.).
- Condições conhecidas : São valores conhecidos de propriedades tais como temperatura de uma superfície qualquer, temperatura do ar em uma zona adjacente não-participante da simulação, etc. (situação típica em simulação de apenas parte da edificação.).

Estas condições podem ser estabelecidas nos nós que compõem a rede da edificação, quer sejam estes externos, superficiais ou internos, com valores constantes ou através de séries temporais.

3.2.4 MÉTODO DE SOLUÇÃO

A aplicação da Equação 3.6 aos diversos volumes de controle que representam o domínio em questão dá origem a um sistema de equações algébricas que pode ser representado pela equação abaixo:

$$[A(\phi)][\Phi] = [B(\phi)] \quad (3.10)$$

Na Equação 3.10, A é uma matriz esparsa não-homogênea contendo os coeficientes futuros, Φ é o vetor contendo os valores desconhecidos da propriedade ϕ e B , a matriz com os valores presentes e as condições de contorno conhecidas no intervalo de tempo presente e futuro. Devido as equações algébricas serem implícitas, estas devem ser resolvidas simultaneamente a cada intervalo de tempo.

A matriz A é contudo esparsa, o que torna a solução direta da Equação 3.10 computacionalmente dispendiosa. Sendo esta matriz composta por diversos conjuntos de equações, cada qual referente a diferentes sub-sistemas (e.g.: as zonas da edificação, equipamentos, etc.), um método eficiente de solução da Equação 3.10 consiste na partição da matriz A em matrizes menores. Estas matrizes, por sua vez, podem ser processadas separadamente e seus resultados, intercambiados de forma a permitir a seqüência do processo global de solução. A técnica de partição da matriz A e a estratégia de solução da Equação 3.10 encontram-se descritas de forma detalhada em Clarke (1985).

Para exemplificar a técnica descrita acima, considere uma zona com o formato de um paralelepípedo. Cada um dos 6 elementos construtivos que compõem a zona (forro, piso e 4 paredes) são representados por 3 nós: dois nas superfícies interna e externa do elemento e outro no seu interior. Neste caso, a Equação 3.10 para os balanços de energia na zona assume a forma esquemática mostrada na Figura 3.4, onde são apresentados apenas os termos referentes a um elemento e ao volume de ar contido no interior da zona. Os demais termos, representados por pontos, são referentes aos elementos restantes.

Após a partição da matriz A e a redução das matrizes resultantes, são originados sub-sistemas de equações para o balanço de energia em cada elemento (Figura 3.5a) e no ar, incluindo os balanços nas superfícies internas dos elementos (Figura 3.5b). Note que os sobrescritos x e xx indicam que os coeficientes foram alterados um e duas vezes, respectivamente, durante o processo de redução das matrizes.

O sistema para o ar e as superfícies internas pode então ser resolvido diretamente por substituição retroativa, determinando a temperatura do ar – T_a – e destas superfícies – T_{f_j} ($j=1..6$). Conhecidas as temperaturas T_{f_j} , ficam determinadas as temperaturas na superfície externa – $T_{1,j}$ – e no interior dos elementos construtivos – $T_{2,j}$ – através da solução de seus respectivos sistemas.

A natureza geralmente turbulenta destes escoamentos introduz uma dificuldade adicional ao problema, fazendo com que os campos de velocidade e temperatura não assumam uma configuração definida, variando consideravelmente no tempo e no espaço. Isto torna necessário a introdução de grandezas, ligadas à turbulência, que permitem determinar o perfil médio destes escoamentos.

Um modelo amplamente utilizado para tratar escoamentos turbulentos vem a ser o modelo k - ϵ , no qual são adicionadas duas novas grandezas escalares: a energia cinética turbulenta do escoamento – k – e a sua dissipação – ϵ . Este modelo, no entanto, não representa adequadamente os escoamentos nas proximidades de superfícies sólidas, o que requer a adoção de um tratamento especial nestas regiões.

Dentre as alternativas existentes, as funções de parede (Launder e Spalding, 1974) têm apresentado resultados satisfatórios para escoamentos no interior das edificações. O emprego destas funções, todavia, não é universal e está condicionado à sua validade para cada caso.

3.3.1 MODELO MATEMÁTICO

Tomando uma zona térmica qualquer dentro de uma edificação, é possível dividir o seu interior em um número finito de volumes de controle (Figura 3.6). Aplicando balanços de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e grandezas turbulentas nestes VC 's, chega-se à seguinte equação:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) = \frac{\partial J_j}{\partial x_j} + S_\phi \quad (3.11)$$

onde ϕ representa o valor médio, no tempo e no espaço, da propriedade de interesse (e.g.: componentes do vetor velocidade, temperatura, etc.) e S_ϕ corresponde ao seu termo fonte. J_j representa o fluxo líquido desta propriedade através da superfície do VC na direção j , dado pela Equação 3.12.

$$J_j = \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \rho U_j \phi \quad (3.12)$$

A primeira parcela de J_j corresponde ao fluxo difusivo de ϕ no escoamento, enquanto a segunda representa seu fluxo convectivo.

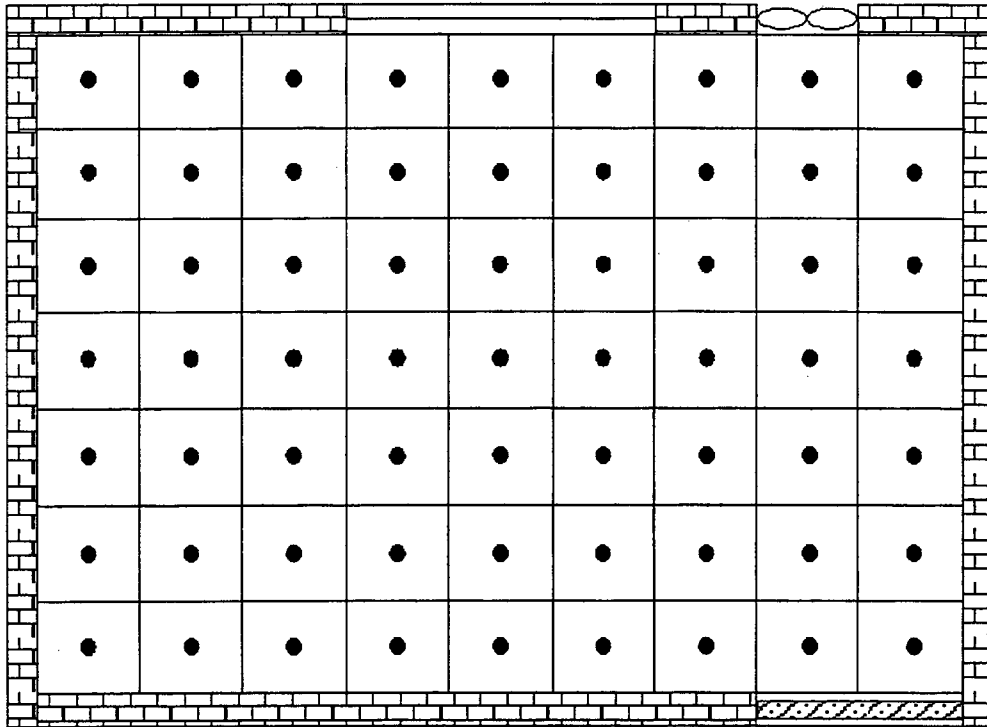


Figura 3.6 - Volumes de controle distribuídos no interior de uma zona.

As equações 3.11, escritas para cada uma das propriedades a serem resolvidas, formam um sistema completo de sete equações e sete incógnitas que deverá ser resolvido simultaneamente para a determinação dos campos de velocidade e temperatura no interior da zona. Na Tabela 3.1, encontram-se os termos da Equação 3.11 para cada propriedade considerada.

As equações para k e ϵ estão acopladas às demais equações através da viscosidade. Neste modelo, a viscosidade molecular – μ – é substituída nas equações de transporte por uma viscosidade denominada efetiva – μ_{ef} . Esta viscosidade é composta pela viscosidade molecular, acrescida da viscosidade turbulenta – μ_t . A viscosidade μ_t é calculada em função de k e ϵ :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3.13}$$

onde C_μ é uma constante empírica do modelo (0,09).

Tabela 3.1 - Termos da equação de transporte para cada propriedade.

Equações	ϕ	Γ_ϕ		S_ϕ
		lam.	turb.	
Massa	1	-	-	-
Momento - x	u	μ	μ_{ef}	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
Momento - y	v	μ	μ_{ef}	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
Momento - z	w	μ	μ_{ef}	$-\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \rho g$
Energia	T	$\frac{\mu}{Pr}$	Γ_T	$q''' / c_{p,a}$
Energia. Cinética Turbulenta	k	-	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k}$	$G - C_D \rho \varepsilon - G_b$
Dissipação da Energ. Cin. Turb.	ε	-	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon}$	$C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - C_3 \frac{\varepsilon}{k} G_b$

$$\Gamma_T = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \quad ; \quad \mu_{ef} = \mu_t + \mu \quad ; \quad \rho = \rho(T) \quad ; \quad \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$G_b = g \beta_T \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial z} \quad ; \quad G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$C_D = 1,0 \quad ; \quad C_1 = 1,44 \quad ; \quad C_2 = 1,92 \quad ; \quad C_3 = 1,44$$

$$\sigma_k = 1,0 \quad ; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad ; \quad \sigma_T = 0,9 \quad ; \quad C_\mu = 0,09$$

3.3.2 APROXIMAÇÃO NUMÉRICA

As fortes não linearidades presentes nas equações de transporte, aliadas ao acentuado grau de acoplamento existente entre as mesmas, dificultam bastante a obtenção de soluções analíticas. Isto leva à utilização de métodos numéricos, provenientes da mecânica dos fluidos e transferência de calor computacional, que proporcionam uma solução aproximada para estas equações. O método escolhido para a discretização da Equação 3.11 é novamente o método dos volumes finitos. Devido à simplicidade das geometrias comumente encontradas nas edificações, a discretização se dá em uma malha cartesiana tridimensional e as equações são integradas em cada volume da malha (Figura 3.7).

Uma vez integrada no espaço e no tempo, a Equação 3.11 assume a forma algébrica da Equação 3.14:

$$V_P [\rho_P \phi_P - \bar{\rho}_P \bar{\phi}_P] = \sum_j J_j^\xi A_j \delta t + S_{\phi_P}^\xi V_P \delta t \quad j = o, l, s, n, b, t \quad (3.14)$$

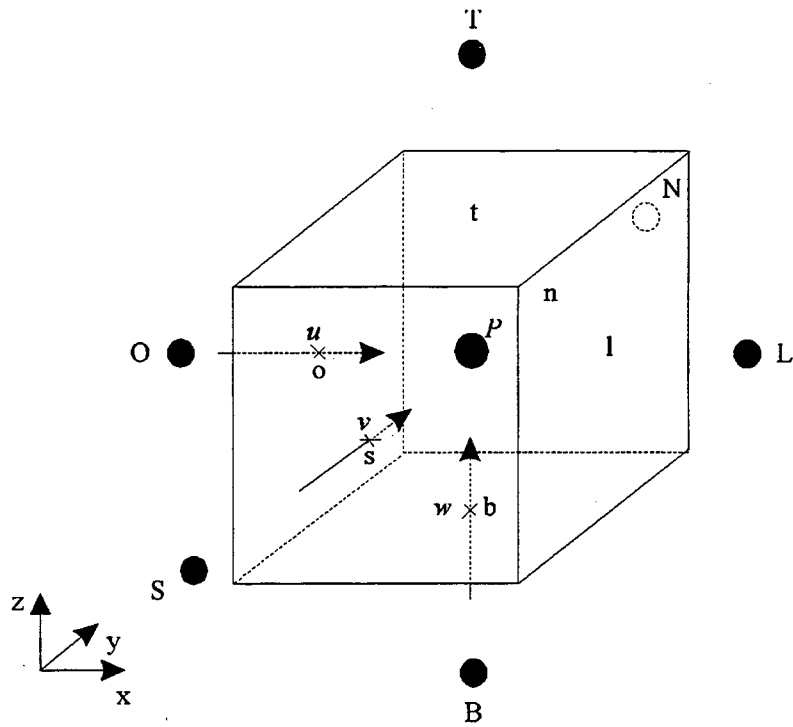


Figura 3.7- Volume de controle para a discretização da Equação 3.11.

Note que a Equação 3.14 é análoga à Equação 3.4, derivada para o modelo das redes nodais, porém os fluxos da propriedade ϕ são agora expressos através da Equação 3.15 para cada uma das seis faces que compõe o VC:

$$J_j^\xi A_j = a_i^\xi (\phi_i^\xi - \phi_P^\xi) \quad j = o,l,s,n,b,t \quad i = O,L,S,N,B,T \quad (3.15)$$

onde a_i é a condutância da propriedade ϕ entre o volume P e o seu vizinho i . Substituindo a Equação 3.15 em 3.14 e dividindo ambos os lados por δt , obtém-se.

$$\frac{V_P}{\delta t} [\rho_P \phi_P - \bar{\rho}_P \bar{\phi}_P] = \sum_i a_i^\xi (\phi_i^\xi - \phi_P^\xi) + S_{\phi_P}^\xi V_P \quad i = O,L,S,N,B,T \quad (3.16)$$

Os termos com o sobrescrito ξ devem ser aproximados em função de seus valores presentes e futuros. Devido a total estabilidade, a aproximação completamente implícita é adotada para os termos da Equação 3.16, que pode ser reescrita como:

$$\frac{V_P}{\delta t} [\rho_P \phi_P - \bar{\rho}_P \bar{\phi}_P] = \sum_i a_i (\phi_i - \phi_P) + S_{\phi_P} V_P \quad i = O,L,S,N,B,T \quad (3.17)$$

Para que a Equação 3.17 fique completa, as condutâncias a_i devem ser determinadas nas faces do VC. Para isto é necessário que as componentes normais do vetor velocidade sejam avaliadas nestas faces. O arranjo desencontrado entre as malhas das grandezas escalares e vetoriais soluciona este problema, uma vez que as velocidades são armazenadas exatamente no centro das faces dos volumes das grandezas escalares.

A avaliação destas condutâncias é feita através do esquema *Power Law Differencing Scheme (PLDS)*, proposto por Patankar (1980), que aproxima os efeitos convectivos e difusivos com base no número de Peclet¹ (Pe).

$$a_o = \left(\frac{\Gamma_\phi}{\delta x} A \right)_o F(Pe) + \max. [(\rho u A)_o, 0] \quad (3.18)$$

$$a_L = \left(\frac{\Gamma_\phi}{\delta x} A \right)_l F(Pe) + \max. [-(\rho u A)_l, 0] \quad (3.19)$$

$$a_s = \left(\frac{\Gamma_\phi}{\delta x} A \right)_s F(Pe) + \max. [(\rho v A)_s, 0] \quad (3.20)$$

$$a_N = \left(\frac{\Gamma_\phi}{\delta x} A \right)_n F(Pe) + \max. [-(\rho v A)_n, 0] \quad (3.21)$$

$$a_B = \left(\frac{\Gamma_\phi}{\delta x} A \right)_b F(Pe) + \max. [(\rho w A)_b, 0] \quad (3.22)$$

$$a_T = \left(\frac{\Gamma_\phi}{\delta x} A \right)_t F(Pe) + \max. [-(\rho w A)_t, 0] \quad (3.23)$$

onde, A representa a área da face do volume, $\max.[]$ corresponde ao maior valor dentre os termos entre colchetes, e $F(Pe)$ é a lei de potência de interpolação dada por:

$$F(Pe) = \max. [0, (1 - 0,1|Pe|^5)] \quad (3.24)$$

O termo fonte da Equação 3.17 pode ainda ser linearizado em função de ϕ :

$$S_{\phi_p} = S_C - S_P \phi_P \quad (3.25)$$

¹ O número de Peclet é um parâmetro adimensional que indicá o balanço entre as parcelas convectiva e difusiva no transporte de uma propriedade do escoamento.

Finalmente, os termos da Equação 3.17 podem ser re-arranjados e escritos na forma geral:

$$a_p \phi_p - \sum_i a_i \phi_i = b_p \quad i = O, L, S, N, B, T \quad (3.26)$$

onde :

$$a_p = \sum_i a_i + V_p S_p + \frac{V_p \rho_p}{\delta t} \quad i = O, L, S, N, B, T \quad (3.27)$$

e

$$b_p = V_p S_c + \frac{V_p \bar{\rho}_p}{\delta t} \bar{\phi}_p \quad (3.28)$$

3.3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

A solução do sistema de equações diferenciais que descreve o escoamento no interior de uma zona requer o conhecimento das condições que predominam nas suas fronteiras. Estas condições devem ser fornecidas para cada uma das propriedades a serem resolvidas no domínio. Em situações tipicamente encontradas no interior de edificações, os contornos assumem três configurações básicas:

- Fronteiras sólidas: Nesta fronteiras, predominam condições de impermeabilidade¹ e não-escorregamento² para a velocidade, e condições de temperatura ou de fluxo de calor prescrito para a equação da energia. Um tratamento especial é dispensado às grandezas do modelo de turbulência, uma vez que a determinação destas variáveis junto às superfícies sólidas é bastante complexa. As superfícies internas das paredes são exemplos deste tipo de fronteira;
- Fronteiras de entrada e saída de massa: Nas regiões de entrada de massa, são geralmente estabelecidos os fluxos de massa em conjunto com a temperatura. Pode-se ainda estabelecer a pressão nestes pontos no lugar do fluxo de massa,

¹ A condição de impermeabilidade implica em dizer que a componente normal da velocidade em relação a fronteira é nula.

² O não-deslizamento do fluido junto a uma fronteira sólida é obtido zerando-se as componentes da velocidade paralelas a esta fronteira.

todavia aquela deve ser prescrita em pelo menos um ponto no interior do domínio. As grandezas de turbulência são usualmente obtidas em função das velocidades nestas fronteiras. Nas regiões de saída, é comumente adotada uma condição de derivada nula para a velocidade, temperatura e grandezas de turbulência. Exemplos de regiões de entrada e saída de massa: aberturas de insuflamento e retorno de ar dos sistemas de climatização, portas abertas, frestas, etc.

- Fronteiras de simetria: Pouco comum neste tipo de aplicação, a condição de simetria estabelece gradientes nulos para as variáveis do problema.

Fronteiras sólidas

Em situações onde o escoamento de ar no interior da zona apresenta um comportamento laminar, as componentes da velocidade nas proximidades das fronteiras sólidas são tratadas conforme descrito anteriormente. Entretanto quando o escoamento assume um perfil turbulento, a tarefa de se estabelecer as velocidades nestas fronteiras torna-se bem mais complexa.

Bem próximo às superfícies, o efeito de frenagem sofrido pelo escoamento faz com que a viscosidade molecular do fluido predomine sobre a viscosidade turbulenta, formando uma sub-camada viscosa nesta região. Distanciando-se das fronteiras, os efeitos viscosos são superados pelos efeitos de turbulência, ocasionando o aparecimento de uma outra sub-camada, totalmente turbulenta. Nesta região, a geração e a dissipação da energia cinética turbulenta são assumidas em equilíbrio entre si.

Nas duas sub-camadas, o modelo k - ϵ padrão não representa o escoamento com precisão e portanto necessita ser corrigido. As funções de parede são então utilizadas para avaliar tanto as componentes da velocidade paralelas às fronteiras sólidas, quanto a transferência de calor na superfície. Neste tratamento, o escoamento é avaliado na primeira célula junto às superfícies (Figura 3.8) com base no comprimento adimensional y^+ (Equação 3.29), que irá indicar em qual das sub-camadas esta célula se encontra. Para $y^+ \leq 11,63$, o escoamento é tratado como laminar, porém quando este limite é superado, a função de parede deve ser empregada.

$$y^+ = C_{\mu}^{1/4} \rho_p k_p^{1/2} \frac{y_p}{\mu} \quad (3.29)$$

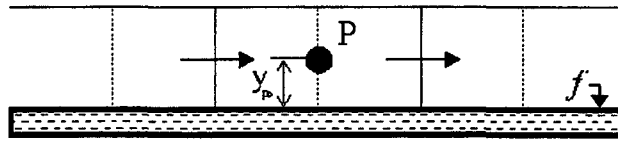


Figura 3.8 - Células adjacentes às fronteiras sólidas.

No interior da sub-camada viscosa, a tensão cisalhante e a transferência de calor são aproximadas por:

$$\tau_f = \mu \frac{u_P - u_f}{y_P} = \mu \frac{u_P}{y_P} \quad (3.30)$$

$$\frac{q_f''}{c_{p,a}} = \mu \frac{(T_P - T_f)}{\text{Pr} y_P} \quad (3.31)$$

onde u_P representa a componente da velocidade paralela à superfície, avaliada na célula P , u_f é a velocidade na superfície (portanto nula), q_f'' é o fluxo de calor na superfície por unidade de área, $c_{p,a}$ é o calor específico do ar e T_P é a temperatura em P .

Na sub-camada turbulenta, a condição de equilíbrio entre as grandezas de turbulência pode ser expressa como:

$$\frac{\tau_f}{\rho_P} = C_\mu^{1/2} k_P \quad (3.32)$$

Para a tensão cisalhante e o fluxo de calor na superfície surgem as expressões:

$$\tau_f = \frac{\kappa C_\mu^{1/4} \rho_P k_P^{1/2}}{\ln(Ey^+)} (u_P - u_f) = \frac{\kappa C_\mu^{1/4} \rho_P k_P^{1/2}}{\ln(Ey^+)} u_P \quad (3.33)$$

$$\frac{q_f''}{c_{p,a}} = \frac{C_\mu^{1/4} \rho_P k_P^{1/2} (T_P - T_f)}{\sigma_T \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + f\left(\frac{\text{Pr}}{\sigma_T}\right) \right]} \quad (3.34)$$

onde k_P é a energia cinética turbulenta avaliada no ponto P , κ é a constante de von Karman (0,4178), E é a constante logarítmica (9,793) e $f(\text{Pr}/\sigma_T)$ é dada por (Gosman e Ideriah, 1976) :

$$f\left(\frac{\text{Pr}}{\sigma_T}\right) = 9,24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\sigma_T}\right)^{3/4} - 1 \right] e^{-0,007\left(\frac{\text{Pr}}{\sigma_T}\right)} \quad (3.35)$$

A partir das equações 3.30, 3.31, 3.33 e 3.34, ~~podem-se determinar~~ a força cisalhante e o fluxo de calor na superfície:

$$F_f = \tau_f A_f = \Pi_{P,f} u_P \quad (3.36)$$

$$\frac{Q_f}{c_{p,a}} = \frac{q_f''}{c_{p,a}} A_f = \Theta_{P,f} (T_P - T_f) \quad (3.37)$$

onde $\Pi_{P,f}$ e $\Theta_{P,f}$ assumem formas diferentes dependendo do valor de y^+ . Para $y^+ \leq 11,63$, estes termos são:

$$\Pi_{P,f} = \frac{\mu A_f}{y_P} \quad (3.38)$$

$$\Theta_{P,f} = \frac{\mu A_f}{Pr y_P} \quad (3.39)$$

Para $y^+ > 11,63$:

$$\Pi_{P,f} = \frac{\kappa C_\mu^{1/4} \rho_P k_P A_f}{\ln(Ey^+)} \quad (3.40)$$

$$\Theta_{P,f} = \frac{C_\mu^{1/4} \rho_P k_P^{1/2} A_f}{\sigma_T \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + f \left(\frac{Pr}{\sigma_T} \right) \right]} \quad (3.41)$$

Para inserir a força cisalhante e o fluxo de calor nas equações do movimento e da energia para a célula P , as equações 3.36 e 3.37 são linearizadas (Equação 3.25) e introduzidas no termo fonte das referidas equações. Adicionalmente, o coeficiente a_f da Equação 3.26 para esta célula é igualado a zero.

Na sub-camada viscosa, predomina uma condição de equilíbrio entre a produção e a dissipação da energia cinética turbulenta. Esta condição é introduzida nas equações para k e ϵ de maneira semelhante à descrita acima para as equações do movimento e da energia, i.e., a condição é fornecida via termo fonte. Gosman e Ideriah (1976) sugerem a seguinte expressão para o termo de k :

$$S_k = \tau_f \frac{u_P}{y_P} - C_D C_\mu^{3/4} \rho_P k_P^{3/2} \frac{u^+}{y_P} \quad (3.42)$$

onde $u^+=y^+$ para $y^+ \leq 11,63$; $u^+=1/\kappa \ln(Ey^+)$ para $y^+ > 11,63$ e τ_f é obtido da expressão 3.36. Para ε , um valor derivado da condição de equilíbrio é estabelecido:

$$\varepsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{\kappa y_P} \quad (3.43)$$

De forma a fixar este valor no volume P , o termo fonte da equação de ε é linearizado da seguinte forma:

$$S_P = -10^{30} ; \quad S_c = 10^{30} \varepsilon_P \quad (3.44)$$

Fronteiras de entrada e saída de massa

Todas as grandezas envolvidas são assumidas uniformes e fixadas nas fronteiras de entrada de massa. Nas saídas, o escoamento é considerado localmente parabólico, i.e., o valor das propriedades nas fronteiras não é afetado pelos valores a jusante. Para k e ε , os valores a serem fixados são dados por (Gosman e Ideriah, 1976):

$$k_{in} = I u_{in}^2 ; \quad \varepsilon_{in} = \frac{k_{in}^{3/2}}{\lambda H} \quad (3.45)$$

onde I é a intensidade de turbulência do escoamento na entrada, assumida igual a 0,03, λ o fator de comprimento de escala (0,005) e H , a altura do ambiente.

Fronteiras de simetria

A condição de gradientes nulos em uma fronteira de simetria pode ser imposta simplesmente igualando o valor das propriedades nas células de fronteira ao valor de suas vizinhas no interior do domínio. Outra alternativa consiste em zerar os coeficientes a_i da Equação 3.26 referentes as células que se encontram nesta fronteira. Este último procedimento facilita o processo de convergência e portanto é adotada neste trabalho.

3.3.4 MÉTODO DE SOLUÇÃO

Conhecidas as condições de contorno para o problema, o sistema de equações algébricas 3.26 gerado para o domínio de solução deve ser resolvido. Embora estas equações estejam escritas na forma linear, seus coeficientes carregam fortes não-linearidades presentes nos termos convectivos e termos fonte, além da dependência de propriedades do fluido e do

coeficientes das linhas vizinhas (e.g.: a_B , a_S , a_N e a_T) sejam conhecidos (avaliados na iteração passada) e portanto podem ser adicionados aos respectivos coeficientes b_P . A matriz resultante possui a forma tri-diagonal e pode então ser resolvida diretamente pelo *TDMA*. Este procedimento é repetido para todas as linhas na direção x , percorrendo todas as posições na direção y e para cada posição na direção z . O método iterativo de Gauss-Siedel é caracterizado pela utilização dos valores mais recentes de ϕ nas linhas vizinhas.

A descrição detalhada do algoritmo de solução da Equação 3.46 é encontrada em Negrão (1995). Três alterações, no entanto, foram realizadas visando melhorar o processo de convergência deste algoritmo. A primeira alteração consiste em aplicar o método *TDMA* não em apenas uma, mas em duas direções, o que torna o processo de convergência mais estável. A segunda diz respeito ao acoplamento entre os campos de pressão e velocidade, onde foi adotado o método *SIMPLEC*. A utilização deste método reduz a necessidade de uma sub-relaxação severa para a obtenção da convergência (Maliska, 1995). A última alteração se refere a forma de cálculo dos resíduos da Equação 3.46 durante o processo iterativo (Equação 3.47). Os resíduos são agora normalizados pelo somatório do módulo dos termos $a_P\phi_P$ em todos os pontos do domínio.

$$R = \frac{\sum_{j=1}^N \left| a_{P,j} \phi_{P,j} - \sum_i^n a_{i,j} \phi_{i,j} - b_j \right|}{\sum_{j=1}^N \left| a_{P,j} \phi_{P,j} \right|} \quad i = O,L,S,N,B,T \quad (3.47)$$

onde R é o resíduo normalizado, N é o número de volumes do domínio e n é o número de volumes vizinhos ao volume P . Nas três equações de conservação da quantidade de movimento, o resíduo é normalizado pelo módulo da velocidade resultante em P ($\phi_{P,j} = \sqrt{u_{P,j}^2 + v_{P,j}^2 + w_{P,j}^2}$). A exceção é feita para a equação de conservação da massa, onde o resíduo é o próprio desbalanço da equação da continuidade:

$$R = \sum_{i=1}^N \left| C_{o,i} - C_{l,i} + C_{s,i} - C_{n,i} + C_{b,i} - C_{t,i} + (\bar{\rho}_i - \rho_i)_P V_{P,i} / \delta t \right| \quad (3.48)$$

onde $C_{f,i}$ é o fluxo de massa na face f do volume i . Para esta equação, a normalização é feita dividindo o resíduo R (Equação 3.48) por seu valor calculado na segunda iteração – R_2 . Neste

procedimento, deve-se atentar para o fato de que uma boa estimativa inicial para o escoamento fará com que R_2 seja pequeno, e conseqüentemente o resíduo normalizado (Equação 3.49) pode assumir valores relativamente elevados, mesmo após a convergência ter sido alcançada.

$$R_m = \frac{R}{R_2} \quad (3.49)$$

A solução do domínio de *CFD* é assumida convergida quando o maior dentre os resíduos para as variáveis calculadas for menor ou igual a um valor máximo admissível - ψ .

$$\max. [R_m, R_u, R_v, R_w, R_T, R_k, R_\varepsilon] < \psi \quad (3.50)$$

3.4 ACOPLAMENTO ENTRE AS *REDES NODAIS* E *CFD*

Nas seções anteriores, foram apresentados dois modelos (*Redes Nodais* e *CFD*) utilizados na simulação térmica de edificações. Cada um destes modelos permite acesso aos parâmetros ligados ao comportamento térmico de uma edificação e às condições de ocupação no seu interior. O primeiro os focaliza de maneira global e o último de forma distribuída.

O modelo de *Redes Nodais* possibilita a análise globalizada para uma ou mais zonas da edificação, a partir do conhecimento das condições climáticas. A hipótese de uniformidade das propriedades do fluido (ar) e do escoamento no interior das zonas, impede a avaliação de gradientes caso estes existam. Além disso, a utilização de correlações empíricas para descrever os processos de transferência de calor e massa contribui para aumentar o grau de incerteza dos resultados, já que estas correlações não são derivadas de leis físicas e sim levantadas para situações específicas.

A solução das equações de *CFD*, por sua vez, possibilita a determinação dos parâmetros climáticos em um número considerável de pontos dentro de uma zona. Isto permite a observação dos gradientes das propriedades do ar e também uma avaliação mais adequada da transferência de calor nas superfícies da zona. Todavia, a dificuldade em estabelecer as condições de contorno do problema e o considerável esforço computacional requerido pelo método impedem o seu emprego em toda a edificação, restringindo a análise a zonas isoladas.

Comparando estes modelos, observa-se que além de possuírem formulação matemática semelhante, as deficiências encontradas no modelo das *Redes Nodais* coincidem com as potencialidades do *CFD*, e vice-versa. Isto sugere portanto o acoplamento de ambos. Com a união dos dois modelos, os gradientes das propriedades do escoamento e o fluxo de calor através das superfícies internas da zona podem agora ser conhecidos através da solução do *CFD* e informadas à rede nodal para que seja determinado o comportamento térmico das demais zonas. Por outro lado, as condições de contorno para o domínio de *CFD* podem ser estabelecidas através da rede nodal a partir do conhecimento dos dados climáticos externos, permitindo a simulação de situações mais próximas à realidade.

3.4.1 TÉCNICAS DE ACOPLAMENTO

Em virtude dos objetivos deste trabalho, somente o acoplamento para as equações de conservação da energia é considerado. Os efeitos dos fluxos de massa no meio externo e nas zonas vizinhas sobre o escoamento na zona simulada através do acoplamento não são levados em conta. Esta zona é considerada estanque e o fluxo de entrada e saída de massa do seu interior só é permitido através de equipamentos de climatização.

Negrão (1995) investigou três técnicas diferentes para este acoplamento :

- Acoplamento via coeficientes convectivos;
- Solução seqüencial;
- Solução simultânea.

Na primeira técnica, os modelos permanecem inalterados e a comunicação entre os domínios se dá através dos coeficientes convectivos das superfícies internas da zona. Na segunda, a equação da energia para o ar no modelo de *Redes Nodais* é substituída pela equação da energia do modelo de *CFD*. Nesta duas técnicas não há interação entre os modelos dentro do mesmo intervalo de tempo, mas uma solução ocorre após a outra.

Assim como na solução seqüencial, a técnica de solução simultânea também envolve a substituição da equação da energia, porém os modelos agora interagem durante o mesmo intervalo de tempo. Embora mais dispendiosa do ponto de vista computacional, esta última técnica é apontada como a que apresenta os melhores resultados para um determinado

δt . As soluções obtidas com as duas outras técnicas tendem a convergir para a solução simultânea a medida em que são empregados intervalos de tempo menores.

3.4.2 SOLUÇÃO SIMULTÂNEA

Nesta técnica, utilizada no presente trabalho, a representação completa do problema físico é feita através das equações das *Redes Nodais* (Equação 3.11), com exceção do nó que representa o volume de ar no interior da zona; este é substituído por um domínio de *CFD*. Além disso, a Equação 3.3, que representa o balanço de energia nas superfícies internas, sofre uma pequena alteração:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_f V_f T_f) = \sum_{j=1}^{n_f} K_{j,f} (T_j - T_f) + Q_f + S_f V_f \quad (3.49)$$

Note que a parcela devida à transferência de calor por convecção Q_f é agora avaliada diretamente através da Equação 3.50, calculada com base em informações detalhadas do escoamento.

$$Q_f = \sum_{i=1}^n c_{p,a} \Theta_{i,f} (T_{a,i} - T_f) \quad (3.50)$$

onde Q_f é o calor total trocado entre a superfície f e as células adjacentes do domínio de *CFD*, ou seja, a soma das transferências de calor com todas as células em contato com a superfície, n é o número total de células adjacentes à superfície, $\Theta_{i,f}$ é o coeficiente da função de parede (Equações 3.39 e 3.41), T_f é a temperatura da superfície, $T_{a,i}$ é a temperatura do ar nestas células e $c_{p,a}$, o seu calor específico.

Considerando o acoplamento simultâneo para a zona tomada como exemplo na seção 3.2.4, o sistema de equações para os balanços de energia na zona pode ser escrito na forma mostrada na Figura 3.10. Comparando este sistema com o sistema anterior (Figura 3.4), observa-se que a linha referente ao balanço de energia para o ar na zona foi suprimida e que, agora, as trocas convectivas entre o ar e as superfícies internas da zona são adicionadas ao vetor dos termos fonte b através dos termos Q_f . Assumindo conhecidos os Q_f , a matriz da Figura 3.10 pode ser processada como antes, resultando em matrizes particionadas e reduzidas para os elementos construtivos, similares às mostradas na Figura 3.5a. A matriz para o balanço de energia nas superfícies internas, no entanto, apresenta um formato diferente

CFD. Uma vez que as soluções são interdependentes, um processo iterativo deve ocorrer entre ambas. O algoritmo completo é mostrado no Apêndice A.

Uma vez que o processo de substituição retroativa para obtenção de T_f é sensivelmente mais rápido do que uma iteração do domínio de *CFD*, T_f pode ser determinado a cada iteração deste domínio. Entretanto, para facilitar a convergência e reduzir o esforço computacional, a avaliação destas temperaturas pode alternativamente ser realizada a cada n (e.g.: $n=10$) iterações deste domínio.

Satisfeito o critério de convergência para o domínio de *CFD*, as temperaturas para os elementos construtivos são então determinadas e seus valores armazenados como valores presentes. Em seguida, o domínio da rede nodal é avançado para o próximo intervalo de tempo e o processo iterativo, re-inicializado. A descrição completa deste método de acoplamento e sua solução pode ser encontrada em Negrão (1995).

CAPÍTULO 4

CONFORTO TÉRMICO

4.1 INTRODUÇÃO

A climatização de ambientes tem como objetivo principal proporcionar uma sensação de bem-estar a seus ocupantes, permitindo a eles desenvolver suas atividades com maior eficiência, dentro de um clima saudável. Neste contexto, a condição de equilíbrio térmico entre o indivíduo e o meio que o cerca exerce um importante papel na sensação de conforto.

No presente capítulo, serão discutidos os diversos fatores que determinam o conforto térmico em zonas ocupadas e apresentados os modelos propostos por Fanger (1970) para a sua avaliação. Um modelo para cálculo da temperatura média radiante baseado em manequins será também apresentado.

4.2 CONFORTO TÉRMICO

Definido como “condição mental na qual se expressa satisfação com o ambiente térmico” (ISO 7730, 1984), o conforto térmico resulta da combinação de parâmetros, ligados ao ambiente e à sua ocupação, que proporciona aos ocupantes de uma zona uma sensação de neutralidade térmica em relação ao meio.

Dentre os parâmetros que direta ou indiretamente afetam a sensação de conforto térmico, os que exercem maior influência são: velocidade relativa do ar, temperatura de bulbo seco, conteúdo de umidade do ar, temperatura das superfícies ‘visíveis’ ao indivíduo e o nível de atividade e de vestuário de seus ocupantes. Além destes fatores, particularidades ligadas à fisiologia de cada indivíduo fazem com que pessoas distintas manifestem sensações de conforto diferenciadas, mesmo quando submetidas às mesmas condições.

Diferentes combinações destes parâmetros, no entanto, podem levar um indivíduo a sentir-se confortável, havendo com isso a necessidade de se determinar quais combinações geram esta condição. Muitos modelos têm sido propostos com esta finalidade, porém a grande maioria considera os efeitos de um ou dois parâmetros isoladamente, carecendo de uma maior generalidade para o tratamento de situações reais. Dentre os modelos existentes, o modelo proposto por Fanger (1970) alcançou grande aceitação, sendo o mais utilizado atualmente.

Em seu modelo, Fanger estabeleceu três condições para o conforto térmico:

- O corpo humano como um todo deve estar em equilíbrio térmico com o meio;
- A secreção de suor deve estar dentro dos limites de conforto;
- A temperatura da pele deve estar dentro dos limites de conforto.

A condição de equilíbrio térmico é geralmente atingida graças ao complexo sistema termo-regulatório humano que, através de mecanismos como a sudorese e a vaso-constricção, procura manter a temperatura corporal constante, liberando o calor gerado no metabolismo para o meio. A eficiência deste sistema proporciona o balanço térmico dentro de uma larga faixa de variação dos parâmetros climáticos; todavia a sensação de conforto só é experimentada num estreito intervalo desta faixa.

Através da análise da transferência de calor entre uma pessoa vestida e o ambiente, e apoiado por testes experimentais¹, Fanger derivou uma equação para o conforto térmico em função dos parâmetros já citados. Esta equação combina os diferentes parâmetros ambientais e de ocupação que satisfazem a condição de equilíbrio térmico.

4.3 MODELO DE FANGER PARA AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO

O balanço de energia para o corpo humano, proposto por Fanger, pode ser expresso através de uma dupla igualdade (Equação 4.1). Isto significa que todo o calor produzido pelo organismo é dissipado para o meio, não havendo armazenamento de calor no seu interior.

$$M \pm W - E - RES = K_{cl} = \pm R \pm C \quad (4.1)$$

¹ A descrição completa destes experimentos pode ser encontrada em Fanger (1970).

Na Equação 4.1, M representa a produção de energia devido ao metabolismo, W é a parcela de energia consumida (ou produzida) por trabalho mecânico externo, E corresponde à troca de calor por difusão de vapor d'água na pele e por evaporação do suor na sua superfície, e RES é o calor perdido na respiração. A condução de calor através do vestuário é expressa por K_{cl} , enquanto R e C representam as trocas de calor com o meio por radiação e convecção respectivamente.

Os termos da equação 4.1 são expressos em função dos parâmetros ambientais e de ocupação (Apêndice B). Substituindo tais termos por suas respectivas expressões em unidades do sistema internacional – SI , chega-se a seguinte igualdade (também conhecida como equação do conforto):

$$\begin{aligned} & (M - W) - 3,05 \times 10^{-3} \left[5733 - 6,99(M - W) - P_a \right] - 0,42 \left[(M - W) - 58,15 \right] \\ & - 1,72 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) - 0,0014 M(34 - T_a) = 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} \cdot \\ & \left[(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4 \right] - f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a) \end{aligned} \quad (4.2)$$

onde T_{cl} é a temperatura da superfície externa do vestuário (Equação 4.3) e h_{cl} é o coeficiente de transferência de calor convectivo nesta superfície (Equação 4.4). O fator de área do vestuário – f_{cl} – é obtido em função de sua resistência térmica I_{cl} ¹, através da Equação 4.5. T_a é a temperatura do ar, T_{mr} é a temperatura média radiante e P_a , a pressão parcial de vapor d'água no ar.

$$\begin{aligned} T_{cl} = & 37,5 - 0,0028(M - W) - 0,155 I_{cl} \left\{ (M - W) - 3,05 \times 10^{-3} \cdot \right. \\ & \left[5733 - 6,99(M - W) - P_a \right] - 0,42 \left[(M - W) - 58,15 \right] \\ & \left. - 1,7 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) - 0,0014 M(34 - T_a) \right\} \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$h_{cl} = \begin{cases} 12,1 \sqrt{v_a} & \text{para } 2,38 (T_{cl} - T_a)^{0,25} < 12,1 \sqrt{v_a} \\ 2,38 (T_{cl} - T_a)^{0,25} & \text{para } 2,38 (T_{cl} - T_a)^{0,25} > 12,1 \sqrt{v_a} \end{cases} \quad (4.4)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 0,2 I_{cl} & \text{para } I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1 I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (4.5)$$

Na Equação 4.4, v_a é a velocidade relativa entre o corpo e o ar a sua volta.

¹ A resistência térmica do vestuário é definida como $I_{cl} = R_{cl}/0,21$, onde R_{cl} é a resistência térmica total entre a pele e a superfície externa do vestuário ($m^2 K/W$). A unidade de I_{cl} utilizada é o clo (1 clo = $0,155 m^2 \cdot K/W$).

4.3.1 EQUAÇÃO DO CONFORTO

Fanger reconheceu que o grau de desconforto manifestado por um indivíduo está associado à carga térmica L de seu corpo (Equação 4.6). Esta carga é definida como a “diferença entre a produção interna de calor e o calor perdido para o meio por um indivíduo mantido dentro de limites de conforto de sudorese e de temperatura média da pele, no nível de atividade em que ele se encontra” (Fanger, 1970). Na condição de conforto, a carga térmica para o indivíduo é nula; porém a medida em que esta aumenta, a sensação experimentada tende a se distanciar daquela condição.

$$L = (M - W) - 3,05 \times 10^{-3} \left[5733 - 6,99 (M - W) - P_a \right] - 0,42 \left[(M - W) - 58,15 \right] - 1,72 \times 10^{-5} M (5867 - P_a) - 0,0014 M (34 - T_a) - 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} \cdot \left[(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4 \right] + f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a) \quad (4.6)$$

A partir de resultados experimentais, Fanger correlacionou a carga térmica dos indivíduos com a sua sensação de conforto, estabelecendo dois índices para avaliar as condições de conforto térmico em ambientes de clima ameno.

4.4 ÍNDICES *PMV* & *PPD*

Os índices propostos por Fanger para acessar o estado médio de conforto para um grupo de indivíduos são: *PMV* (*Predicted Mean Vote*) e *PPD* (*Predicted Percentage of Dissatisfied*). Estes índices revelam a sensação de conforto experimentada pelos indivíduos e o grau de satisfação manifestado por eles em relação ao clima.

O *PMV* ou voto médio previsto (Equação 4.7) indica a sensação de conforto para um grande grupo de indivíduos em função de sua atividade e vestuário, da temperatura, velocidade relativa e umidade do ar, e da temperatura média radiante. A escala de *PMV* varia de - 3 a + 3, tendo como referência os seguintes valores mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Escala de valores para o *PMV*.

-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
Muito frio	frio	ligeiramente frio	neutro	ligeiramente quente	quente	Muito quente

$$\begin{aligned}
 PMV = & \left(0,303 e^{-0,036 M} + 0,028\right) \left\{ (M - W) - 0,35 \left[5733 - 6,99 (M - W) - P_a \right] \right. \\
 & - 0,42 \left[(M - W) - 58,15 \right] - 1,7 \times 10^{-5} M (5867 - P_a) - 0,0014 M (34 - T_a) \\
 & \left. - 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} \left[(T_{cl} + 273)^4 - (T_{rr} + 273)^4 \right] - f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a) \right\} \quad (4.7)
 \end{aligned}$$

O *PPD* ou percentagem prevista de insatisfeitos fornece a quantidade de indivíduos potencialmente insatisfeitos com o clima. Este índice é obtido em função do *PMV* através da Equação 4.8. O seu valor mínimo (5,0 %) é alcançado na condição de neutralidade ($PMV=0$), como pode ser visto na Figura 4.1.

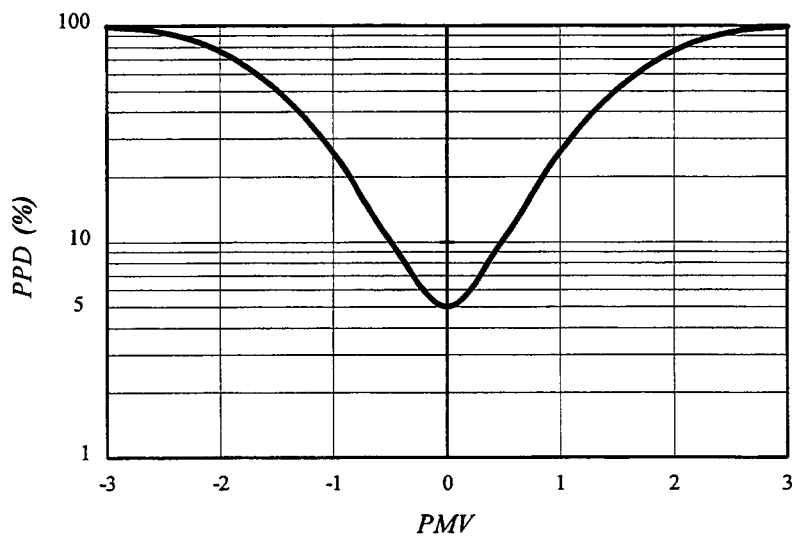


Figura 4.1 - Variação do *PPD* em função do *PMV*.

$$PPD = 100 - 95 e^{-\left(0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2\right)} \quad (4.8)$$

Este limite corresponde ao fato de ser impossível satisfazer simultaneamente todos os indivíduos em relação ao conforto térmico, mesmo utilizando um sistema de climatização perfeito capaz de criar condições absolutamente uniformes no ambiente.

4.5 RISCO DE *DRAUGHT* - *PD*

O *PMV* e o *PPD* todavia não permitem a verificação de desconforto em regiões localizadas do corpo humano, uma vez que foram derivados a partir do balanço de energia para o indivíduo como um todo. Em vista disso, Fanger *et al.* (1988) estabeleceram um índice

complementar, denominado *PD* (*Percentage of Dissatisfied*), para avaliar o risco de *draught*¹. Este índice está relacionado aos parâmetros climáticos locais e à intensidade de turbulência do escoamento de ar. Os autores salientam que este risco existe particularmente em atividades sedentárias, sendo raramente acusada para atividades mais intensas. Nestes casos, o *PMV* é suficiente para avaliar o conforto térmico.

A percentagem de insatisfeitos devido à sensação de *draught* (Equação 4.9) é obtida em função da temperatura do ar – T_a , da velocidade média do ar (ao longo tempo) – \bar{v}_a – e da intensidade de turbulência do escoamento – T_u – (Apêndice C).

$$PD = 3,143 (34 - T_a) (\bar{v}_a - 0,05)^{0,6223} + 0,3696 \bar{v}_a T_u (34 - T_a) (\bar{v}_a - 0,05)^{0,6223} \quad (4.9)$$

Analisando ambientes climatizados através de ventilação por deslocamento, Melikov *et al.* (1990) estipularam que, para haver conforto em um ambiente, a percentagem de insatisfeitos devido ao *draught* não deve exceder a 15 %. Existem poucas informações desta natureza para os demais sistemas de climatização, fazendo com que este limite seja geralmente aplicado também nestes casos.

4.6 TEMPERATURA MÉDIA RADIANTE

Outro item que influencia consideravelmente a sensação de conforto do indivíduo vem ser a temperatura média radiante – T_{mr} . Esta é definida como a temperatura uniforme das superfícies ‘vizinhas’ ao indivíduo (consideradas emissoras perfeitas) que proporciona a mesma troca de calor por radiação na situação real. A T_{mr} é função da postura, do vestuário e da posição do indivíduo na zona.

A determinação acurada da T_{mr} é contudo extremamente complicada devido a complexa anatomia do corpo humano. Uma forma simplificada de cálculo consiste em tomar a T_{mr} como a média das temperaturas das superfícies adjacentes ao indivíduo ponderada por suas respectivas áreas. Esta prática, no entanto, implica num valor único para a T_{mr} em toda a zona, podendo induzir a uma avaliação errônea do conforto térmico no ambiente, uma vez que não estão sendo consideradas a posição e a postura do indivíduo em relação às superfícies.

¹ A sensação de *draught* refere-se ao desconforto provocado pelo resfriamento de parte do corpo devido a movimentação de ar.

No presente modelo, a T_{mr} é avaliada para um manequim em pé, posicionado em vários pontos no interior de uma zona. Este manequim (Figura 4.2) é composto por sete paralelepípedos que representam as várias partes do corpo humano (cabeça, tronco, membros superiores e inferiores). Os paralelepípedos são dimensionados (tabela da Figura 4.2) de forma a reproduzir as proporções de um indivíduo adulto e esbelto. Suas dimensões são obtidas em função da altura H_M do manequim, e somente a dimensão P_M é fixada independentemente das demais.

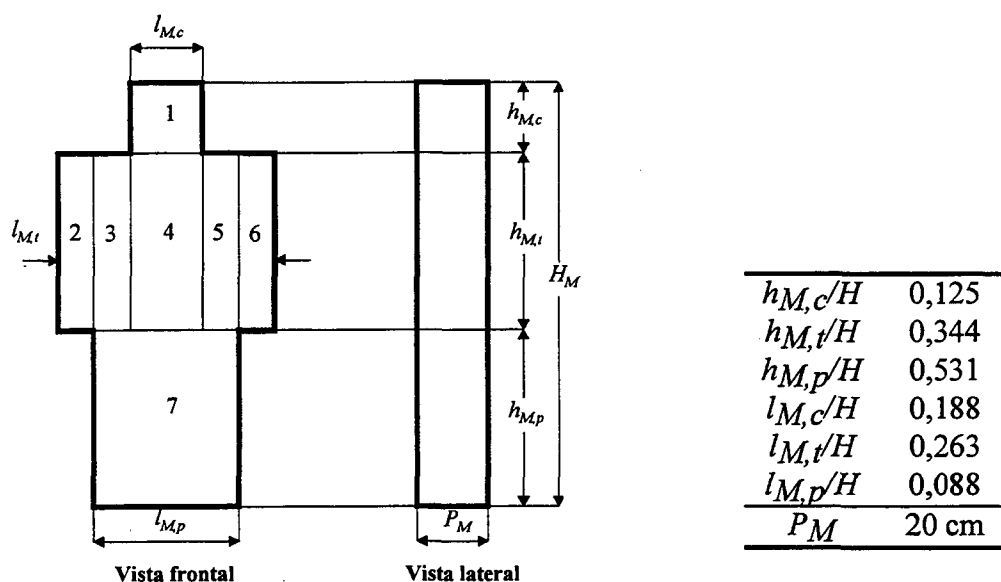


Figura 4.2 - Composição e dimensões do manequim.

Estes paralelepípedos podem ainda ser rearranjados de forma a representar o indivíduo em outras posições (e.g.: sentado, deitado, etc.), e com isso possibilitar o acesso às condições de conforto térmico para uma série de outras situações.

Para cada uma das faces ‘visíveis’ dos paralelepípedos, é determinada uma temperatura radiante plana – T_{rp} – (Equação 4.10) em função dos fatores de forma – F_{p-i} , entre a face p e cada uma das n superfícies internas da zona, e das temperaturas – T_i – destas superfícies.

$$T_{rp} = \left[\sum_{i=1}^n F_{p-i} T_i^4 \right]^{1/4} \quad (4.10)$$

Os fatores de forma F_{p-i} são obtidos a partir de combinações algébricas dos fatores de forma entre planos retangulares paralelos ou perpendiculares, cujas expressões são encontradas na literatura (Clarke, 1985).

Conhecidas as temperaturas radiantes planas de todas as faces ‘visíveis’, a T_{mr} é então calculada como a média das T_{rp} , ponderada pelas áreas de suas respectivas faces:

$$T_{mr} = \left[\sum_{j=1}^m A_j T_{rp,j}^4 / A_T \right]^{1/4} \quad (4.13)$$

onde m é o número de faces expostas do manequim (neste caso, $m = 27$), A_j corresponde à área da face j e A_T é a área superficial total do manequim. O desenvolvimento das equações 4.10 e 4.13 é apresentado no Apêndice D.

4.7 ALGORITMO DE CONFORTO

As condições climáticas no interior das zonas podem ser determinadas de duas maneiras. A primeira delas consiste na simulação da rede nodal que representa a edificação. Esta aproximação possibilita uma análise global das condições de conforto das zonas, baseada na hipótese de uniformidade do clima no interior destes ambientes. Na segunda, a edificação é também simulada através da rede nodal, mas uma de suas zonas pode ser simulada através de uma malha de *CFD* acoplada à rede. Nesta abordagem, as condições climáticas de um recinto podem ser conhecidas ponto a ponto.

Com base nos resultados da simulação, pode-se então avaliar os índices de conforto em todas as partes da edificação. Dependendo da forma como foi tratada cada zona (rede nodal ou *CFD*), as condições de conforto podem ser conhecidas de forma global e/ou localizada. Nestas análises, o nível de atividades dos ocupantes, seu vestuário e a umidade absoluta do ar são previamente estabelecidos.

No tratamento global, a temperatura do ar é obtida a partir da simulação, e a velocidade do ar deve ser fixada, com base em valores sugeridos por normas, *handbooks*, etc. A temperatura média radiante é calculada como a média das temperaturas das superfícies internas do ambiente, ponderada por suas respectivas áreas. Neste caso, o conforto térmico é acessado através dos índices *PMV* e *PPD*, não sendo possível avaliar o risco de *draught*.

Para as zonas simuladas através do acoplamento, o conforto térmico pode ser avaliado tanto de forma global (semelhante ao procedimento descrito acima) como

distribuída. Na análise distribuída, a velocidade e a temperatura do ar são calculadas como a média aritmética de seus valores na região que vai dos pés à cabeça (1,80 m por exemplo), para cada posição do plano horizontal da zona. A pressão parcial do vapor d'água é determinada em função da umidade absoluta do ar, considerada uniforme. A distribuição de temperatura média radiante no plano horizontal é calculada através de um manequim. O *PMV* e o *PPD* são obtidos para cada posição horizontal em função das propriedades médias verticais (velocidade e temperatura do ar) e da T_{mr} . O risco de *draught* é avaliado através do *PD* em todos os pontos do interior da zona. O algoritmo para avaliação do conforto térmico distribuído é apresentado no Apêndice E.

CAPÍTULO 5

VALIDAÇÃO

5.1 INTRODUÇÃO

Os modelos de *Redes Nodais* e *CFD* apresentados no capítulo 3 têm demonstrado, através de comparações com modelos similares e experimentos, serem adequados à representação do comportamento térmico de edificações; todavia o trabalho de validação prossegue visando aumentar o grau de confiança nestes modelos.

Durante o presente trabalho, o código de *CFD* (denominado *domain flow simulation* – *dfs*) sofreu uma série de modificações: substituição dos esquemas híbrido e *SIMPLE* pelos esquemas *PLDS* e *SIMPLEC*, respectivamente. Desta forma, este capítulo será dedicado à verificação da validade do código com estas alterações. O método de *Redes Nodais* já foi submetido a outros processos de validação e portanto não será verificado.

Para um caso isotérmico de ventilação forçada, os resultados do *dfs* são comparados com medições experimentais e com resultados obtidos com um código comercial de *CFD* (*Fluent* - ver. 4.3, Fluent, 1995). A capacidade deste modelo para tratar problemas envolvendo convecção mista será também avaliada através de um caso não-isotérmico.

5.2 CASOS ANALISADOS

Os casos aqui tratados foram investigados por um grupo internacional de pesquisadores com o objetivo de validar códigos computacionais aplicados à área de edificações. Os resultados encontram-se descritos no relatório final do Anexo 20, elaborado pela Agência Internacional de Energia - *IEA* (Lemaire, 1992). Ambos os casos (isotérmico e não-isotérmico) envolvem ventilação forçada bi-dimensional no interior de uma zona cujas dimensões podem ser vistas na Figura 5.1.

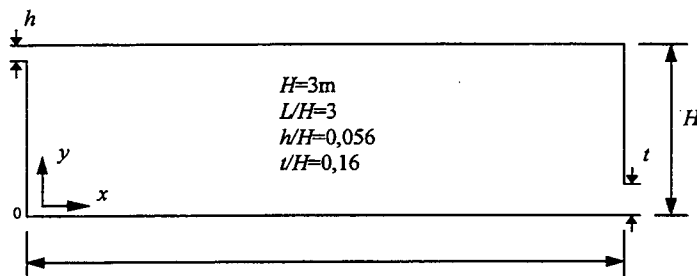


Figura 5.1 - Geometria da zona.

O ar é insuflado (na direção normal) por uma abertura de altura h , situada junto ao forro, com uma velocidade - u_0 de 0,455 m/s, o que corresponde a um número de Reynolds ($Re=\rho u_0 h/\mu$) igual a 5000, e é exaurido por uma abertura de altura t , localizada no lado oposto da zona, junto ao piso.

O interior da sala é discretizado através de uma malha não-uniforme, contendo 20x20 células (Loomans, 1995). As aberturas de insuflamento e exaustão são representadas por duas e quatro células, respectivamente.

5.2.1 CASO ISOTÉRMICO

Este caso consiste em um escoamento turbulento e isotérmico, em regime permanente, onde o ar no interior da zona é mantido a 20°C. Na abertura de insuflamento, tanto a velocidade u_0 quanto a temperatura do ar (20°C) são prescritas, enquanto na saída é adotada uma condição de derivada nula para estas grandezas.

Inicialmente, os resultados gerados pelo *dfs* com a malha '20x20' são confrontados com os obtidos para uma malha mais refinada (30x30 células); este procedimento visa avaliar a sensibilidade dos resultados em relação à malha empregada.

Comparando os perfis de velocidade da componente horizontal u (normalizada pela velocidade de insuflamento u_0) e de intensidade de turbulência em duas posições no interior da zona, $x/H = 1$ e $x/H = 2$ (figuras 5.2a e 5.2b respectivamente), observa-se que os resultados fornecidos pelas duas malhas são praticamente coincidentes. O mesmo acontece com estes perfis em duas outras posições na horizontal, $y=H-h/2$ e $y=h/2$ (figuras 5.3a e 5.3b).

Comparação com resultados experimentais

Nas figuras 5.4a e 5.4b, os perfis de velocidade e de intensidade de turbulência (malha 20x20), em $x/H=1$ e $x/H=2$, são comparados com as medições realizadas por Nielsen (1990) através de anemometria a *laser*. Verifica-se que os resultados obtidos pelo *dfs* estão em concordância com os valores experimentais. Os perfis fornecidos pelo *dfs*, todavia, tendem a se afastar dos valores experimentais a medida que as velocidades diminuem. Nas duas outras posições – $y=H-h/2$ e $y=h/2$ – (figuras 5.5a e 5.5b respectivamente), as recirculações nos cantos da zona, acusadas pelas medições, não são reproduzidas pelas simulações numéricas, reforçando a idéia de que o modelo de turbulência adotado não consegue descrever os escoamentos a baixas velocidades.

Comparação com o Fluent

Os resultados do *dfs* com a malha '20x20' são agora confrontados com os obtidos pelo código comercial *Fluent* com a mesma malha. O *Fluent* foi escolhido devido a sua disponibilidade e ao fato de possuir algumas características semelhantes ao *dfs*, tais como: esquema de interpolação *PLDS*, método *SIMPLEC* para o acoplamento pressão-velocidade, modelo de turbulência *k-ε* padrão, funções de parede e resíduos normalizados de maneira semelhante. A diferença mais significativa entre os dois códigos fica por conta do arranjo das malhas para as grandezas escalares e vetoriais: O *dfs* utiliza o arranjo desencontrado enquanto o *Fluent* usa o colocalizado.

Nas simulações, os fatores de sub-relaxação e o critério de convergência utilizados são os mesmos para ambos os códigos. O processo iterativo é considerado convergido quando o maior dentre os resíduos (normalizados) calculados para a conservação da massa, quantidade de movimento e grandezas de turbulência estiver abaixo de 0,001. Os escoamentos preditos pelo *dfs* e pelo *Fluent* são semelhantes (figuras 5.6a e 5.6b), apresentando duas regiões distintas: Uma região onde o ar insuflado escoia paralelamente às paredes superior e direita, saindo no canto inferior da extremidade direita, e outra região onde o ar apenas recircula.

É observado, no entanto, que os gradientes de velocidade preditos pelo *dfs* são menores do que os acusados pelo *Fluent* (Figura 5.7b), revelando uma maior difusão da quantidade de movimento no primeiro caso.

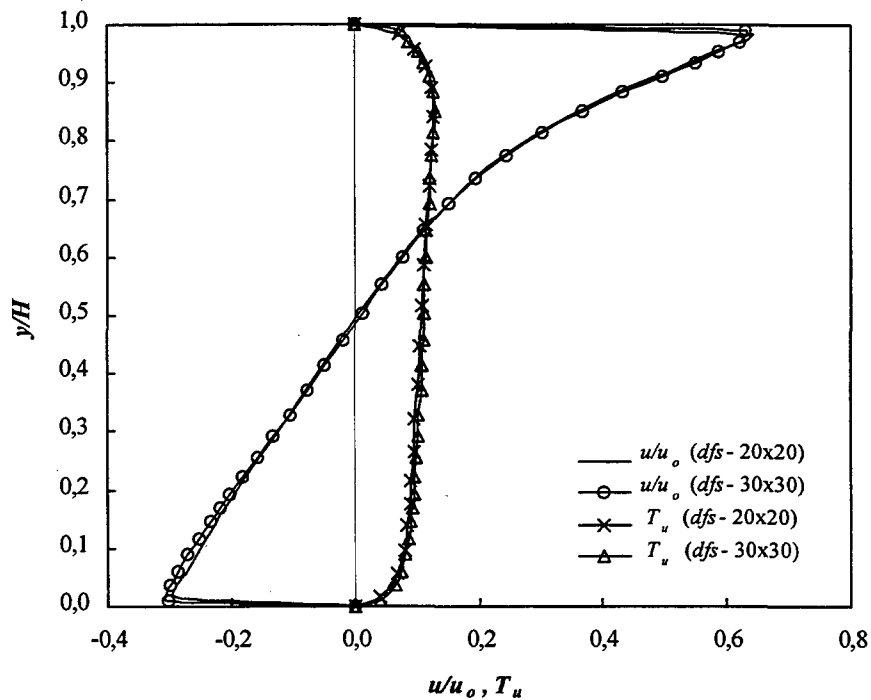
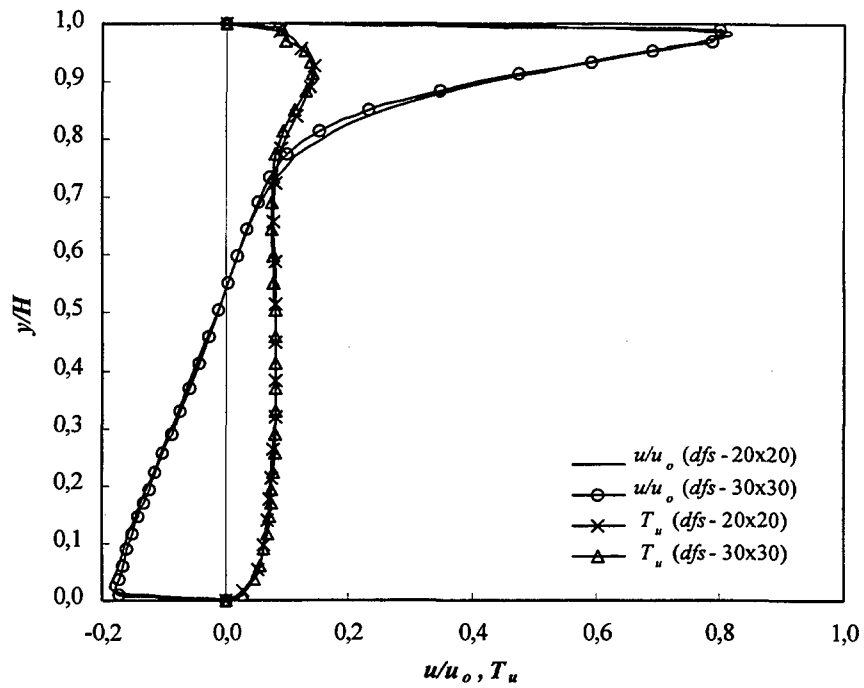
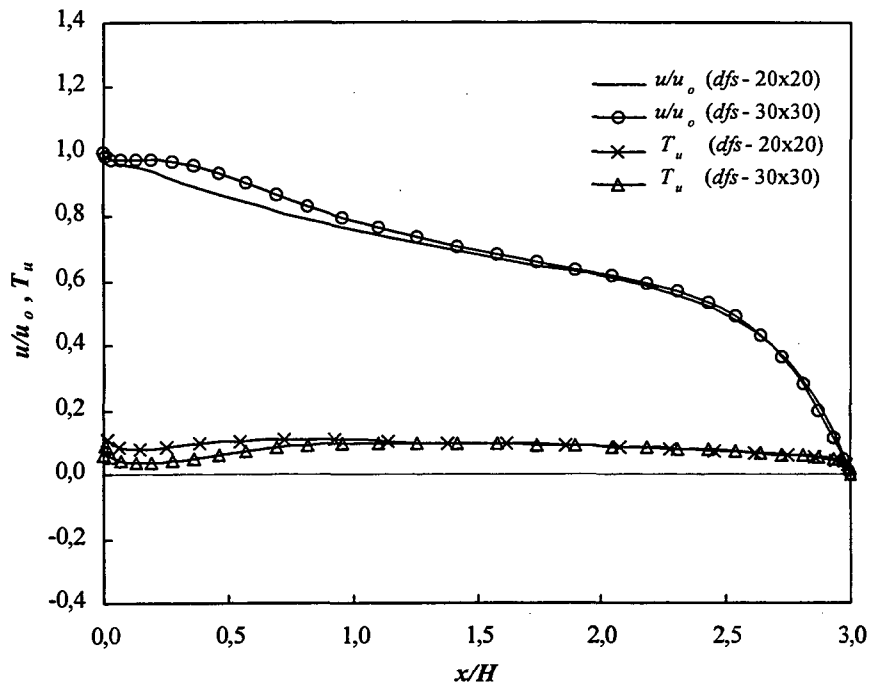
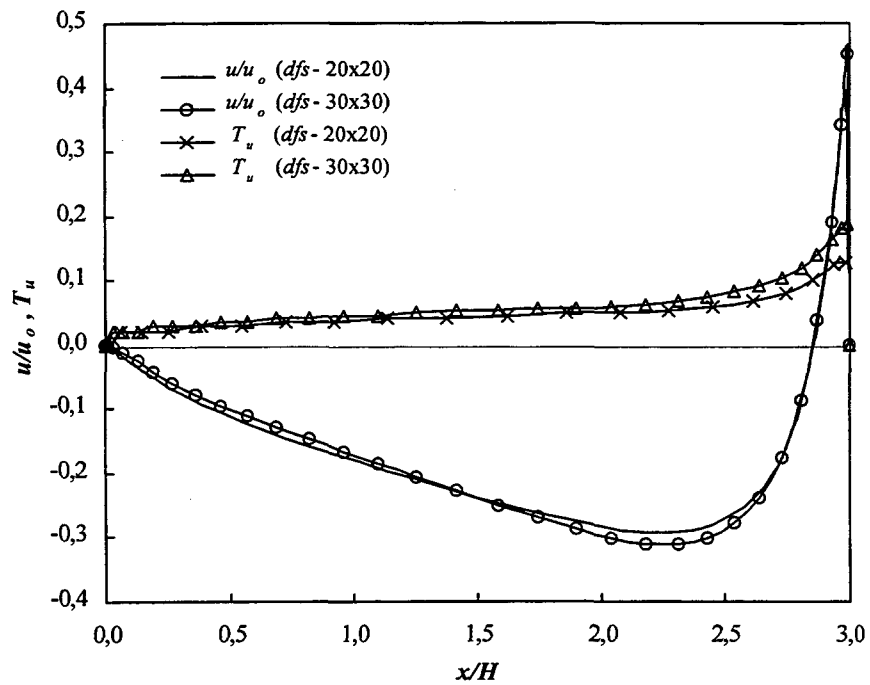


Figura 5.2 - Perfis de velocidade (comp. horizontal) - u/u_o - e de intensidade de turbulência - T_u - preditos pelo *dfs* (malhas 20x20 e 30x30), em duas posições da zona: (a) $x/H=1$ e (b) $x/H=2$.

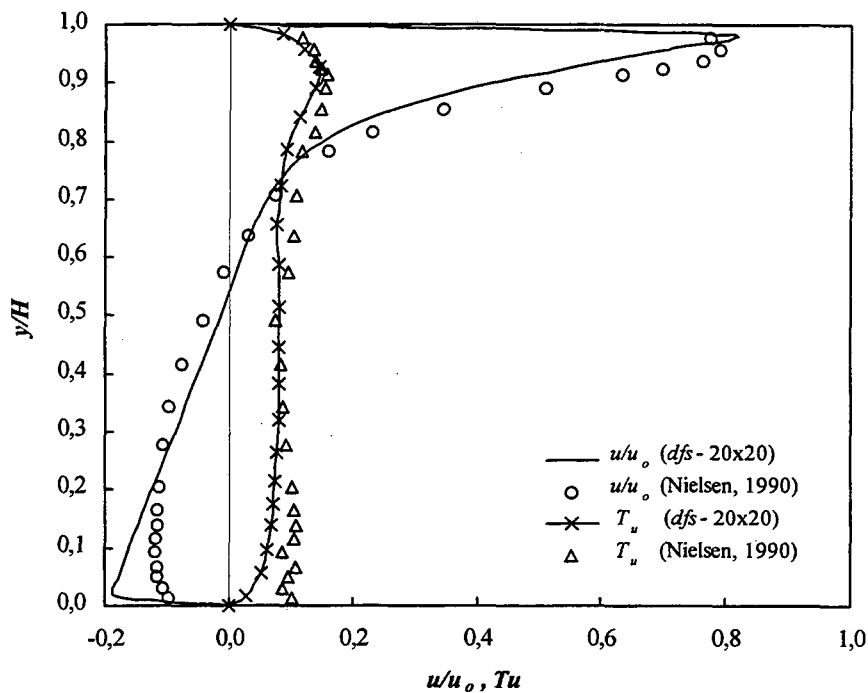


(a)

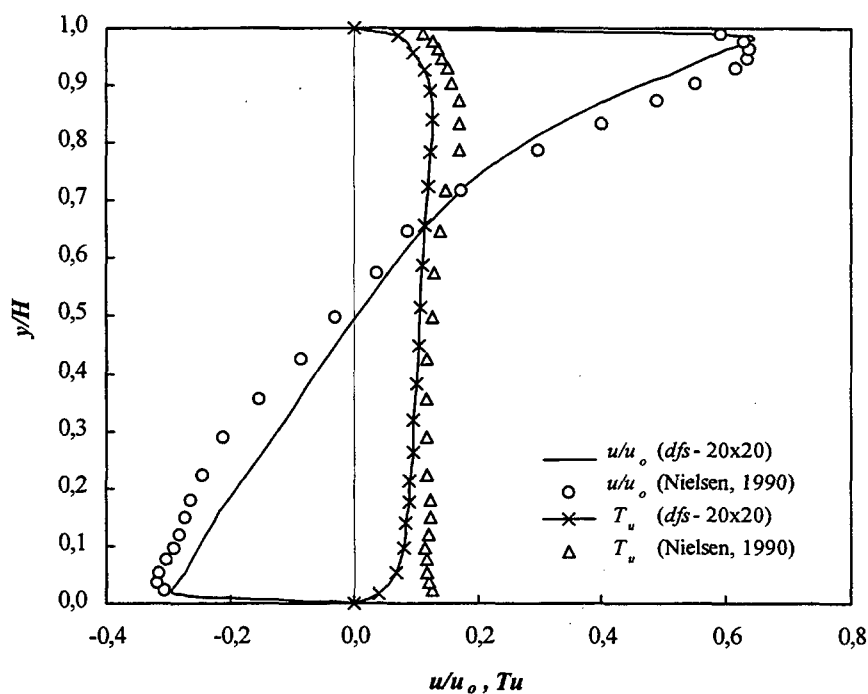


(b)

Figura 5.3 - Perfis de velocidade (comp. horizontal) $- u/u_0$ - e de intensidade de turbulência $- T_u$ - preditos pelo *dfs* (malhas 20x20 e 30x30), em duas posições da zona: (a) $y=H-h/2$ e (b) $y=h/2$.

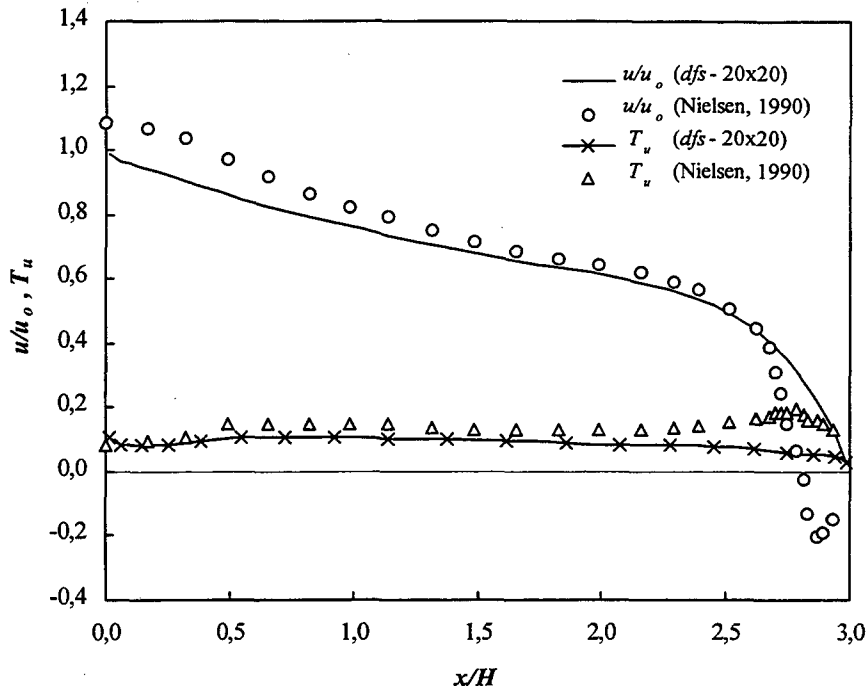


(a)

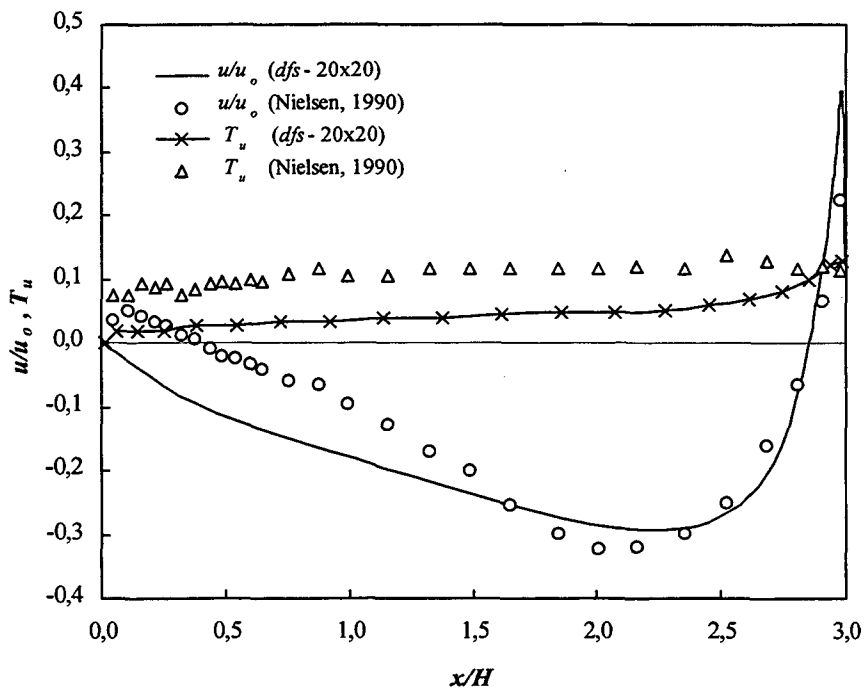


(b)

Figura 5.4 - Comparação entre perfis de velocidade (comp. horizontal) – u/u_o – e de intensidade de turbulência – T_u – preditos pelo dfs (malha 20x20) e resultados experimentais (Nielsen, 1990), em duas posições da zona: (a) $x/H=1$ e (b) $x/H=2$.

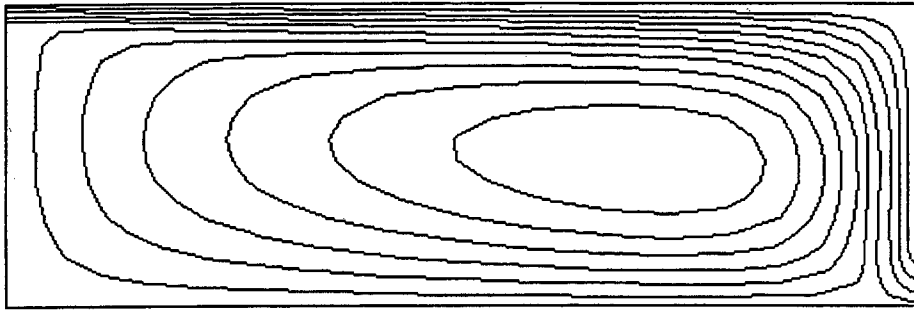


(a)

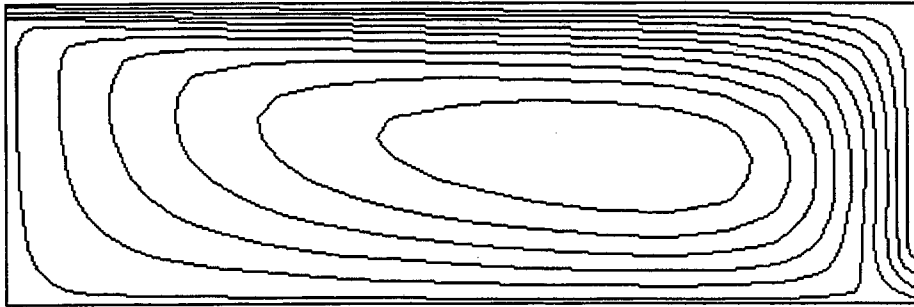


(b)

Figura 5.5 - Comparação entre perfis de velocidade (comp. horizontal) – u/u_0 – e de intensidade de turbulência – T_u – preditos pelo *dfs* (malha 20x20) e resultados experimentais (Nielsen, 1990), em duas posições da zona: (a) $y=H-h/2$ e (b) $y=h/2$.

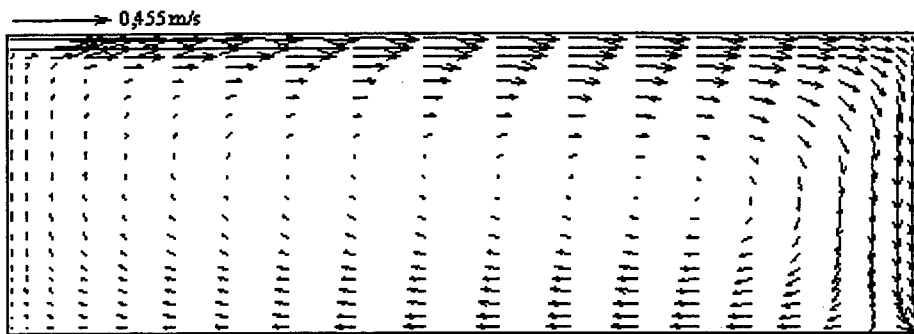


(a)

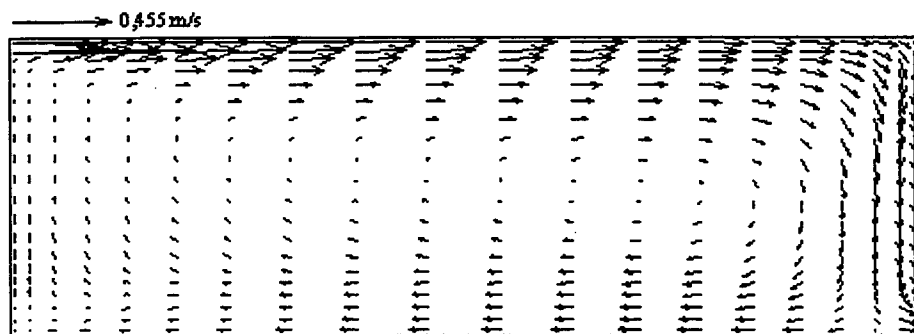


(b)

Figura 5.6 - Linhas de corrente do escoamento no interior da zona: (a) *dfs* e (b) *Fluent*.



(a)



(b)

Figura 5.7 - Escoamento no interior da zona: (a) *dfs* e (b) *Fluent*.

5.2.2 CASO NÃO-ISOTÉRMICO

Mantidas a geometria e a velocidade de insuflamento do caso anterior, o escoamento no interior da zona envolve agora a presença de convecção mista. O efeito de empuxo é obtido através do insuflamento de ar frio na zona. Para compensar a perda de calor, é estabelecido um fluxo de calor $-Q$ na superfície inferior da zona (Figura 5.8) de forma a manter a temperatura média da sala em torno de 20°C (as demais superfícies da zona são adiabáticas).

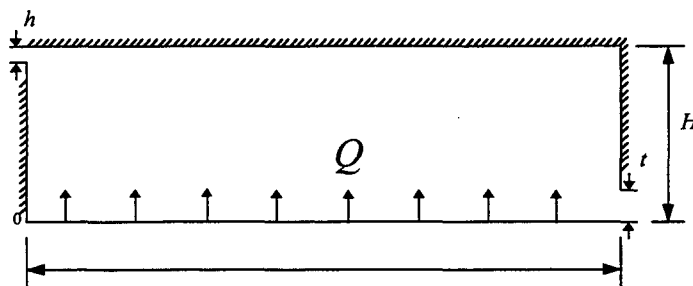


Figura 5.8 - Zona para o caso não-isotérmico.

Considerando a temperatura do ar na saída igual a temperatura média da sala, o fluxo de calor a ser injetado é determinado através do seguinte balanço:

$$Q = \rho \dot{V} c_p \Delta T \quad (5.1)$$

onde \dot{V} é a vazão do ar insuflado e ΔT é a diferença de temperatura entre o ar insuflado e o ar que sai da zona. O escoamento no interior da zona foi simulado para vários números de Arquimedes. O número de Arquimedes $-Ar$ é definido como a razão entre as forças de empuxo e de inércia no escoamento, e é dado pela expressão:

$$Ar = \frac{\beta g h \Delta T}{u_{in}^2} \quad (5.2)$$

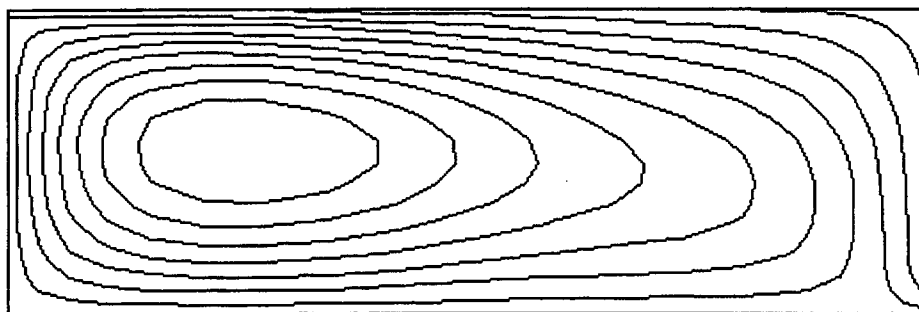
onde β é o coeficiente de expansão térmica do ar, h é a altura da abertura de insuflamento, ΔT é a diferença de temperatura do ar entre o insuflamento e a saída e u_{in} é a velocidade de insuflamento do ar ($= u_0$). Os números de Arquimedes considerados, com seus respectivos fluxos de calor, foram $Ar=0,12$ ($Q=405\text{W}$) e $Ar=0,16$ ($Q=536\text{W}$). A falta de medições experimentais limita a presente análise à comparação com os resultados fornecidos pelo *Fluent*.

Comparação com o *Fluent*

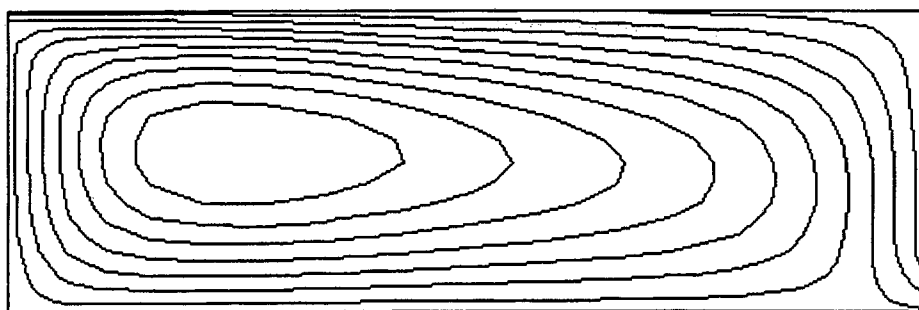
Partindo do campo de velocidades calculado para o caso isotérmico (malha '20x20'), é determinado primeiramente o escoamento no interior da zona para $Ar = 0,12$. As linhas de corrente do escoamento (figuras 5.9a e 5.9b) mostram que os resultados fornecidos por ambos os códigos estão em conformidade um com o outro. Comparando estes resultados com os obtidos no caso anterior, observa-se que com a presença dos efeitos de empuxo, o centro de recirculação do ar na zona se desloca da direita para a esquerda. No escoamento próximo às paredes, os gradientes no campo de velocidade obtido pelo *dfs* (Figura 5.10a) continuam menores que os apresentados pelo *Fluent* (Figura 5.10b).

Assumindo o campo para $Ar = 0,12$ como estimativa inicial, obtém-se o escoamento para $Ar = 0,16$. Desta vez, os resultados fornecidos pelo *dfs* diferem dos obtidos pelo *Fluent*. As linhas de corrente do *dfs* (Figura 5.11a) indicam uma recirculação de ar mais intensa do que a acusada pelo *Fluent* (Figura 5.11b). Além disso, o campo de velocidade obtido pelo *dfs* (Figura 5.12a) mostra que, na região de descida do ar, o escoamento é mais lento do que o indicado pelo *Fluent* (Figura 5.12b), revelando a presença de efeitos de empuxo mais pronunciados nos resultados do *dfs*. Em ambos os casos, vê-se que a penetração do jato insuflado tende a diminuir com o aumento de Ar .

A partir de um determinado número de Arquimedes – $Ar_{crítico}$, ocorre uma inversão do escoamento conforme mostra a Figura 5.13. Os resultados obtidos por Chen, reportados no Anexo 20, indicaram a ocorrência desta inversão a partir de $Ar = 0,143$. Lemaire (1992), por sua vez, observou a dependência do $Ar_{crítico}$ em relação ao campo inicial de solução; seus valores críticos estão na faixa de 0,173 a 0,175. Este comportamento sugere uma instabilidade no escoamento. Para tentar identificar a influência das condições iniciais sobre o escoamento, são simulados novamente os escoamentos para $Ar = 0,12$ e 0,16 com os dois códigos, desta vez partindo de um campo inicial nulo. Os resultados de ambos os códigos para $Ar = 0,12$ são idênticos aos anteriores (figuras 5.9a e 5.9b). Para $Ar=0,16$, o escoamento predito pelo *dfs* (Figura 5.13) mostra-se invertido em relação ao escoamento calculado a partir de $Ar = 0,12$, enquanto os resultados do *Fluent* apresentam a mesma configuração anterior (Figura 5.12b). Os resultados preditos pelo *dfs* concordam qualitativamente com os obtidos pelos referidos autores.

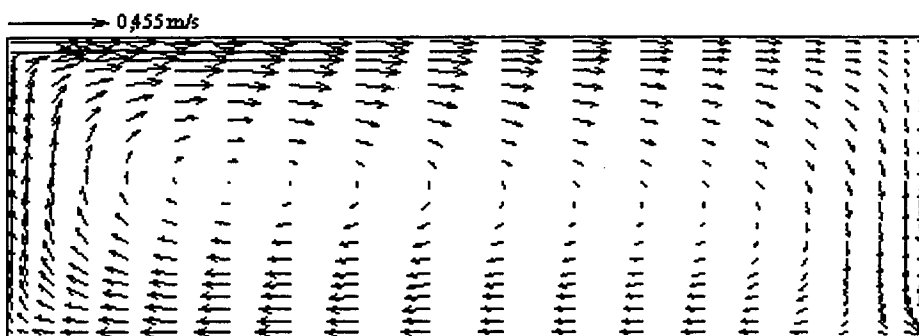


(a)

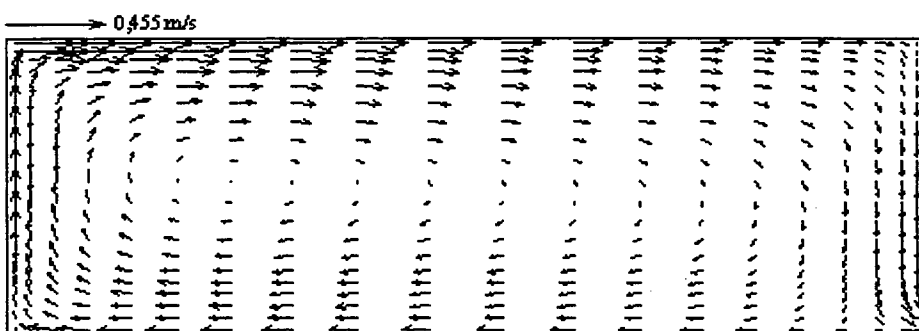


(b)

Figura 5.9 - Linhas de corrente do escoamento no interior da zona ($Ar=0,12$): (a) *dfs* e (b) *Fluent*.

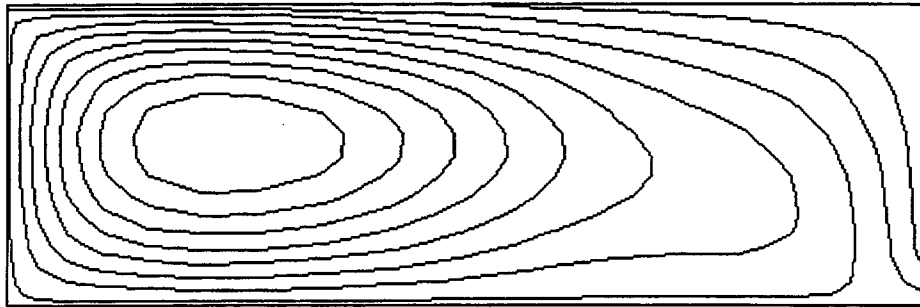


(a)

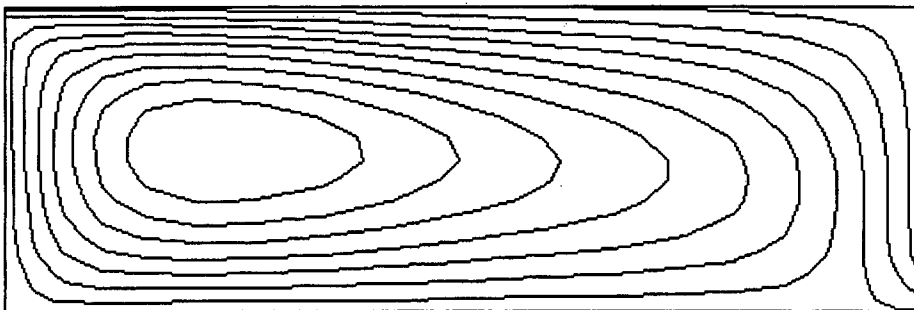


(b)

Figura 5.10 - Escoamento no interior da zona ($Ar=0,12$): (a) *dfs* e (b) *Fluent*.

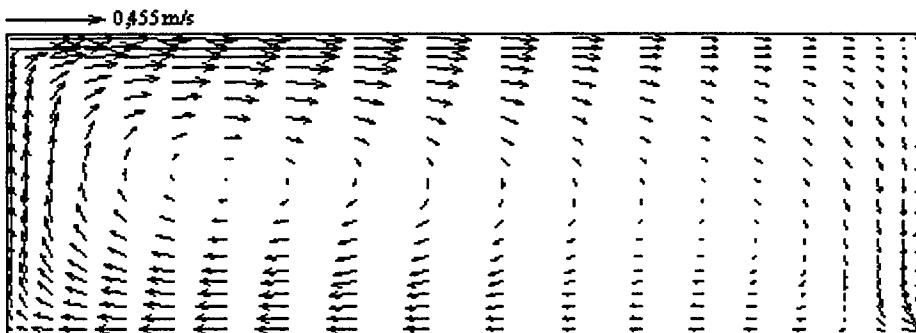


(a)

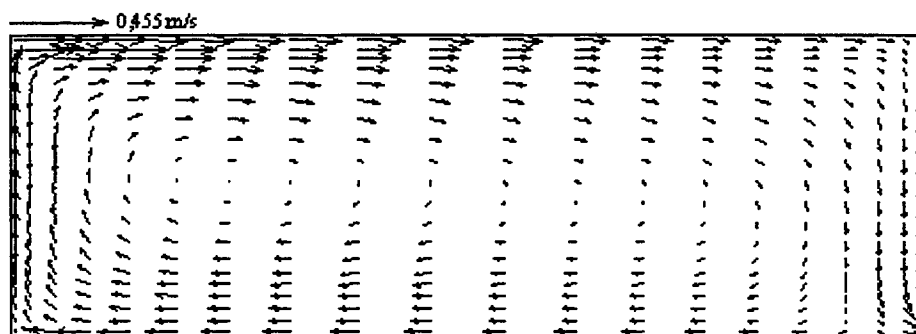


(b)

Figura 5.11 - Linhas de corrente do escoamento no interior da zona ($Ar=0,16$): (a) *dfs* e (b) *Fluent*.



(a)



(b)

Figura 5.12 - Escoamento no interior da zona ($Ar=0,16$): (a) *dfs* e (b) *Fluent*.

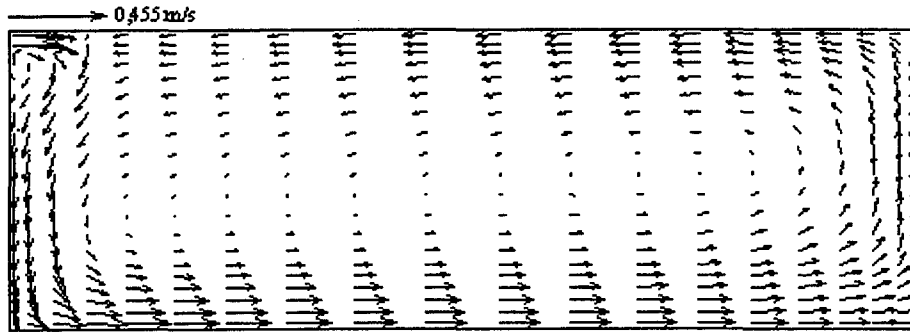


Figura 5.13 - Escoamento de ar no interior da zona ($Ar = 0,16$) obtido pelo *dfs* a partir de um campo inicial nulo.

Os resultados obtidos, contudo, não são conclusivos em relação ao fenômeno de inversão observado e à sua dependência em relação às condições iniciais. Uma investigação mais detalhada deve ser realizada na tentativa de determinar o número de Arquimedes crítico no qual ocorre a inversão do escoamento e de verificar se a dependência da solução com a estimativa inicial se deve a uma instabilidade do escoamento ou apenas a um problema numérico.

CAPÍTULO 6

APLICAÇÕES

6.1 INTRODUÇÃO

Os modelos de simulação térmica de edificações e conforto térmico, apresentados nos capítulos 3 e 4, são explorados neste capítulo através de sua aplicação a uma edificação destinada a atividades de escritório. Quatro zonas da edificação são consideradas, sendo três delas ocupadas e climatizadas por condicionadores de ar de janela, e a quarta correspondente ao ático.

As potencialidades dos modelos são exploradas através de simulações de situações típicas de inverno e verão. As condições climáticas e de conforto térmico são determinadas de forma global nas zonas ocupadas. Em uma destas zonas, as condições de ocupação são também avaliadas de maneira distribuída.

6.2 ESTUDO DE CASO

Uma edificação situada na cidade de Florianópolis (latitude 27°) é concebida para a realização das simulações. A descrição completa da edificação (geometria, elementos construtivos, ganhos casuais, etc.) é realizada através de ferramentas disponíveis no *ESP-r*.

Visando simplificar a configuração do problema, apenas um setor da edificação (Figura 6.1a), constituído de quatro zonas, é simulado. As zonas ocupadas correspondem a: Duas salas destinadas a escritórios e um hall. As fachadas oeste, norte e sul da edificação são externas, enquanto a face leste é interna.

As zonas escolhidas são simuladas inicialmente através do modelo de redes nodais para um dia de inverno e outro de verão (com intervalos de tempo de 5 segundos¹).

¹ As simulações foram realizadas para intervalos de tempo progressivamente menores, até que os resultados se mostrassem independentes do intervalo utilizado. Isto ocorreu para intervalos menores ou iguais a 5 segundos.

As condições climáticas de ambos os dias são apresentadas no Apêndice G. As temperaturas do ar e das superfícies internas das paredes são determinadas através da simulação.

O conforto térmico é avaliado de forma global através dos índices *PMV* e *PPD*. Estes índices são baseados na temperatura do ar, em valores estimados para a velocidade média do ar, em parâmetros relativos à ocupação (nível de atividade metabólica e resistência térmica do vestuário) e na temperatura média radiante (calculada como a média das temperaturas das superfícies internas das zonas, ponderada por suas respectivas áreas).

Em seguida, as mesmas zonas são simuladas novamente através da rede nodal. Todavia, o acoplamento entre os modelos de redes nodais e *CFD* é agora utilizado para a sala 1. Devido ao elevado esforço computacional envolvido na simulação acoplada, esta só é realizada durante um único intervalo de tempo (5 segundos). A malha de *CFD* é utilizada para calcular as condições climáticas (velocidade, temperatura e intensidade de turbulência do ar) em um número finito de pontos distribuídos no interior da zona, enquanto a rede nodal é mantida para o restante da edificação. Os resultados obtidos (temperaturas e fluxos de calor) são comparados com os resultados da simulação anterior e as diferenças mais significativas são enfocadas. Por fim, a distribuição de conforto térmico no interior da zona é determinada.

Conhecidas as temperaturas das superfícies internas da sala 1, o seu campo de temperatura média radiante é determinado através de um manequim (Figura 6.2), medindo 1,80 m de altura. O manequim está localizado nas mesmas posições dos pontos da malha de *CFD* num plano horizontal, e alinhado na direção leste-oeste. As condições de conforto térmico são obtidas a partir do cálculo do *PMV* e *PPD* nestas posições. Adicionalmente, o risco de *draught* é determinado através do índice *PD*, calculado nos pontos da malha de *CFD*.

6.2.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Geometria e aspectos construtivos das zonas

As zonas ocupadas (salas 1 e 2 e o hall) estão dispostas na edificação conforme o *layout* da Figura 6.1b. O pé direito é de 2,85 m. Suas paredes são construídas com tijolos de barro de seis furos e rebocadas em ambos os lados (124 mm de espessura). O forro é formado por uma lage de concreto (122 mm de espessura) e o piso é composto de lajota cerâmica assentada sobre uma lage pré-moldada. O ático da edificação tem 1,71 m de altura em relação ao forro e o telhado é montado com telhas de fibro-cimento (10 mm de espessura).

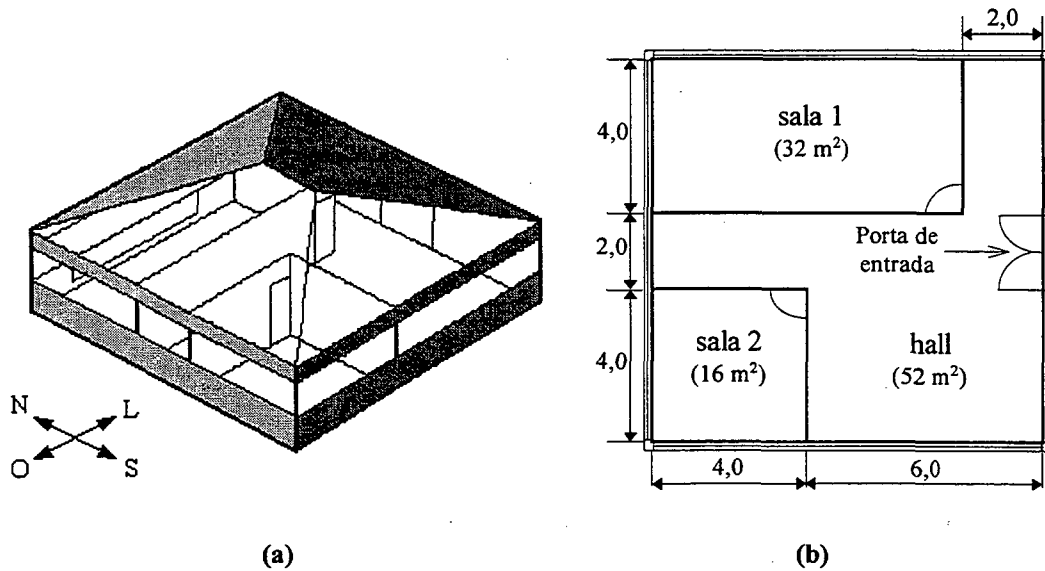


Figura 6.1 - Parte simulada da edificação: (a) Fachada externa da edificação; (b) Planta baixa das zonas ocupadas.

Existem janelas de vidro transparente simples (4,0 mm de espessura) em toda a fachada externa da edificação; elas possuem 1,20 m de altura e estão posicionadas a 1,10 m do piso. As portas que interligam as zonas são feitas em aglomerado de madeira (30 mm de espessura), com 2,10 m de altura e 0,8 cm de largura. A porta de entrada do hall é de vidro (12 mm de espessura) e mede 2,10 m de altura por 2,0 m de largura. As propriedades termofísicas dos materiais construtivos utilizados são apresentadas no Apêndice F. Todas as zonas da edificação são consideradas estanques (não há infiltração de ar e nem migração de umidade através de suas fronteiras).

Operação

A edificação é ocupada durante o período das 8 às 18 horas. Neste período, tanto no verão como no inverno, são considerados ganhos casuais (Tabela 6.1) no interior das zonas sob a forma de calor sensível. Na sala 1, visando reproduzir a presença de uma fonte de calor localizada, é colocado um painel na parede norte (Figura 6.2). Este painel dissipa 500 W de calor de forma convectiva e radiante. Nas demais zonas, são considerados ganhos casuais (250 W) uniformemente distribuídos.

As zonas ocupadas são climatizadas por condicionadores de ar de janela modelo *AIR MASTER* 10.000 BTU/h (Fabricante Multibrás S/A.) de insuflamento lateral. As dimensões e características operacionais do aparelho se encontram na Tabela 6.2. Nas

simulações realizadas, é considerado que estes aparelhos são capazes de remover ou introduzir uma quantidade fixa de calor no interior das zonas. O efeito da capacidade térmica do condicionador e a influência das condições climáticas no seu desempenho não são levados em conta.

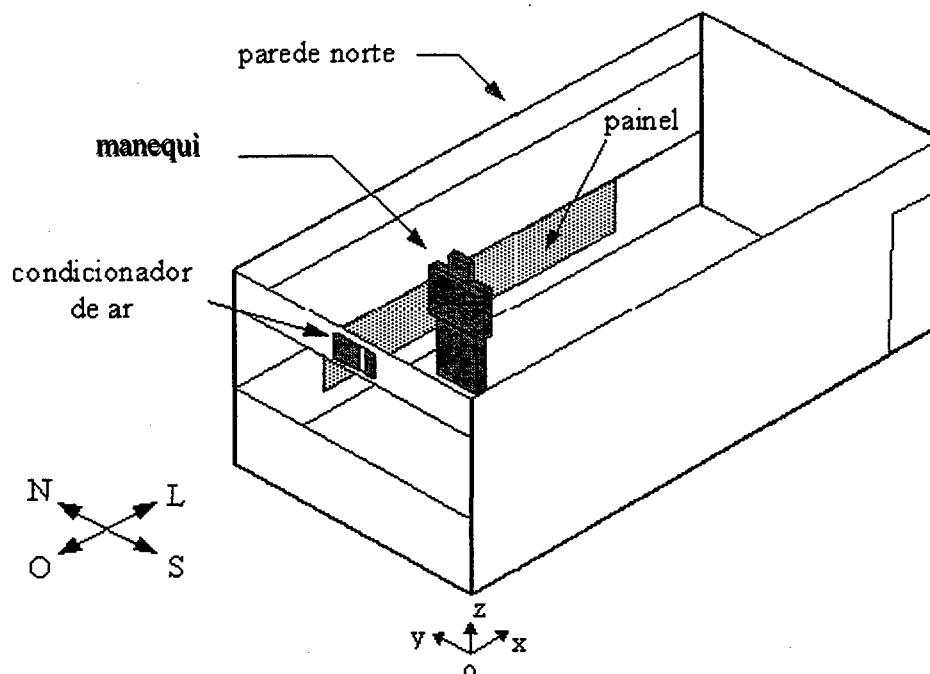


Figura 6.2 - Geometria da sala 1.

Tabela 6.1 - Ganhos casuais nas zonas ocupadas.

Zona	Potência (W)
Sala 1	500
Sala 2	250
Hall	250

Tabela 6.2 Dimensões e características operacionais dos condicionadores de ar (operação de verão).

Modelo AIR-MASTER 10.000 BTU/h	
Capacidade Total (W)	2.635
Fator de calor sensível (-)	0,75
Vazão de ar de insuflamento (m ³ /s)	0,132
Área de face de insuflamento (m ²)	36,4x10 ⁻³
Área de face de retorno (m ²)	119,1x10 ⁻³

Fonte: Multibrás S/A.

O esquema de controle utilizado nestes aparelhos é do tipo *on-off* ideal (i.e. sem atraso), onde a temperatura do ar no retorno é a variável controlada. No verão, o aparelho

entra em funcionamento quando a temperatura do ar no retorno chega a 25 °C e desliga assim que atinge 23 °C, passando então somente a recircular o ar no ambiente. No inverno, ocorre o oposto; o aparelho liga em 23 °C e desliga em 25 °C. Para operação de verão, a capacidade de resfriamento sensível do condicionador é de 2000 W (fator de calor sensível igual a 0,75). Por falta de maiores informações, foi assumido que, no inverno, o condicionador introduz 2500 W de calor na zona.

O ático da edificação é ventilado durante o verão com ar externo, a uma vazão correspondente a seis trocas de ar por hora. Isto ajuda a reduzir a carga térmica da edificação. No inverno, não há ventilação no ático para evitar a perda de calor através do forro das zonas ocupadas.

6.3 SIMULAÇÃO DA EDIFICAÇÃO - OPERAÇÃO DE VERÃO

Para simular a edificação durante o verão, é escolhido um dia com condições climáticas típicas desta época do ano; a variação climática ao longo do dia pode ser vista no Apêndice G . A temperatura do ar externo varia entre 25 e 30 °C, enquanto a intensidade de radiação solar direta e difusa chega a 667 e 443 W/m², respectivamente. Uma brisa incide sobre a edificação com velocidades que não ultrapassam 0,4 m/s.

6.3.1 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DA REDE NODAL

Comportamento térmico

Inicialmente, as zonas são simuladas para a determinação da carga térmica a ser removida durante o período de ocupação. Neste caso, é utilizado um esquema de controle especial, existente no *ESP-r*, que permite a retirada da quantidade de calor necessária para manter a temperatura do ar nas zonas igual a seu valor de *set-point* (neste caso, 24 °C); o calor removido das zona vem a ser a própria carga térmica. A variação da carga térmica das zonas durante o período controlado pode ser vista na Figura 6.3. A carga térmica cresce progressivamente ao longo do dia, até atingir um máximo por volta das 16 horas. Isto representa um atraso entre as variações climáticas e a carga térmica, decorrente do armazenamento térmico na estrutura da edificação. Observando os valores máximos de carga térmica, percebe-se que apenas um condicionador de ar para cada zona já atende plenamente à sua carga térmica.

Simulando novamente a edificação, desta vez com os condicionadores de ar controlados por um esquema *on-off*, obtém-se resultados que reproduzem adequadamente o comportamento térmico das zonas. A Figura 6.4 mostra a variação da temperatura do ar na sala 1 e a taxa de remoção de calor no condicionador durante o período de ocupação. Observa-se que o equipamento liga (capacidade igual a -2000 W) e desliga (capacidade igual a zero) devido a oscilação da temperatura do ar entre 23 e 25 °C (*set-points* indicados pelas linhas tracejadas na Figura 6.4).

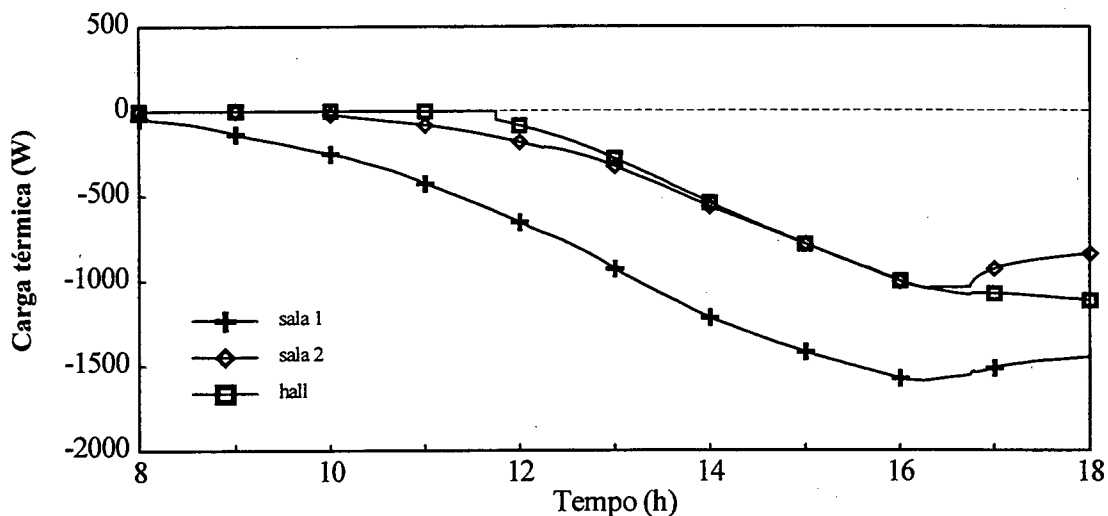


Figura 6.3 - Carga térmica das zonas ocupadas no verão.

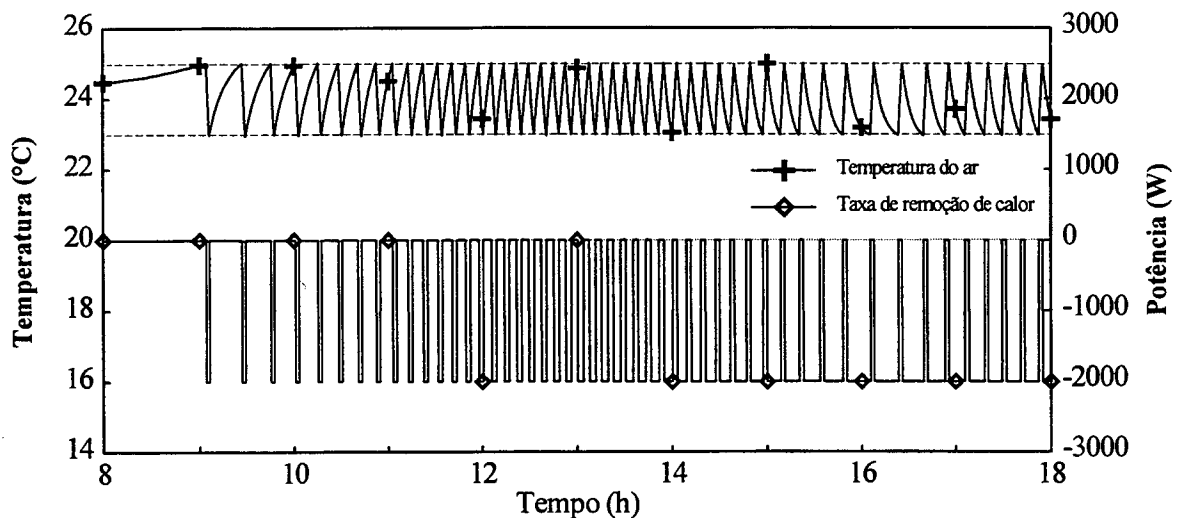


Figura 6.4 - Temperatura do ar e taxa de remoção de calor no condicionador da sala 1 durante o período de ocupação no verão.

Na parte da manhã, quando a carga térmica da zona ainda é pequena, a temperatura do ar no seu interior vai aumentando lentamente até atingir o *set-point* de partida do condicionador. Em funcionamento, o aparelho consegue remover rapidamente a carga do

ambiente, trazendo a temperatura do ar para seu *set-point* de parada. A medida que o dia avança e a carga térmica aumenta, a frequência de ciclagem do condicionador também aumenta, chegando até a 8 ciclos por hora entre as 13 e 14 horas da tarde (o dobro do que ocorre entre 9 e 10 horas da manhã). Aproximando-se da hora de pico da carga térmica, o condicionador passa a funcionar por mais tempo para manter a temperatura do ar dentro da faixa desejada; novamente o número de ciclos é reduzido. No final do período de operação do aparelho, a carga térmica da zona cai e o número de ciclos aumenta mais uma vez.

Nas demais zonas ocupadas (sala 2 e hall), as cargas térmicas são igualmente atendidas pelos respectivos condicionadores. A temperatura do ar na sala 2 apresenta um comportamento similar ao mostrado na sala 1. Contudo, a frequência de oscilação é maior devido à menor intensidade da carga térmica nesta zona. No hall, o condicionador ventila o ambiente durante toda a manhã, só entrando em funcionamento às 13 h. No decorrer da tarde, os ciclos de operação do aparelho se tornam cada vez maiores e mais frequentes. Já próximo ao final do período de funcionamento, a carga térmica da zona tende a estabilizar (Figura 6.3), e a duração e a frequência dos ciclos de *on-off* do condicionador não mais variam (Figura 6.5).

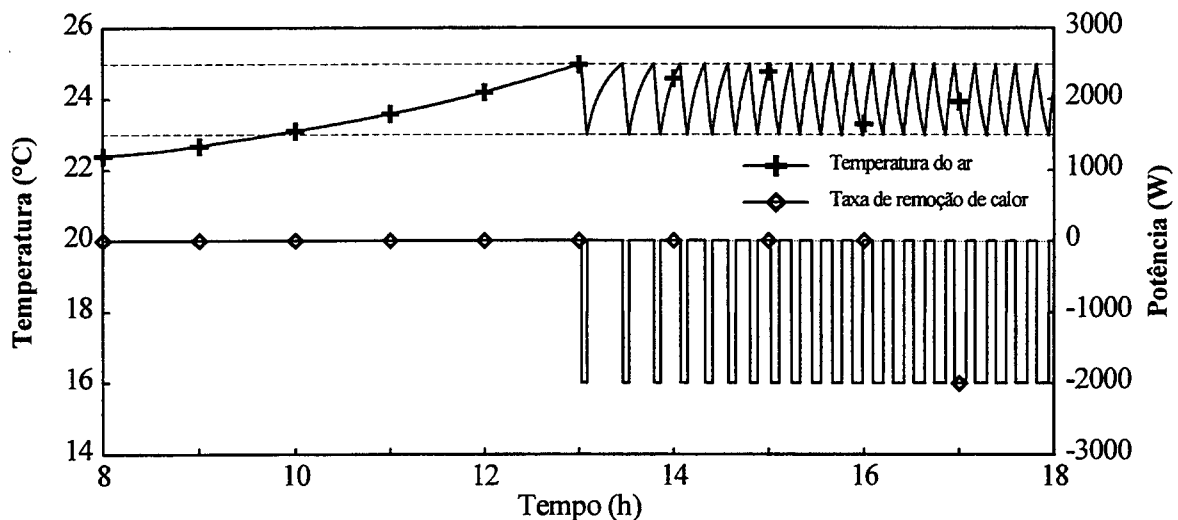


Figura 6.5 - Temperatura do ar e taxa de remoção de calor no condicionador do hall durante o período de ocupação no verão.

Conforto térmico

Para avaliar o conforto térmico no interior das zonas, se faz necessário conhecer a velocidade do ar nestes ambientes. Devido a hipótese de ar completamente misturado, a velocidade é considerada uniforme e não é calculada. Logo, um valor médio para a velocidade

do ar é estimado para que os índices de conforto térmico possam ser determinados (neste caso, $v_{ar} = 0,1 \text{ m/s}$).

Um outro parâmetro climático que precisa ser estimado é a umidade do ar. A umidade absoluta é assumida fixa e igual a $9,3 \text{ g/kg}$ (valor referente à temperatura de $24 \text{ }^\circ\text{C}$ e umidade relativa de 50%). O nível de metabolismo adotado para os ocupantes é de 1 met ($58,2 \text{ W/m}^2$), para atividades leves de escritório, e a resistência térmica do vestuário utilizado é de $0,6 \text{ clo}$ ($0,093 \text{ m}^2 \text{ K/W}$).

O gráfico da Figura 6.6 mostra a variação da temperatura média radiante e dos índices de conforto térmico - PMV e PPD - para a sala 1 durante o período de ocupação. No início da manhã, o PMV e o PPD revelam que, apesar de uma leve sensação de frio, a zona encontra-se confortável. Quando o condicionador de ar entra em operação, as condições de conforto passam a variar de acordo com a variação de temperatura do ar. Nos primeiros ciclos, a queda de temperatura na zona faz com que o PPD aumente abruptamente, chegando a ultrapassar o limite máximo recomendado pela norma ISO - 7730 (10%).

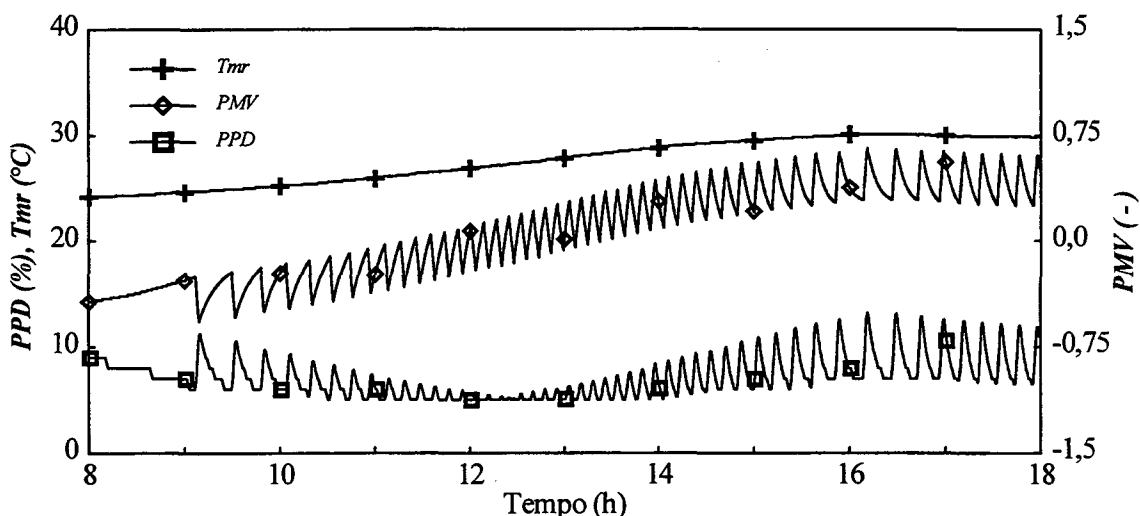


Figura 6.6 - Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - PMV e PPD - na sala 1 durante o período de ocupação no verão.

A medida que a carga térmica do ambiente cresce, como pode ser constatado pelo aumento da temperatura média radiante, o PMV médio aumenta, se aproximando da neutralidade ($PMV \cong 0$), e o PPD fica em torno de 5% . No período da tarde, o PMV passa a indicar uma sensação moderada de calor, que vai se acentuando a medida que se aproxima o horário de carga térmica máxima.

Na sala 2, a variação das condições de conforto térmico apresentam comportamento semelhante ao verificado na sala 1, porém com uma frequência de oscilação maior. Já no hall, a curva de *PMV* mostrada na Figura 6.7 indica uma sensação de frio durante toda a manhã (o *PPD* está bem acima do limite estipulado pela norma). A tarde, quando a temperatura média radiante já é maior, a zona passa a ser confortável, atingindo uma condição de neutralidade no final do período de ocupação.

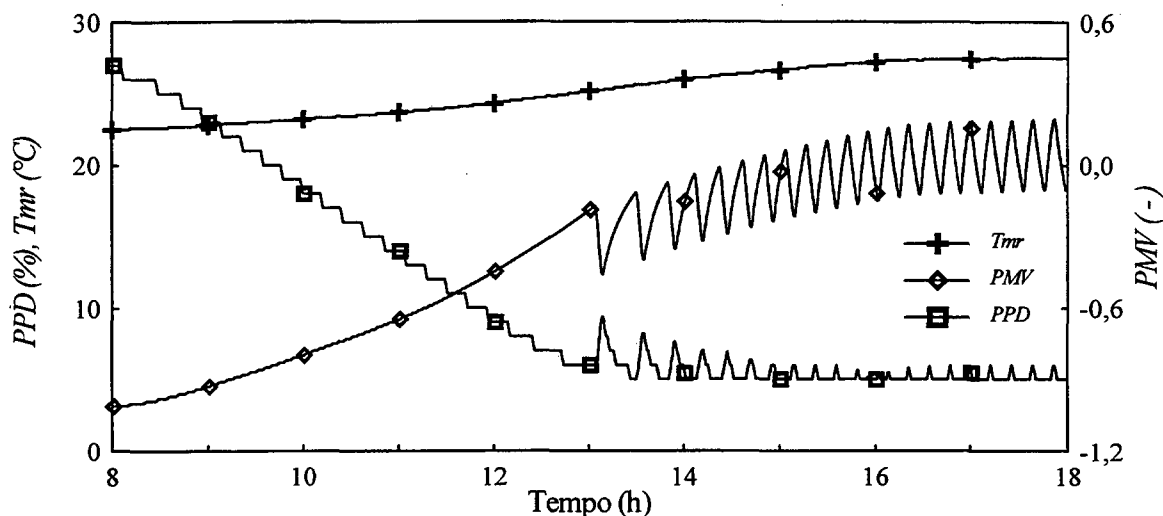


Figura 6.7 - Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - *PMV* e *PPD* - no hall durante o período de ocupação no verão.

Os índices do modelo de conforto de Fanger, todavia, foram levantados originalmente para situações em regime estacionário, onde se assume que o indivíduo está em equilíbrio térmico com o ambiente. Os efeitos do comportamento dinâmico das condições climáticas sobre a sensação de conforto térmico são desconhecidos. Investigações sobre o conforto térmico em regime transiente devem ser conduzidas para verificar a adequação do referido modelo.

6.3.2 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO ACOPLAMENTO REDE NODAL - *CFD*

A simulação anterior é novamente realizada através da rede nodal até que o condicionador reinicie sua operação, após as 15 horas. Neste instante, o nó que representa o volume de ar contido no interior da sala 1 é substituído por uma malha tri-dimensional de *CFD*. A simulação do domínio acoplado é então realizada durante um intervalo de tempo. Desta forma, os parâmetros climáticos são determinados em todos os pontos da malha de *CFD*, permitindo assim a análise das condições de conforto térmico na sala 1 de forma

distribuída. Com a orientação e a posição do manequim, a avaliação do conforto é realizada em posições distantes pelo menos 10 cm da parede mais próxima.

O modelo de *CFD* permite ainda avaliar os efeitos da localização espacial do condicionador de ar sobre o escoamento no interior da zona, o que não é possível através da rede nodal. Sendo assim, duas posições do condicionador são consideradas: A primeira, na linha central da sala, a uma altura de 2,40 m (Figura 6.2), e a segunda, a 1,20 m da linha central (deslocado para a direita), na mesma altura. Em ambos os casos, o jato de ar é insuflado perpendicularmente ao plano frontal do aparelho.

Para realizar a simulação acoplada no *ESP-r*, é necessário fornecer as condições de insuflamento e retorno no domínio de *CFD*. A condição de insuflamento do ar é fornecida através da prescrição do fluxo de massa insuflado e da sua temperatura. O fluxo de massa pode ser expresso em função da vazão de ar insuflada – \dot{V}_{in} – como:

$$\dot{m}_{in} = \rho_{in} \dot{V}_{in} \quad (6.1)$$

onde ρ_{in} é a densidade do ar na temperatura de insuflamento. A densidade do ar é calculada em função de sua temperatura através da expressão¹:

$$\rho(T) = 1,1881 \frac{293,15}{(T + 273,15)} \quad (6.2)$$

onde ρ é a densidade do ar e T , a sua temperatura. Para que o fluxo de massa fique determinado, é preciso então calcular a temperatura de insuflamento. Conhecendo-se a taxa de extração (ou injeção) de calor no condicionador, é possível se obter a temperatura de insuflamento pela expressão abaixo:

$$T_{ins} = T_{ret} + \frac{Q_{in}}{\rho_{in} \dot{V}_{in} c_p} \quad (6.3)$$

onde T_{in} e T_{ret} são as temperaturas do ar no insuflamento e no retorno respectivamente, Q_{in} é a taxa de extração de calor no condicionador, \dot{V}_{in} é a vazão de ar insuflada e c_p , o calor específico do ar (1006 J/kg·K). Substituindo a Equação 6.2 na Equação 6.3 e rearranjando

¹ A expressão para a densidade (Equação 6.2) é derivada da lei de gases perfeitos, considerando uma temperatura de referência de 20 °C.

seus termos, chega-se a uma expressão explícita para T_{in} . Considerando T_{ret} igual à temperatura média da zona (24 °C), tem-se que, para o condicionador adotado ($Q_{in} = -2000$ W e $\dot{V}_{in} = 0,132$ m³/s), o fluxo de massa insuflado é de 0,161 kg/s e a temperatura, de 11,7 °C.

No retorno, é assumido que as propriedades do escoamento a jusante não influenciam o restante do escoamento no interior da zona. Logo, a condição de contorno prescrita nesta região, para estas propriedades, é de derivada nula:

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial \hat{n}} \right|_{ret} = 0 \quad (6.3)$$

onde ϕ corresponde às propriedades do escoamento e \hat{n} é o vetor unitário que indica a direção normal ao plano da abertura do retorno.

Nas simulações, é empregada uma malha não-uniforme de 40x30x22 células (26.400 nós). O critério de convergência adotado é o seguinte: Os resíduos (normalizados) para as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e das grandezas turbulentas devem ser inferiores a 1×10^{-3} , e o resíduo normalizado da equação da energia, menor do que 1×10^{-6} .

CONDICIONADOR DE AR POSICIONADO NA LINHA CENTRAL DA SALA

Comportamento térmico

O escoamento no plano médio da sala 1 (perpendicular ao plano frontal do condicionador) pode ser visualizado através da Figura 6.8. É observado que o jato de ar insuflado penetra até a metade da sala, descendo em seguida devido ao empuxo.

Na região de queda do jato, o ar escoava com velocidade em torno de 0,8 m/s na altura da cabeça (1,80 m) e 0,2 m/s na altura dos pés; fora desta região, no entanto, a velocidade do ar é baixa (0,1m/s).

A utilização da velocidade média integrada na altura no cálculo dos índices de conforto é portanto uma boa aproximação em todas as posições da zona, exceto na região de queda do jato, onde os gradientes de velocidade na direção vertical podem provocar desconforto localizado.

A Figura 6.9 apresenta o campo médio de velocidade na região de ocupação da zona (região que vai dos pés até a altura da cabeça). Este campo representa a média aritmética do módulo das velocidades na direção vertical para cada posição na região de ocupação. A distribuição de velocidade média mostra que o ar escoava lentamente na primeira metade da sala, com velocidades inferiores a 0,15 m/s, sendo acelerado pelo jato descendente na segunda metade, chegando a alcançar velocidades de até 0,4 m/s.

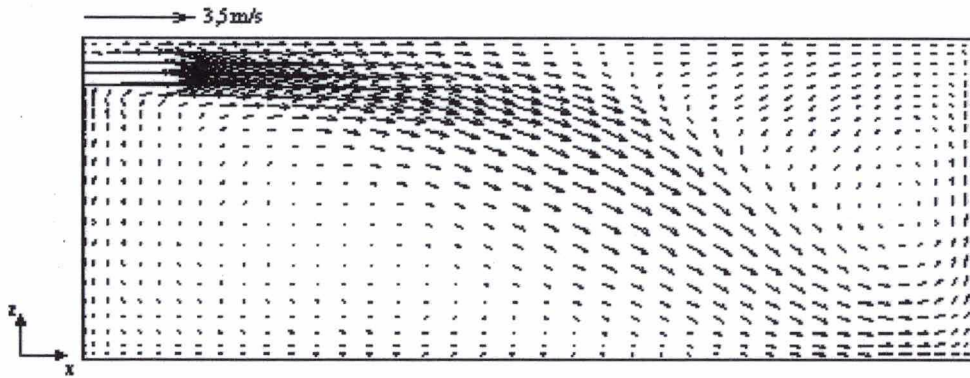


Figura 6.8 - Escoamento de ar na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – condicionador centrado).

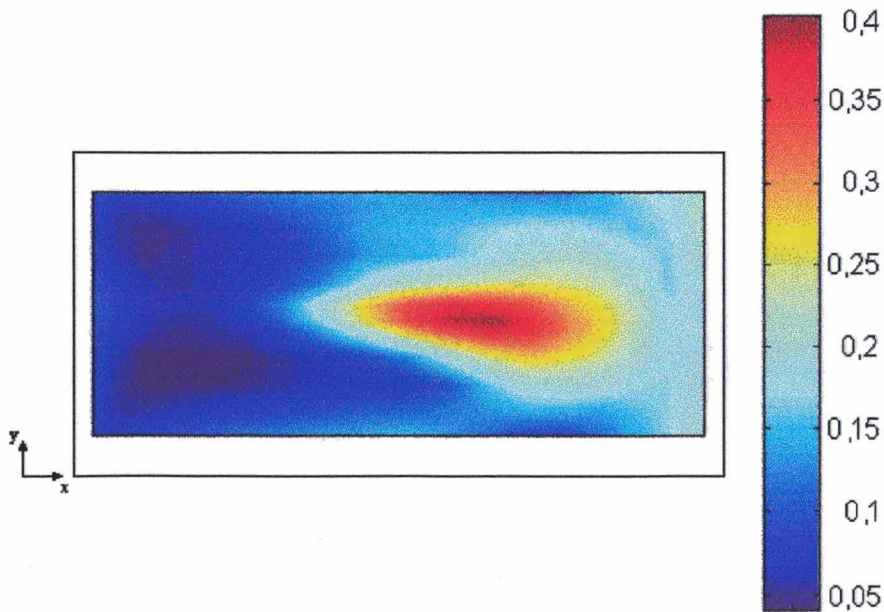


Figura 6.9 - Velocidade média do ar (m/s) na sala 1, integrada na altura (condicionador centrado).

Na simulação acoplada, a carga térmica calculada para a sala 1 é de 1457,8 W, sendo 29 % superior à carga fornecida pela rede nodal para o mesmo horário (1130 W). Esta diferença se deve à forma de avaliação dos fluxos convectivos nas superfícies internas. A Tabela 6.3 mostra uma comparação dos fluxos convectivos nas superfícies internas das paredes, avaliadas pelos dois modelos. Observa-se que os fluxos calculados pelos dois modelos apresentam a maior diferença no forro, onde a convecção forçada é predominante. Isto se deve principalmente ao fato dos coeficientes convectivos¹ do modelo de *Redes Nodais* levarem em conta apenas a convecção natural; os efeitos do escoamento sobre as trocas convectivas na zona não são considerados.

Tabela 6.3 - Fluxos convectivos de calor nas superfícies internas da sala 1 (condicionador centrado).

Superfície	Fluxo de calor (W)		
	Rede nodal	Acoplamento	$\Delta\%$
Forro	73,4	349,3	375,9
Piso	346,5	359,6	3,8
Parede leste	72,4	128,5	77,5
Parede oeste	71,2	60,2	-15,4
Parede norte	112,5	104,5	-7,1
Parede sul	135,7	170,9	25,9

A discrepância na carga térmica fornecida pelas simulações se reflete na temperatura média do ar na zona², calculada em 23,8 °C pelo modelo acoplado e em 25 °C pelo modelo de *Redes Nodais*. A temperatura do ar no retorno do condicionador é de 24,1 °C, o que comprova a consideração de T_{ret} igual à temperatura média da zona e indica uma boa condição de mistura do ar. A taxa de extração de calor no aparelho, recalculada com o novo valor da temperatura no retorno, é de 2013,4 W (apenas 0,7 % maior do que seu valor nominal – 2000 W).

Na Figura 6.10, vê-se que no plano central da sala o campo de temperaturas é aproximadamente uniforme. Na vertical, a diferença de temperatura entre a região dos pés e da cabeça é muito pequena. Para efeito de avaliação do conforto térmico, um valor médio de temperatura é determinado na direção vertical de forma similar ao que foi feito para a

¹ Os coeficientes convectivos utilizados pelo modelo de *Redes Nodais* foram propostos por Alamdari e Hammond (1983) (Apêndice H).

² A temperatura média do ar é calculada como a média das temperaturas do ar nas células de *CFD*, ponderada pela massa de ar encerrada em cada uma delas.

velocidade. O campo de temperatura média no plano horizontal da sala 1 é apresentado na Figura 6.11, onde se verifica a existência de um gradiente máximo de temperatura de $1,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isto favorece à uniformidade das condições de conforto térmico no ambiente.

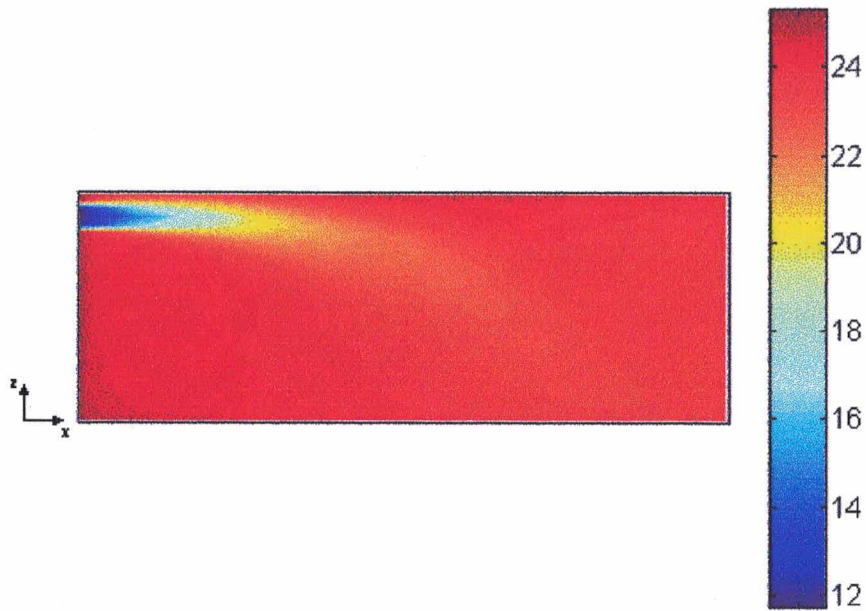


Figura 6.10 - Temperatura do ar ($^{\circ}\text{C}$) na sala 1 (plano vertical na linha central do insuflamento – condicionador centrado).

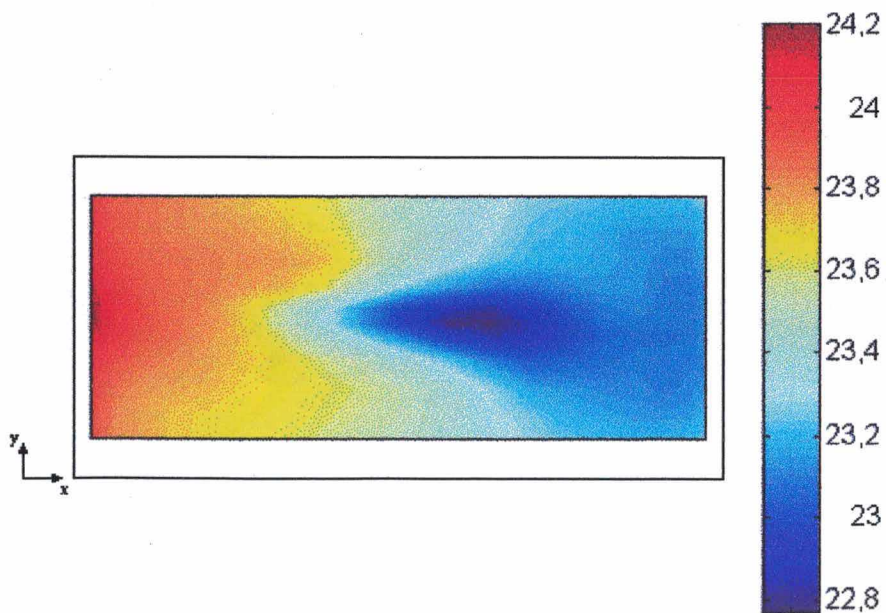


Figura 6.11 - Temperatura média do ar ($^{\circ}\text{C}$) na sala 1, integrada na altura (condicionador centrado).

Conforto térmico

A distribuição de temperatura média radiante na sala 1, calculada para o instante de simulação acoplada, pode ser vista na Figura 6.12. Este campo revela uma assimetria provocada principalmente pelo painel na parede norte – a maior diferença de temperatura ($\cong 1,6\text{ °C}$) ocorre entre as regiões próximas ao painel e à porta da sala. Note que a T_{mr} obtida na análise global ($29,5\text{ °C}$) está dentro da faixa predita pelo modelo distribuído. Este valor, porém, deve ser usado com cautela na avaliação de conforto térmico, pois esta condição tenderia a ser superestimada nas posições próximas ao painel e subestimada nas regiões próximas à porta. Vale salientar que, no cômputo da temperatura média radiante, a região de maior área do manequim não está alinhada com a direção na qual acontece o maior gradiente de T_{mr} , i.e. os efeitos da assimetria podem ser ainda mais fortes.

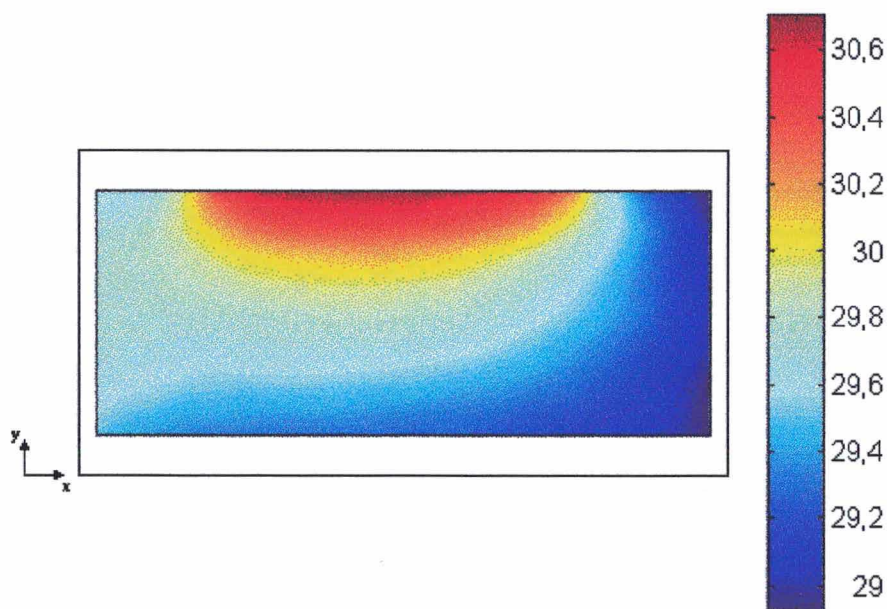


Figura 6.12 - Temperatura média radiante (°C) na sala 1 (condicionador centrado).

Com base no campo de T_{mr} e nos demais parâmetros determinados anteriormente, obtém-se a distribuição de PMV e PPD no interior da sala 1. A distribuição de PMV , mostrada na Figura 6.13, revela a existência de duas regiões distintas dentro da sala: Uma onde predomina sensação de calor ($PMV > 0,4$) e outra onde há sensação de frio ($PMV < -0,6$ – levemente desconfortável). A região onde ocorre a sensação de frio coincide com a área de queda do jato de ar insuflado, onde a velocidade do ar é alta e a temperatura é um pouco mais baixa. Comparando a distribuição de PMV com o campo médio de velocidades, verifica-se que

este parâmetro exerce a maior influência sobre a distribuição de conforto térmico no interior da zona. Estes valores de *PMV* mostram que o valor predito pela análise global (0,21) não representa de maneira adequada a sensação térmica experimentada no interior da zona. O campo de *PPD* (Figura 6.14) indica que quase toda a zona apresenta uma condição de conforto térmico e somente nas região de queda do jato e próximo à extremidade esquerda do painel há insatisfação com as condições climáticas do local.

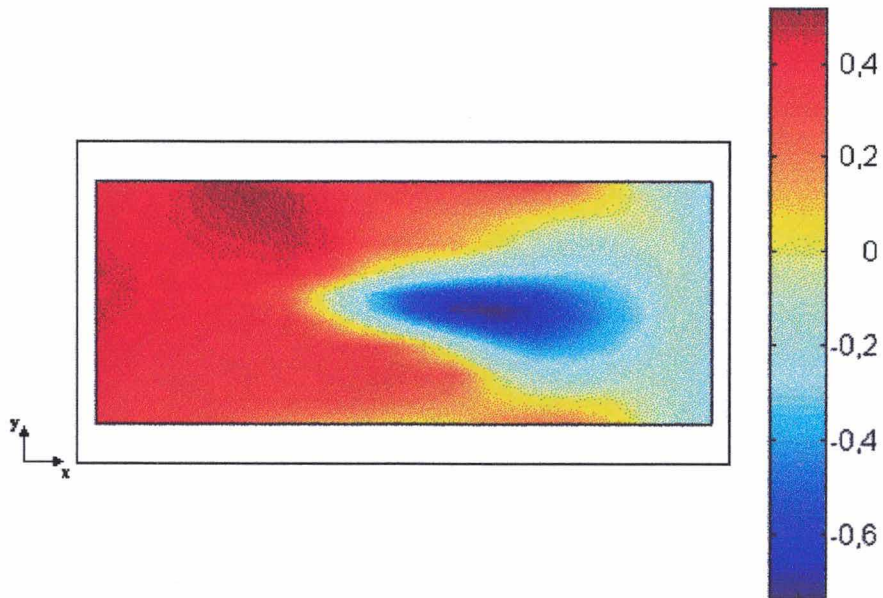


Figura 6.13 - *PMV* (-) na sala 1 (condicionador centrado).

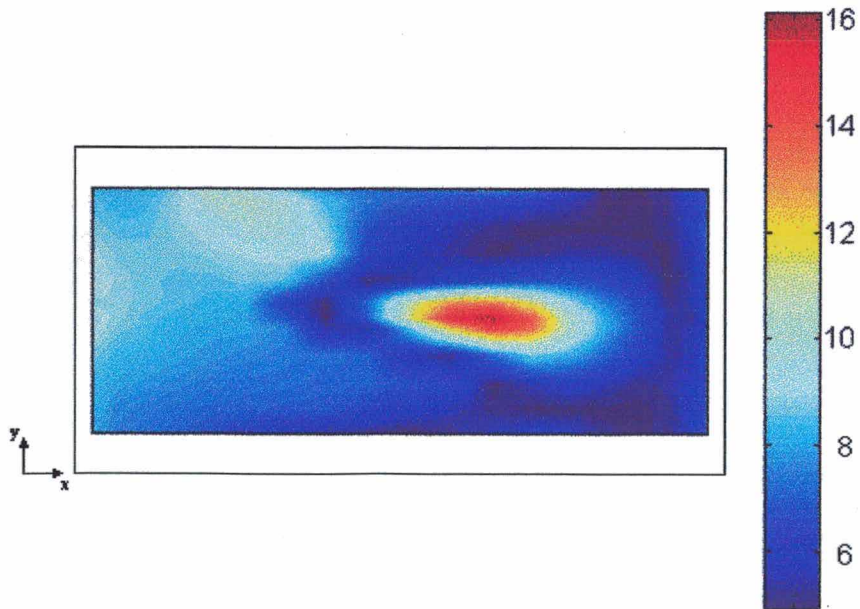


Figura 6.14 - *PPD* (%) na sala 1 (condicionador centrado).

Embora a área desconfortável devida à queda do jato seja pequena, a região de desconforto devido ao *draught* é bem maior, como mostra a Figura 6.15. Como pode ser visto, a distribuição de *PD* no interior da sala 1 em um plano horizontal (a 1,1 m de altura) apresenta valores de até 65 %, indicando condições bastante desfavoráveis ao conforto. O valor máximo sugerido por alguns autores (e.g. Melikov *et al.*, 1990) para que os ocupantes acusem o conforto é de 15 %.

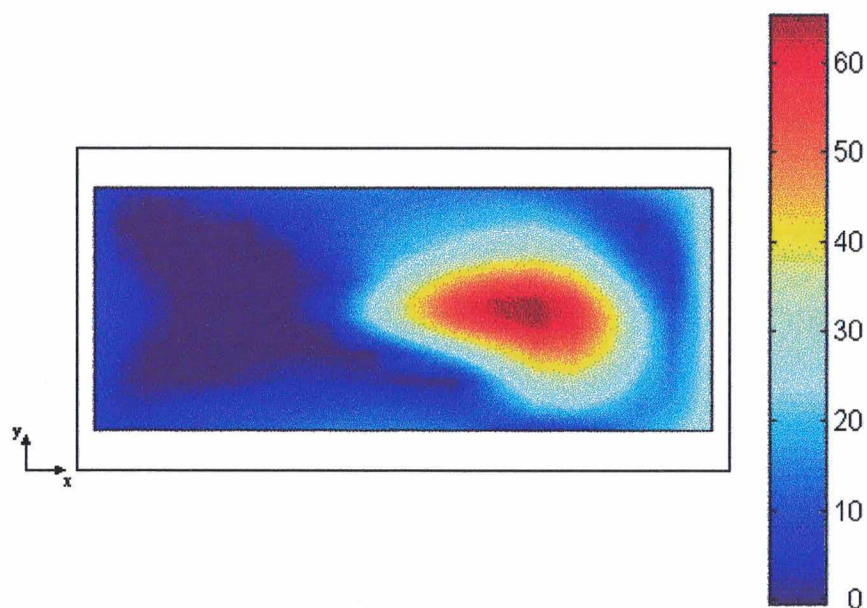


Figura 6.15 - *PD* (%) na sala 1 (1,10 m de altura – condicionador centrado).

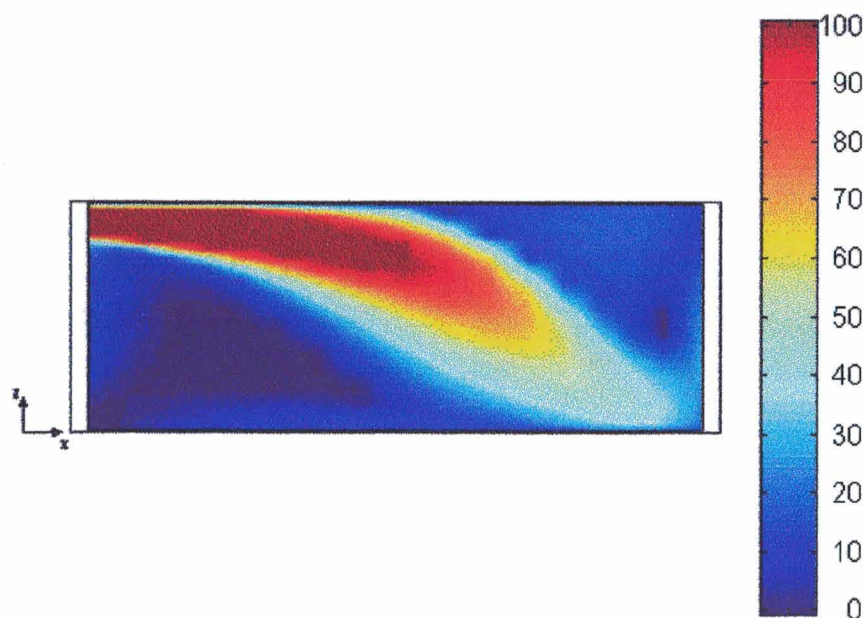


Figura 6.16 - *PD* (%) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – condicionador centrado).

Examinando o plano vertical localizado na linha central de insuflamento (Figura 6.16), verifica-se que, na região de queda do jato, os ocupantes experimentam uma forte sensação de *draught* à altura da cabeça (considerando a altura de 1,80 m para os ocupantes). Nas demais partes do corpo, apesar de ser menor, o desconforto ainda existe. A única região do ambiente em que não apresenta risco de *draught* ($PD \leq 10\%$) é a região anterior à queda do jato, onde o ar escoar a baixas velocidades e com pouca turbulência.

CONDICIONADOR DE AR DESLOCADO DA LINHA CENTRAL DA SALA

Comportamento térmico

Com o condicionador deslocado 1,20 m para a direita, em relação a sua posição original, os resultados da simulação indicam condições mais uniformes. A Figura 6.17 mostra o escoamento de ar no interior da sala 1 na altura da linha de insuflamento. Vê-se que o jato insuflado se aproxima da parede adjacente a medida em que vai penetrando na sala.

Este fenômeno ocorre devido à queda de pressão na região confinada entre o jato e a parede, provocada pela aceleração do ar arrastado pelo jato. Forma-se então um gradiente de pressão entre a região confinada e a região de escoamento livre, que empurra o jato em direção à parede. Esta tendência do escoamento de colar na parede é mais conhecida como efeito *Coanda* (Tritton, 1988, Etheridge e Sandberg, 1996). Pode-se também observar o retorno do ar na região à esquerda do jato insuflado.

O campo de velocidade média (Figura 6.18) apresenta a mesma variação de velocidade (de 0,05 a 0,4 m/s) obtida para o condicionador posicionado no centro da sala, porém se observa que a região onde predominam as velocidades mais elevadas aumentou; os indivíduos localizados próximos às paredes sul e leste da zona devem sentir uma forte corrente de ar incidindo sobre eles.

A carga térmica da sala para este caso é maior do que a calculada na situação anterior, passando de 1457,8 W para 1594,8 W. Novamente, a maior diferença entre os fluxos de calor nas superfícies, calculados pelo modelo de *Redes Nodais* e pelo acoplamento, acontece no forro (358,1 W pelo acoplamento contra 73,4 W da rede nodal). O escoamento do jato insuflado próximo à parede sul da zona aumenta o fluxo convectivo nesta superfície de 170,9 W, na situação anterior, para 277,1 W com o condicionador deslocado.

A temperatura média na sala ($23,9\text{ }^{\circ}\text{C}$) permanece praticamente a mesma da configuração anterior ($23,8\text{ }^{\circ}\text{C}$), porém a temperatura do ar no retorno sofre um pequeno acréscimo, aumentando de $24,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $24,4\text{ }^{\circ}\text{C}$; novamente verifica-se uma boa condição de mistura do ar. A taxa de extração recalculada é de $2062,1\text{ W}$ (3,1 % maior do que seu valor nominal – 2000 W). O campo de temperatura média (Figura 6.19) apresenta a mesma variação exibida na situação anterior ($\cong 1,4\text{ }^{\circ}\text{C}$), diferindo apenas na forma como as temperaturas estão distribuídas: O maior gradiente de temperatura, antes alinhado na direção leste-oeste, é deslocado rumo à direção norte-sul.

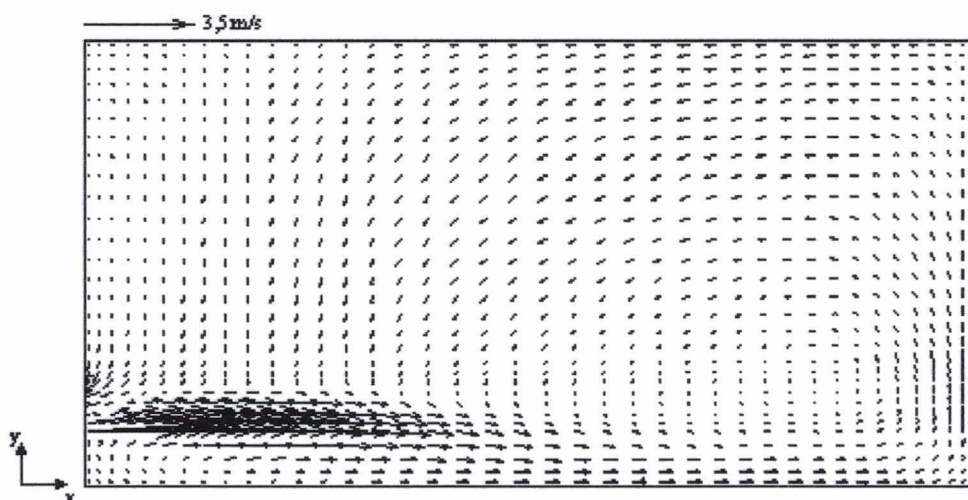


Figura 6.17 - Escoamento de ar na sala 1 (plano horizontal na altura da linha de insuflamento – condicionador deslocado).

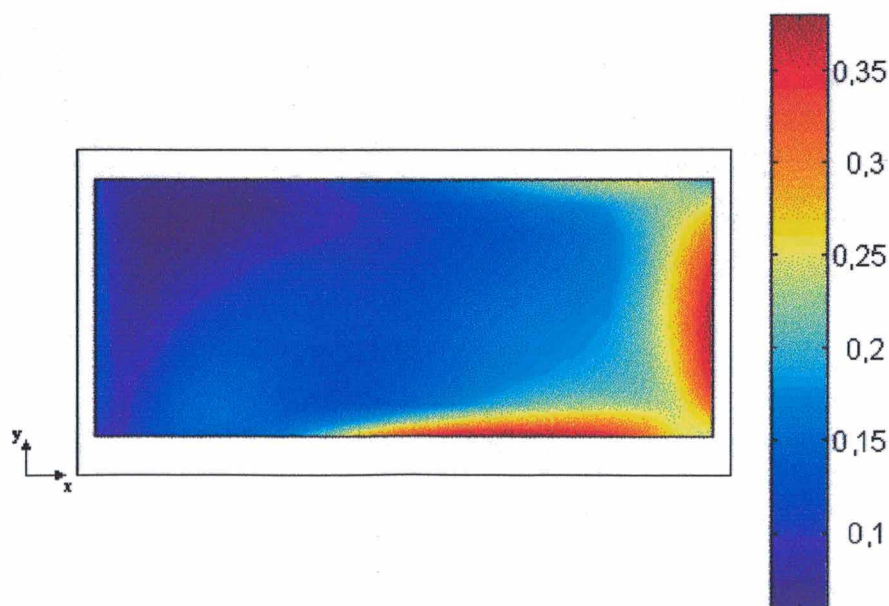


Figura 6.18 - Velocidade média do ar (m/s) na sala 1, integrada na altura (condicionador deslocado).

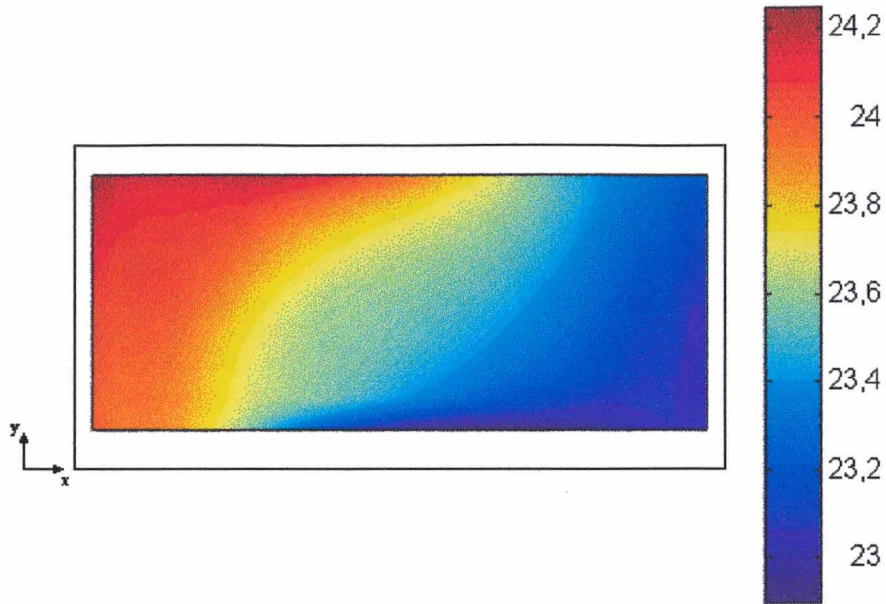


Figura 6.19 - Temperatura média do ar (°C) na sala 1, integrada na altura (condicionador deslocado).

Conforto térmico

O campo de temperatura média radiante na sala 1 é idêntico ao obtido anteriormente, uma vez que a temperatura das superfícies da zona praticamente não mudam de uma simulação para a outra. Isto se deve ao fato da simulação acoplada ter sido realizada durante um único intervalo de tempo, não permitindo a alteração das temperaturas das superfícies em relação ao intervalo de tempo anterior.

A Figura 6.20 traz a distribuição de *PMV* na zona. O *PMV* varia de -0,6 a 0,6, indicando a existência de regiões onde são experimentadas sensações moderadas de frio e calor. Utilizando o mesmo vestuário, um indivíduo estaria sujeito a sensações térmicas adversas ao se deslocar dentro do ambiente, o que não é desejável. Mais uma vez constata-se que a velocidade é o parâmetro mais importante na determinação da sensação térmica; a variação espacial de *PMV* é semelhante à da velocidade.

O campo de *PPD* (Figura 6.21) indica que o nível de satisfação na sala 1 não apresenta grandes diferenças em relação à situação anterior. A região de desconforto devido ao frio ($PPD \cong 16\%$) aumentou e agora está localizada próxima às paredes sul e leste da zona. Na região onde predomina a sensação de calor, o percentual de insatisfeitos cresceu um pouco ($10 \rightarrow 13\%$) com o aumento da temperatura do ar no local ($\Delta T \cong 0,4\text{ }^\circ\text{C}$). O deslocamento do condicionador provocou, portanto, uma pequena redução do conforto térmico na sala 1.

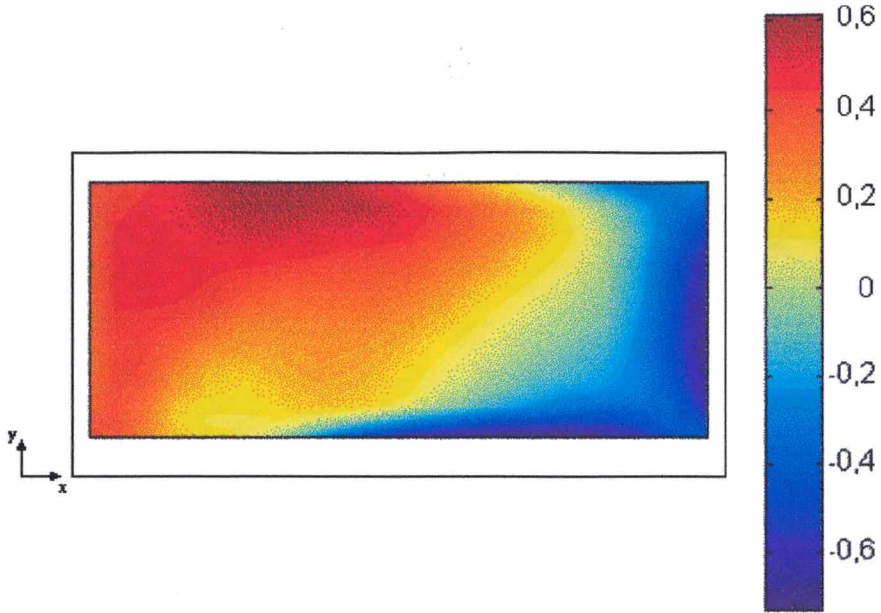


Figura 6.20 - *PMV* (-) na sala 1 (condicionador deslocado).

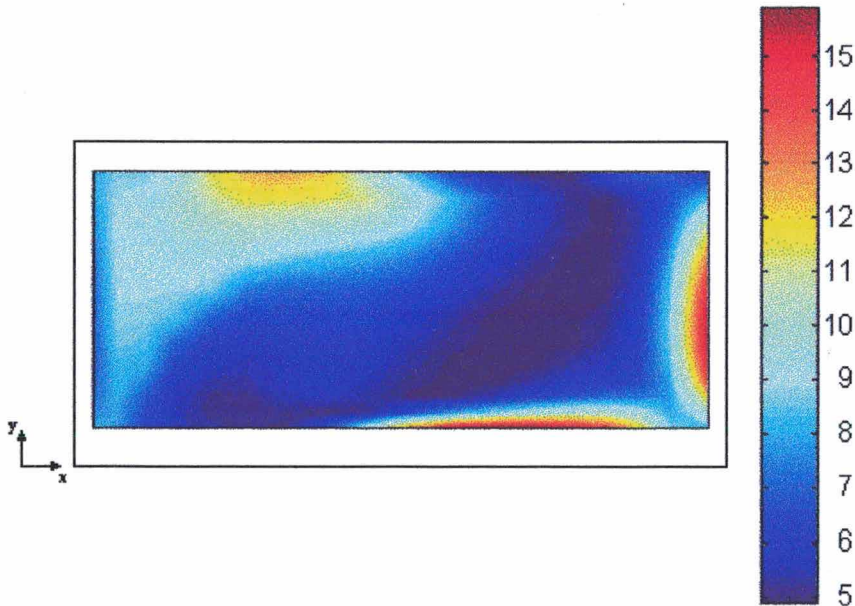


Figura 6.21 - *PPD* (%) na sala 1 (condicionador deslocado).

A distribuição de *PD* na sala 1 (Figura 6.22) mostra que a região onde é esperada a maior porcentagem de insatisfeitos devido ao *draught* ($\cong 60\%$) está localizada próximo à parede sul e leste, onde as velocidades são elevadas. Na Figura 6.23, observa-se ainda que próximo ao centro da zona, o *draught* pode ser sentido na região da cabeça e que, se aproximando da parede leste, esta sensação passa a ocorrer na região dos pés. Esta situação é contudo bem mais favorável ao conforto do que a anterior, pois na maior parte da sala tem-se $PD < 15\%$.

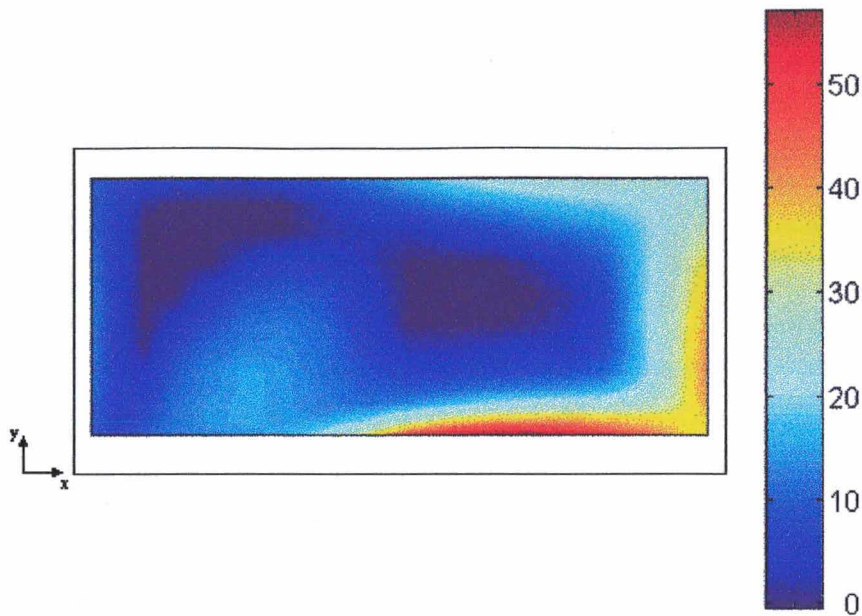


Figura 6.22 - *PD* (%) na sala 1 (altura de 1,10 m – condicionador deslocado).

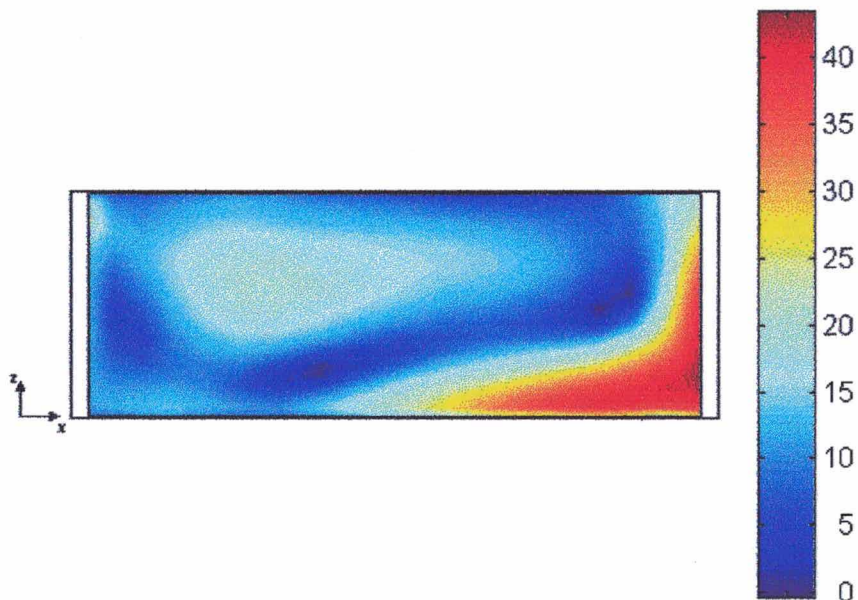


Figura 6.23 - *PD* (%) na sala 1 (plano vertical na linha central da sala 1 – condicionador deslocado).

6.4 SIMULAÇÃO DA EDIFICAÇÃO - OPERAÇÃO DE INVERNO

A edificação é agora simulada para um dia de inverno, cujos dados climáticos são mostrados no Apêndice G. O dia escolhido é relativamente frio, com a temperatura do ar não ultrapassando os 18 °C. Já a radiação solar direta e difusa incidem com intensidade máxima de 425 e 232 W/m², respectivamente. Os ventos sopram sobre a edificação na forma de brisa, com velocidade máxima de 0,57 m/s.

6.4.1 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DA REDE NODAL

Comportamento térmico

As simulações de inverno seguem os mesmos passos do caso de verão. As zonas participantes são simuladas primeiramente para a determinação da carga térmica de calefação, necessária para manter a temperatura em 24 °C. Para isso, é utilizado o mesmo esquema de controle ideal empregado na simulação de verão, com a única diferença que o calor agora é introduzido nas zonas ao invés de removido. A Figura 6.24 apresenta a variação da carga térmica das zonas ocupadas para o período controlado.

Nos primeiros instantes do período controlado, a carga térmica introduzida é bastante elevada (≥ 5000 W). Logo em seguida, ela sofre uma queda brusca, quando então passa a decair lentamente até o final da tarde e a subir novamente no início da noite. O condicionador adotado (capacidade de aquecimento igual a 2500 W) atende à carga de calefação das salas 1 e 2 desde o início da manhã, porém no hall, isto só acontece no período da tarde (após as 12:00 h); nesta zona, o condicionador deverá funcionar durante toda a manhã de modo ininterrupto.

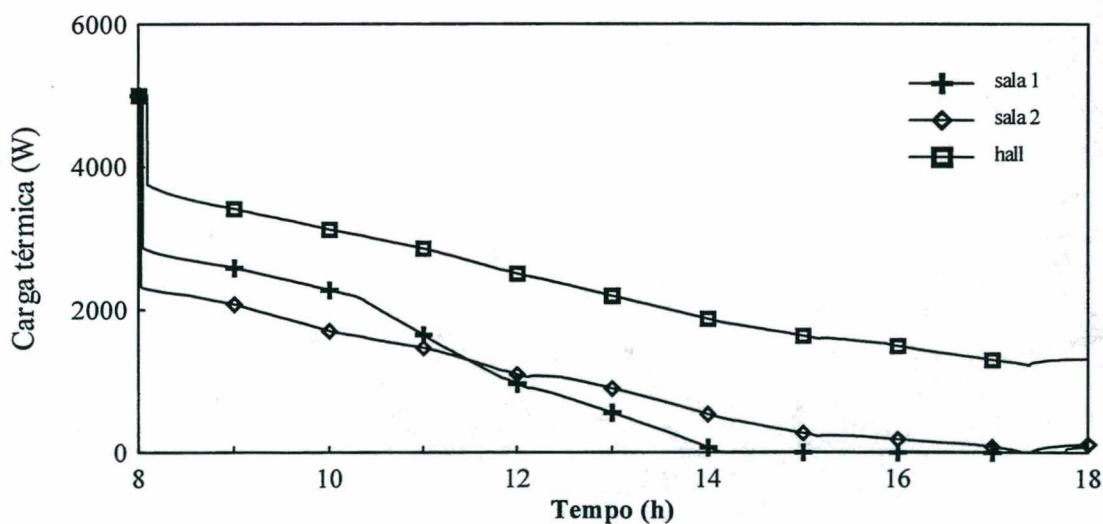


Figura 6.24 - Carga térmica das zonas ocupadas no inverno.

As zonas são agora simuladas, utilizando o esquema de controle *on-off* com os mesmos valores de *set-point* utilizados no condicionamento de verão (23 e 25 °C). O comportamento térmico da sala 1 durante sua ocupação está mostrado na Figura 6.25. O condicionador consegue manter a temperatura do ar na zona dentro da faixa de controle durante todo seu período de funcionamento.

No início da manhã, o tempo de funcionamento do condicionador é maior do que o período em que permanece desligado. Por volta das 10 horas, os tempos de funcionamento e parada são da mesma magnitude. Progressivamente, até por volta das 13 horas, os períodos de funcionamento se reduzem. A partir de então o aparelho não volta mais a operar e a temperatura da sala se mantém dentro da faixa controlada durante toda a tarde. Este comportamento se deve à variação da carga térmica no período. Nas primeiras horas, a carga é elevada, diminuindo ao longo do dia; o oposto do que ocorre no verão.

Na sala 2, a temperatura do ar no interior da zona apresenta um comportamento semelhante ao da sala 1, porém a ciclagem do condicionador é bem maior durante todo o período controlado. O número de ciclos só passa a diminuir no período da tarde e o último ciclo ocorre entre 15 e 16 horas; comportamento justificado pela menor carga térmica da sala 2.

No hall, o condicionador inicia sua operação a partir das 8 horas e funciona ininterruptamente durante praticamente toda a manhã, só desligando às 11:30 horas. A partir de então, com a diminuição da carga térmica requerida na zona, o período de funcionamento do condicionador diminui lentamente. A temperatura do ar e a taxa de injeção de calor no hall durante o período controlado podem ser observados na Figura 6.26. As linhas tracejadas indicam os *set-points* de partida (23°C) e parada (25°C) do condicionador.

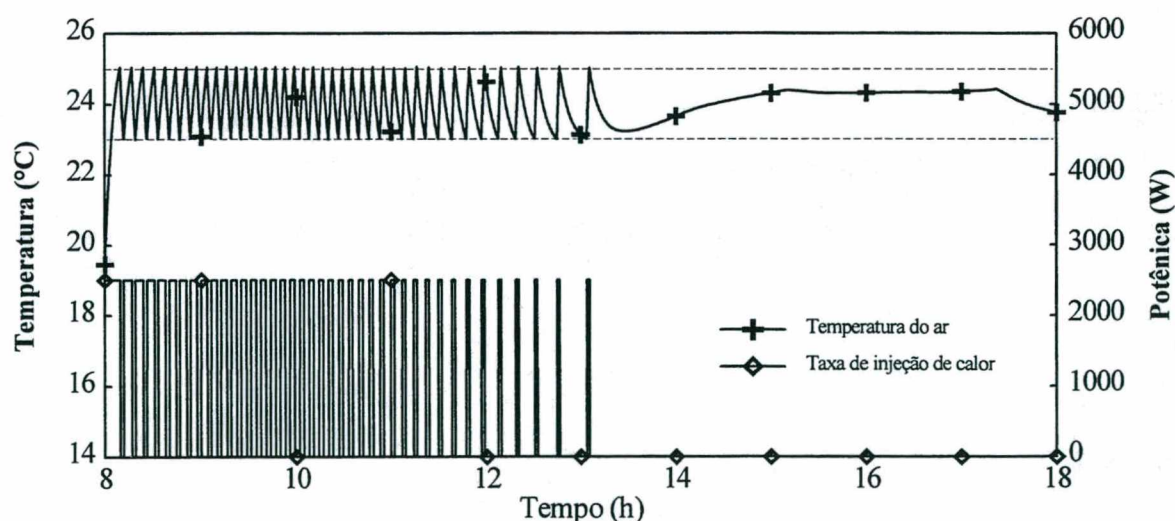


Figura 6.25 - Temperatura do ar e taxa de injeção de calor no condicionador da sala 1 durante o período de ocupação no inverno.

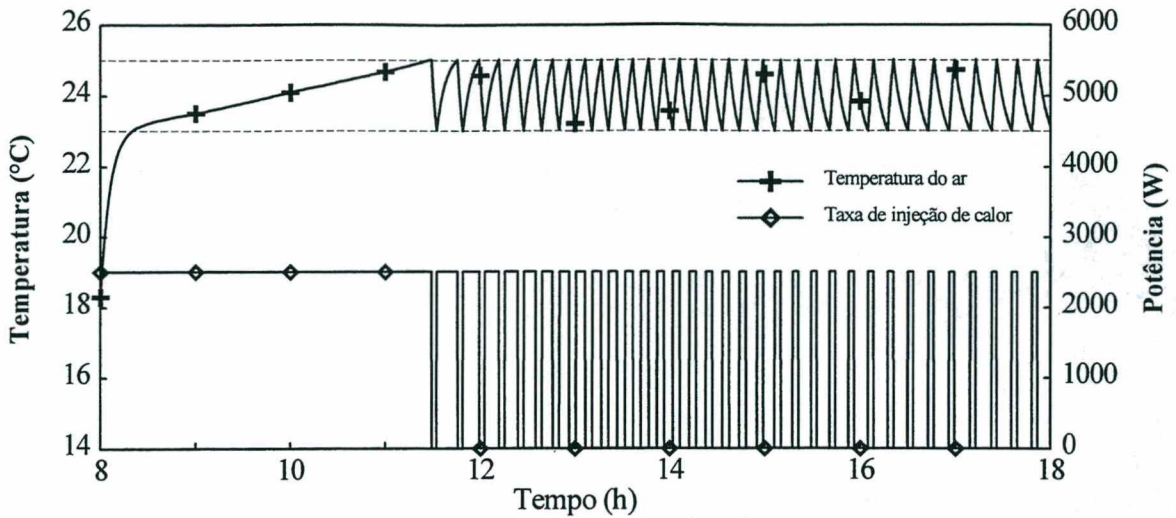


Figura 6.26 - Temperatura do ar e taxa de injeção de calor no condicionador do hall durante o período de ocupação no inverno.

Conforto térmico

A avaliação de conforto térmico no inverno é agora realizada. A velocidade média e a umidade absoluta do ar no interior destas zonas são assumidos constantes e iguais a 0,1 m/s e 9,3 g/kg respectivamente. O nível de metabolismo é o mesmo utilizado na situação de verão (1 met), porém a resistência térmica do vestuário passa a ser de 0,8 clo devido à estação do ano.

Os índices de conforto térmico e a temperatura média radiante para a sala 1, ao longo do período de ocupação, são mostrados na Figura 6.27. Durante toda a manhã, apesar da temperatura do ar estar dentro da faixa de controle, a zona se encontra desconfortável com seus ocupantes experimentando uma leve sensação de frio ($PMV < -0,5$). Isto é provocado pelos baixos valores de temperatura média radiante no período. No decorrer do dia, o aumento de T_{mr} faz com que o ambiente passe a apresentar uma condição de conforto ótima ($PPD = 5\%$) que perdura por toda a tarde. Uma forma de reduzir o desconforto no início da manhã é utilizar um vestuário com maior resistência térmica.

Na sala 2 e no hall, a situação da sala 1 se repete, i.e. a temperatura do ar é mantida entre 23 e 25 °C, mas a condição de conforto térmico não é atingida no período da manhã. Na parte da tarde, a condição de conforto é alcançada nestas zonas, embora ainda prevaleça uma leve sensação de frio em ambas. Esta situação é novamente explicada pela variação de T_{mr} ao longo do dia. Na Figura 6.28, podem ser vistas as variações de PMV , PPD e T_{mr} para o hall durante o período de ocupação. Também nesta zona, a utilização de um

vestuário com maior resistência térmica deve proporcionar uma sensação térmica mais próxima a neutralidade ($PMV \rightarrow 0$).

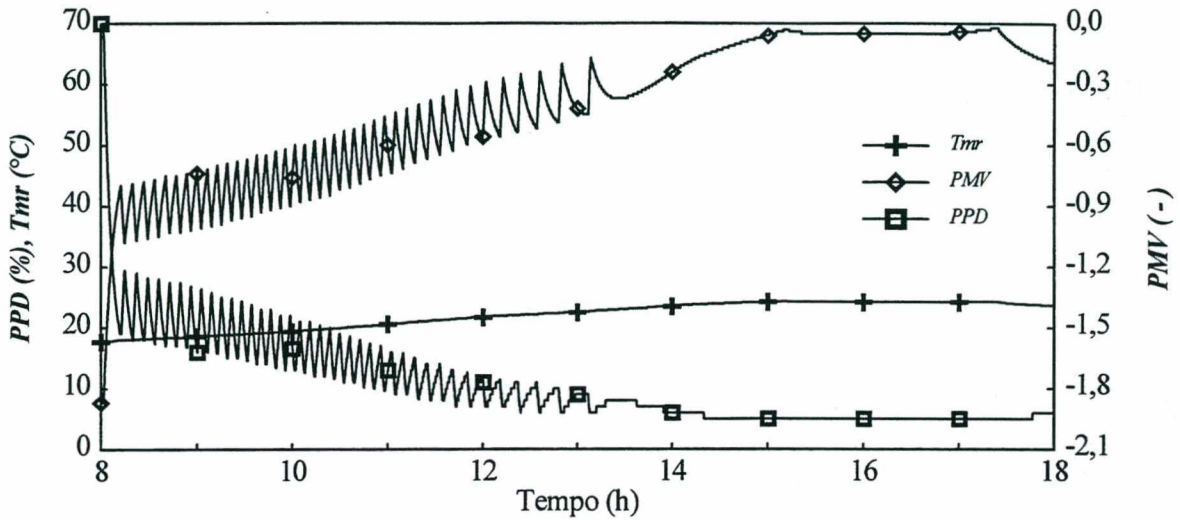


Figura 6.27 - Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - *PMV* e *PPD* - na sala 1 durante o período de ocupação no inverno.

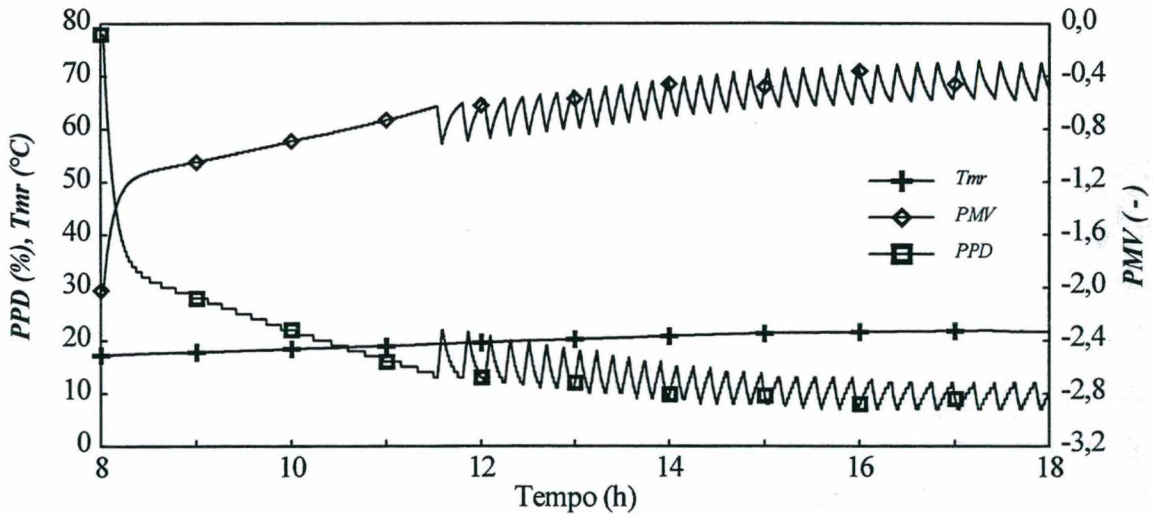


Figura 6.28 - Temperatura média radiante e índices de conforto térmico - *PMV* e *PPD* - no hall durante o período de ocupação no inverno.

6.4.2 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO ACOPLAMENTO REDE NODAL - *CFD*

A mesma estratégia de simulação adotada no verão é empregada no inverno – simulação acoplada durante apenas um intervalo de tempo (5 segundos). O acoplamento é ativado no instante em que o condicionador da sala 1 inicia sua operação às 11 horas. Os procedimentos de simulação e análise de conforto são os mesmos utilizados no caso de verão,

contudo somente a situação onde o condicionador está posicionado no centro da parede oeste da sala é considerada.

As condições de insuflamento no domínio de *CFD* são determinadas através das equações 6.1 a 6.3. Considerando a taxa de injeção de calor e a vazão do condicionador ($Q_{in} = 2500 \text{ W}$ e $\dot{V}_{in} = 0,132 \text{ m}^3/\text{s}$), O fluxo de massa insuflado é de $0,146 \text{ kg/s}$ e a temperatura do ar, $41 \text{ }^\circ\text{C}$. No retorno, é assumida a mesma condição de contorno considerada na simulação de verão.

Comportamento térmico

No condicionamento para inverno, o jato insuflado não consegue grande penetração na sala (Figura 6.29). Por estar mais quente que o ar no interior da zona, o jato é desviado para cima e escoar junto ao forro. As trocas convectivas nesta superfície são intensificadas, esfriando o jato que então passa a descer mais lentamente. O retorno lateral do ar faz com que o jato se difunda de forma assimétrica na zona, provocando também uma recirculação onde uma parcela do ar insuflado é imediatamente succionada pelo condicionador. As velocidades no espaço ocupado da sala são baixas, como mostra o campo de velocidade média no interior da sala (Figura 6.30), e não ultrapassam a $0,2 \text{ m/s}$. As maiores velocidades ocorrem próximo às paredes sul, leste e oeste. Nas duas primeiras, ar desce após resfriado, enquanto na última, ele sobe para retornar ao condicionador.

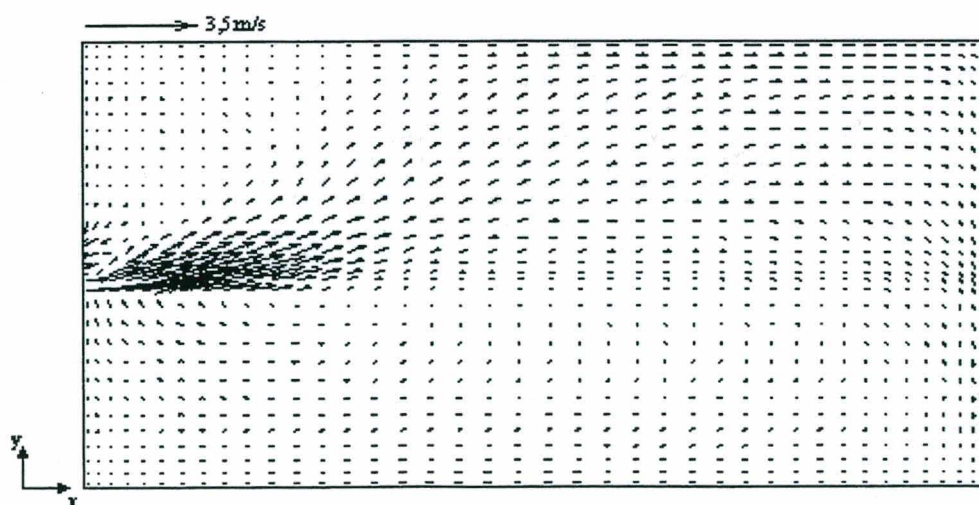


Figura 6.29 - Escoamento de ar na sala 1 (plano horizontal na linha central de insuflamento – situação de inverno).

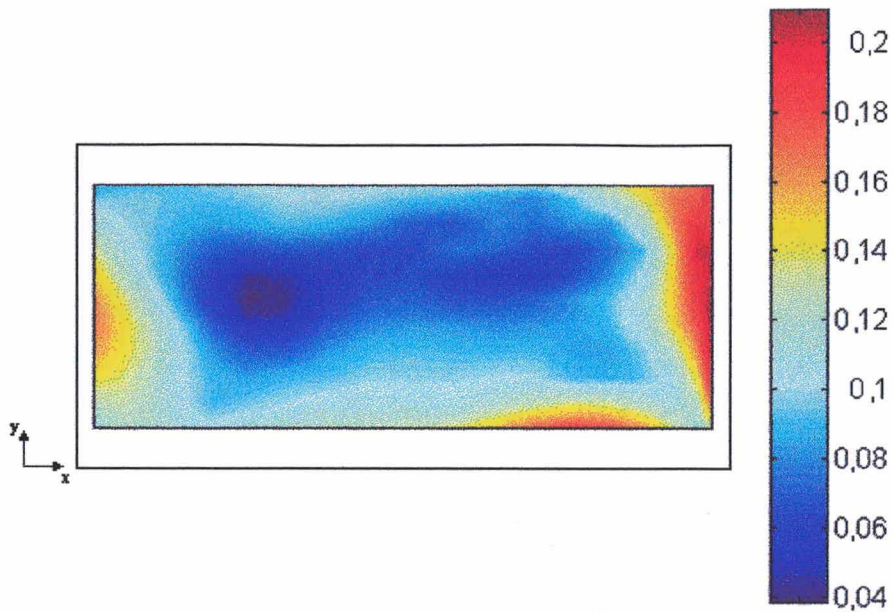


Figura 6.30 - Velocidade média do ar (m/s) na sala 1, integrada na altura (situação de inverno).

A carga térmica da zona predita pelo modelo acoplado é de $-1411,3$ W, o que representa um acréscimo de $43,6\%$ em relação à carga de $-982,7$ W calculada com a rede nodal. A maior diferença entre os fluxos convectivos nas superfícies internas, calculadas pelos dois modelos, também ocorre no forro (-819 W pelo acoplamento contra $-455,8$ W da rede nodal – $\Delta\% = 79,7\%$). Esta diferença se deve ao fato da malha de *CFD* prever o deslocamento do jato quente junto ao forro, o que intensifica as trocas térmicas nesta superfície. Este efeito não é levado em conta na avaliação dos coeficientes convectivos utilizados na rede nodal.

A temperatura média no interior da sala, calculada em $23,9$ °C pela rede nodal, agora é de $24,9$ °C, enquanto o ar retorna ao condicionador a $25,7$ °C. Isto indica uma menor mistura do ar quando comparado às simulações de verão. O aumento da temperatura de retorno provoca uma redução na taxa de calor injetada na zona, que cai de 2500 W (valor nominal) para $2252,5$ W. Este fato é explicado pela recirculação de parte do ar quente insuflado que retorna imediatamente ao condicionador.

Na Figura 6.31, o campo de temperatura mostrado no plano central da sala 1 permite a visualização do jato quente ascendendo após o insuflamento. O ar escoar rente ao forro e começa a cair somente próximo à parede oposta da zona, quando a temperatura do ar já é menor.

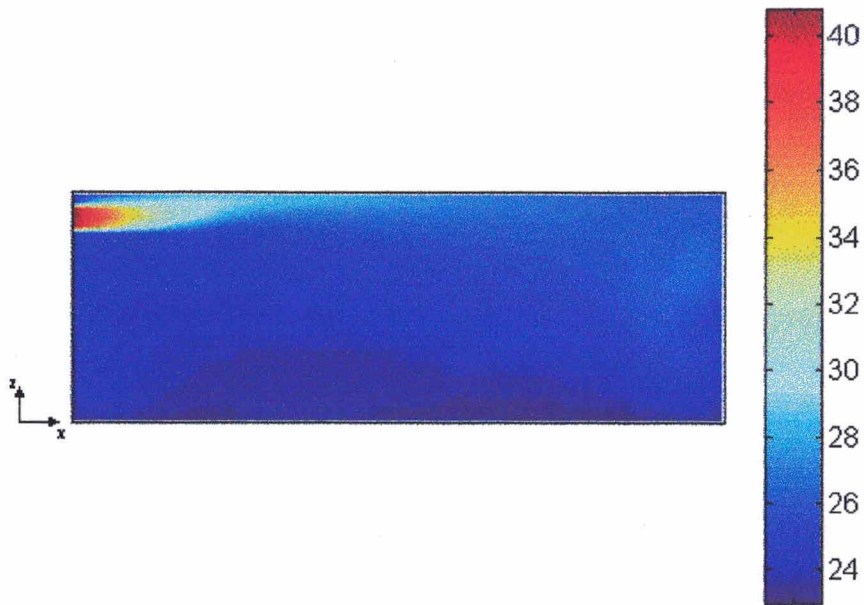


Figura 6.31 - Temperatura do ar (°C) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – situação de inverno).

Já o campo de temperatura média apresentado na Figura 6.32 mostra que a sala está dividida em duas regiões: Uma região quente junto à parede leste, onde desce o jato insuflado, e outra onde a temperatura é mais baixa. A diferença máxima de temperatura entre estas duas regiões é de 1,6 °C.

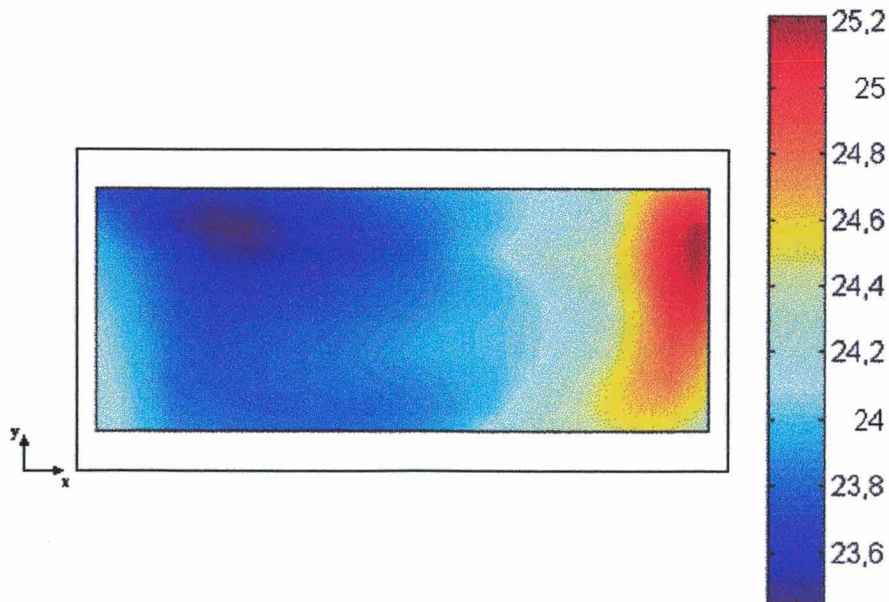


Figura 6.32 - Temperatura média do ar (°C) na sala 1, integrada na altura (situação de inverno).

Conforto térmico

A assimetria do campo de T_{mr} na sala 1, observado nas simulações de verão, continua presente no inverno (Figura 6.33). Entretanto, esta se apresenta de forma mais acentuada, sendo a diferença entre os valores máximo e mínimo igual a 3,5 °C. Enquanto a temperatura do painel varia em torno de 3°C em relação à situação de verão (reduziu de 38,9 °C para 35,8 °C), a temperatura das paredes cai drasticamente (10 °C em média) provocando o aumento desta assimetria.

O campo de PMV para a sala 1 (Figura 6.34) mostra que a sensação térmica predominante na zona é de frio moderado ($-0,8 \leq PMV \leq -0,3$). Na região próxima ao painel, verifica-se o conforto térmico, com a porcentagem de insatisfeitos permanecendo abaixo de 10%. Isto pode ser constatado através da distribuição de PPD mostrada na Figura 6.35. No restante da zona, passa a haver desconforto, com o PPD alcançando 18 %. Comparando os campos obtidos para estes dois índices com o campo de T_{mr} , vê-se que ao contrário do que ocorre no verão, onde a influência principal sobre as condições de conforto é exercida pela velocidade, a distribuição de temperatura média radiante é responsável em grande parte pela distribuição de conforto.

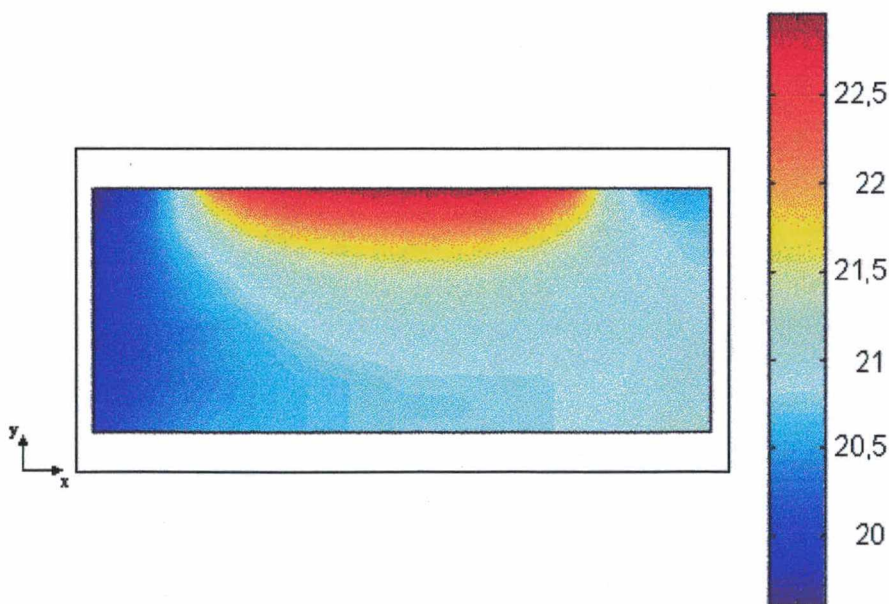


Figura 6.33 - Temperatura média radiante (°C) na sala 1 (situação de inverno).

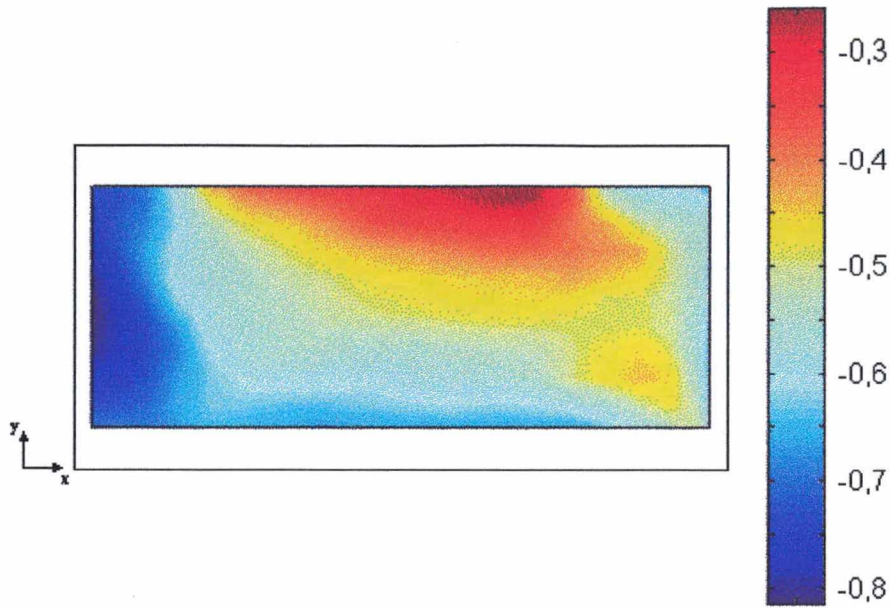


Figura 6.34 - PMV (-) na sala 1 (situação de inverno).

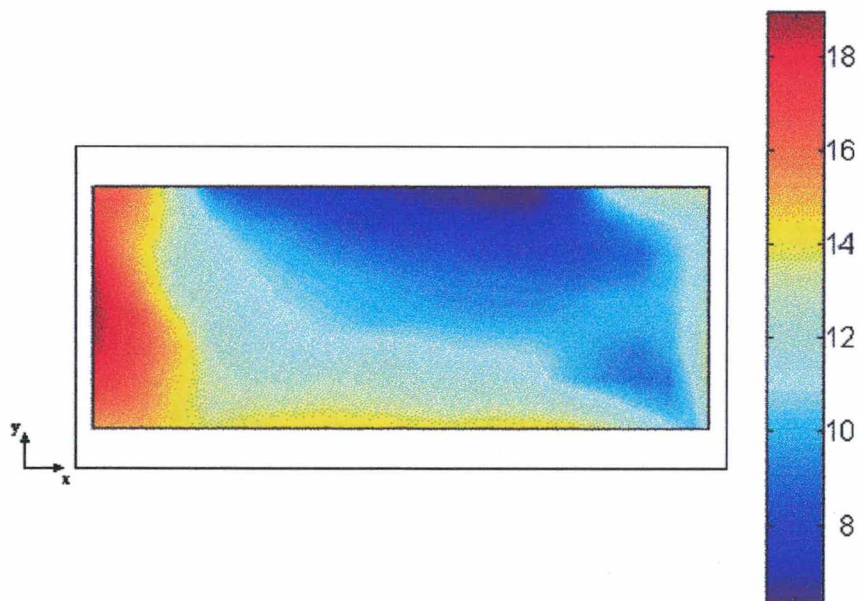


Figura 6.35 - PPD (%) na sala 1 (situação de inverno).

Mesmo o condicionador aquecendo o ambiente, o risco de *draught* continua ainda presente no interior da zona, como pode ser visto na Figura 6.36. A distribuição de PD no plano horizontal (1,10 m) mostra que próximo à parede leste, onde ocorre a queda do jato, até 23 % dos ocupantes da sala manifestam uma sensação de desconforto provocada por *draught*. No restante da sala, o percentual de insatisfeitos mantém-se abaixo de 15%. Na Figura 6.37, o campo de PD demonstra que não existem gradientes na direção vertical, e portanto não deve ocorrer a sensação de *draught* em partes distintas do corpo de seus ocupantes.

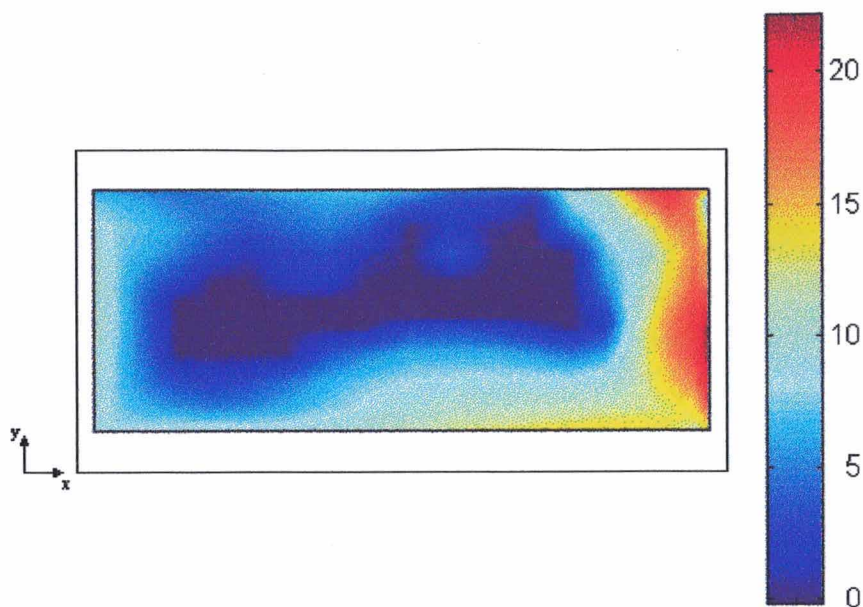


Figura 6.36 - *PD* (%) na sala 1 (1,10 m de altura – situação de inverno).

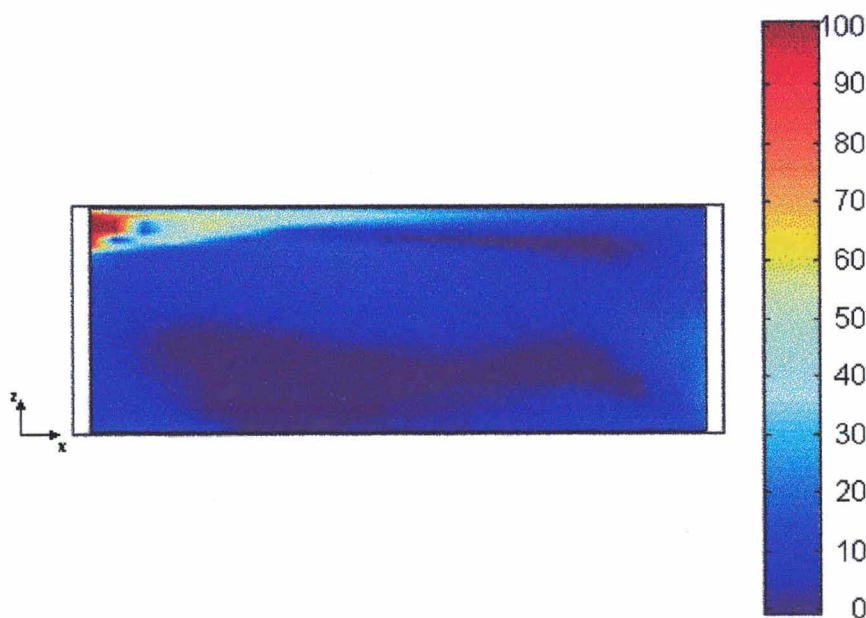


Figura 6.37 - *PD* (%) na sala 1 (plano vertical na linha central de insuflamento – situação de inverno).

6.5 COMENTÁRIOS

O potencial dos modelos de simulação térmica de edificações e de conforto térmico foi explorado através de sua aplicação a um problema envolvendo quatro zonas de uma edificação; três delas ocupadas e climatizadas por condicionadores de ar de janela. As simulações foram realizadas para situações típicas de inverno e verão, através do modelo de

Redes Nodais aplicado às quatro zonas, e do seu acoplamento com o *CFD* aplicado a uma das zonas.

Na zona simulada através do acoplamento, foram consideradas ainda duas posições do condicionador no recinto. Em todas as situações, foram observadas diferenças entre os fluxos convectivos de calor nas superfícies internas da zona. Os resultados mostram que as correlações empíricas empregadas no modelo de *Redes Nodais* subestimam a transferência de calor nas superfícies onde predomina convecção mista; estas correlações só consideram a ação da convecção natural no processo.

A avaliação de conforto térmico foi feita de forma global nas zonas – baseada na hipótese de ar completamente misturado – e de forma distribuída no interior de uma zona – baseada em condições climáticas médias, integradas na altura.

No verão, foi observada uma boa condição de mistura do ar para ambas as posições do condicionador na zona. A distribuição de conforto térmico foi influenciada principalmente pela velocidade do ar. O local com o maior percentual de insatisfeitos corresponde à região de queda do jato, onde ocorrem as maiores velocidades. Isto sugere, por exemplo, que a adoção de grelhas de deflexão na abertura de insuflamento poderia melhorar a condição de conforto na zona, permitindo uma melhor difusão do jato insuflado e reduzindo a sua velocidade. Verificou-se ainda a existência do risco de *draught* no ambiente, notadamente na região de queda do jato. O deslocamento do condicionador, contudo, permitiu uma redução no percentual de pessoas que manifestam desconforto devido ao *draught*.

No inverno, a mistura do ar na zona foi menor do que a observada no verão, ocorrendo uma estratificação da temperatura do ar. A velocidade média do ar também foi menor, com uma presença mais acentuada dos efeitos de empuxo sobre o escoamento. Isto fez com que as condições de conforto térmico fossem mais influenciadas pela distribuição de temperatura média radiante no interior da zona. O risco de *draught* está presente na zona, mesmo com a calefação do ambiente. Este risco, todavia é pequeno, e não deve comprometer a condição de conforto no recinto.

A análise de conforto térmico revelou ainda que, na presença de gradientes, a avaliação global pode conduzir a conclusões bem distantes das obtidas com a análise distribuída, e que portanto, deve ser feita sempre com cautela.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta uma metodologia para avaliação das condições de conforto térmico no interior de ambientes climatizados, baseada em resultados de simulação térmica de edificações.

Dois modelos de simulação são investigados: *Redes Nodais* e o seu acoplamento com a *Dinâmica dos Fluidos Computacional - CFD*. Na primeira situação (análise global), as condições climáticas dos recintos são consideradas uniformes e conseqüentemente todos os seus ocupantes devem experimentar a mesma sensação de conforto. Devido a sua capacidade em avaliar a distribuição de velocidade e temperatura do ar, o segundo modelo (análise distribuída) permite avaliar a condição de conforto dos indivíduos em cada posição no interior dos espaços climatizados. De forma a verificar as potencialidades dos modelos, uma edificação climatizada através de condicionadores de ar de janela foi analisada. Situações de inverno e verão, bem como diferentes posições do condicionador, foram investigados.

As conclusões do trabalho são apresentadas abaixo, divididas em dois tópicos principais: Simulação térmica de edificações e conforto térmico. Em seguida, são feitas sugestões para trabalhos futuros.

7.1 SIMULAÇÃO TÉRMICA DE EDIFICAÇÕES

Durante a execução do trabalho, algumas modificações no código de *CFD* utilizado foram implementadas: A substituição do método *SIMPLE* pelo *SIMPLEC*, no acoplamento pressão-velocidade, resultou em uma considerável redução do tempo computacional; a modificação do algoritmo de varredura (o método *TDMA* é agora aplicado em duas direções) aumentou a estabilidade do processo de solução. Embora o tempo computacional tenha sido reduzido, as simulações acopladas ainda requerem um tempo de

execução da ordem de horas (as simulações foram realizadas em uma estação de trabalho *SUN SPARCstation 20*).

Geralmente, o modelo de *Redes Nodais* assume que o ar no interior das zonas encontra-se totalmente misturado e que a transferência de calor nas superfícies internas das paredes ocorre somente por convecção natural; eventuais trocas de calor por convecção forçada são desprezadas. O acoplamento *Redes Nodais* – *CFD* demonstrou que estas hipóteses não são totalmente válidas no caso de ambientes ventilados artificialmente, principalmente na situação de inverno analisada. Verificou-se uma estratificação na distribuição de temperatura do ar e o fluxo convectivo nas superfícies expostas ao jato foi subestimado. Isto teve um reflexo direto no cômputo da carga térmica ambiente.

7.2 CONFORTO TÉRMICO

Um modelo para o cálculo da temperatura média radiante foi também proposto, possibilitando a determinação desta propriedade de forma localizada no interior das zonas. O modelo baseia-se em um manequim que pode ser posicionado em diferentes locais da zona, com diferentes posturas (em pé, sentado, etc.). Embora não tenha sido totalmente explorado, este modelo permite ainda a avaliação de assimetrias na distribuição de T_{mr} . O tempo computacional despendido no cálculo de T_{mr} através do manequim foi elevado (da ordem de horas) e só se justifica na presença de fortes assimetrias na zona analisada.

O algoritmo proposto para a avaliação distribuída do conforto térmico permitiu a determinação do conforto através dos índices *PMV* e *PPD* em todos os locais no interior das zonas. Um modelo para avaliar o risco de *draught* foi também empregado, permitindo assim a identificação de situações onde uma pessoa, mesmo experimentado uma sensação geral de conforto térmico, ainda manifesta descontentamento com o ambiente devido ao resfriamento localizado de parte de seu corpo. Esta análise só é possível a partir dos resultados de simulação obtidos no domínio de *CFD*.

Análise Global

Observou-se que mesmo mantendo a temperatura do ar dentro de níveis aceitáveis de conforto, os indivíduos podem manifestar sensações variadas ao longo do dia (e.g.: No inverno, os ocupantes podem sentir frio pela manhã e conforto no período da tarde.). Isto é provocado pela variação de temperatura média radiante.

Análise Distribuída

Na situação de verão investigada, verificou-se que a distribuição de conforto térmico é fortemente influenciada pela velocidade do ar. Devido ao fato do condicionador estar localizado em uma posição elevada, o maior percentual de pessoas insatisfeitas com o ambiente encontra-se na região de queda do jato de ar. Um elevado descontentamento em relação ao *draught* foi também observado nesta região. Apesar da variação da sensação de conforto no interior do recinto praticamente não se alterar com o deslocamento do condicionador, houve uma sensível redução no percentual de indivíduos insatisfeitos em relação ao risco de *draught*.

No inverno, devido à presença de efeitos de empuxo, ocorreu uma diminuição nos níveis de velocidade do ar na zona. As condições de conforto térmico passaram então a ser mais sensíveis à distribuição de temperatura média radiante.

7.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Embora a técnica de acoplamento simultâneo entre os modelos de *redes nodais* e *CFD* tenha demonstrado um grande potencial para aplicação em edificações, o seu aprimoramento deve ser continuado. Algumas sugestões são:

- Investigação de novas estratégias de simulação;
- Desenvolvimento de métodos mais eficientes de solução para o *CFD*;
- Utilização de modelos de turbulência para baixos números de Reynolds;
- Inclusão da variação de umidade nas simulações.

Os modelos de conforto térmico utilizados conseguiram reproduzir situações onde prevalecem condições de conforto diferenciadas no interior das zonas. Estes modelos, no entanto, precisam evoluir para permitir uma análise mais rápida e confiável das condições de ocupação nas zonas; algumas sugestões são:

- Otimização do algoritmo para o cálculo de temperatura média radiante;
- Verificação da validade dos modelos de conforto térmico de Fanger em situações transientes;

- Comparação dos resultados fornecidos pelos modelos de conforto com resultados obtidos através de experimentação;

O emprego de ferramentas de simulação para análise das condições de ocupação em edificações, embora ainda necessite de uma formação mais especializada de seus usuários e de uma capacidade computacional considerável, tende a aumentar ainda mais com o avanço dos recursos computacionais disponíveis e com o surgimento de novos modelos que permitam uma representação mais precisa dos fenômenos envolvidos. Desta forma, a realização de novos trabalhos na área é justificada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALAMDARI, F. e HAMMOND, G.P., **Improved Data Correlations for Buoyancy-Driven Convection in Rooms**. Building Services Engineering Research & Technology, Vol. 4, pp. 106-112 (1983).
- ASHRAE, **ASHRAE Handbook – 1997 Fundamentals (SI)**. American Society of Heating, Air Conditioning, and Refrigerating Engineers Inc. Atlanta (1997).
- AWBI, H.B. e SETRAK, A.A., **Numerical Solution of Ventilated Air Jet**. 5th Symp. on the Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, CIBSE, Bath (1986)
- CHEN, Q., **Indoor Airflow, Air Quality and Energy Consumption of Buildings**. Tese de PhD, Delft University of Technology, Delft (1988).
- CHEN, Q. e JIANG, Z., **Significant Questions in Predicting Room Air Motion**. ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part 1, pp. 929-939 (1992).
- CHEN, Q., MOSER, A. e SUTER, P., **A Numerical Study of Indoor Air Quality and Thermal Comfort Under Six Kinds of Air Difusion**. ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 98, pp. 203-217 (1992).
- CLARKE, J.A., **Energy Simulation in Building Design**. Adam Hilger Ltd, Bristol (1985).
- ESRU, **ESP-r: A Building and Plant Energy Simulation Environment, User Guide – Version 9 Series**. ESRU publication, University of Strathclyde, Glasgow (1997).
- ETHERIDGE, D. e SANDBERG, M., **Building Ventilation – Theory and Measurement**. Jonh Wiley & Sons (1996).
- FANGER, P.O., **Thermal Comfort, Analysis and Applications in Environmental Engineering**. McGraw-Hill Book Company (1970).

- FANGER, P.O., MELIKOV, A. K., HANZAWA, H. e RING, J., **Air Turbulence and Sensation of Draught**. Energy and Buildings, No.12, pp. 21-39. Elsevier (1988).
- FLUENT, **Fluent User's Guide – Version 4.3**. Vol.3, Fluent Inc., Lebanon (1995).
- GAN, G., **Evaluation of Room Air Distribution Systems Using Computational Fluid Dynamics**. Energy and Buildings, No. 23, pp. 83-93. Elsevier (1995).
- GOSMAN, A.D. e IDERIAH, F.J.K., **TEACH-2E: A General Computer Program for Two-Dimensional, Turbulent, Recirculating Flows**. Imperial College, Londres (1976).
- HENSEN, J.L.M., **Literature Review on Thermal Comfort in Transient Conditions**. Building and Environment, Vol. 25, No. 4, pp. 309-316 (1990).
- HOLMES, M.J., LAM, J.K.-W., RUDDICK, K.G. e WHITTLE, G.E, **Computation of Conduction, Convection and Radiation in the Perimeter Zone of an Office Space**. Proc. Int. Conf. ROOMVENT'90, Oslo (1990)
- ISO, **ISO 7730 – Moderate Thermal Environments. Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort**. International Standards Organization, Geneva (1984).
- JENSEN, S.O., **Validation of Building Energy Simulation – Part I & II**. Research Report PASSYS Subgroup Model Validation and Development, Commission of the European Communities, Bruxelles (1994).
- JONES, P.J. e WHITTLE, G.E., **Computational Fluid Dynamics for Building Air Flow Prediction – Current Status and Capabilities**. Building and Environment, Vol. 27, No. 3, pp. 321-338. Pergamon Press Plc (1992).
- LAUNDER, B.E. e SPALDING, D.B., **The Numerical Computation of Turbulent Flow**. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.3, pp. 269-289 (1974).
- LEMAIRE, A.D., **Room Air and Contaminant Flow, Evaluation of Computational Methods**. IEA Annex 20, Subtask-1 Summary Report, Delft (1992).

- LOOMANS, M., **Comments on and Simulations with the Domain Flow Solver, a CFD Program Implemented in the ESP-r Building Simulation Environment.** FAGO-report 95.45.W, Eindhoven University of Technology, Eindhoven (1995).
- MALISKA, C.R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro (1995).
- MARKATOS, N.C., **The Computer Analysis of Building Ventilation and Heating Problems.** Passive and Low Energy Architecture, pp. 667-675 (1983)
- MELIKOV, A.K., LANGKILDE, G. e DERBISZEWSKI, B., **Characteristics in the Occupied Zone of Rooms with Displacement Ventilation.** ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 555-563 (1990).
- MURAKAMI, S. e KATO, S., **Numerical and Experimental Study on Room Airflow – 3-D Predictions Using the k- ϵ Turbulence Model.** Building and Environment, Vol.24, No.1, pp. 85-97. Pergamon Press Plc (1989).
- NEGRÃO, C.O.R., **Conflation of Computational Fluid Dynamics and Building Thermal Simulation.** Tese de PhD., University of Strathclyde, Glasgow (1995).
- NIELSEN, P.V., **Specification of a Two Dimensional Test Case.** IEA Annex 20, Research item 1.45, Technical Report. University of Aalborg, Aalborg (1990).
- NIELSEN, P.V., **Flow in Air Conditioned Rooms.** Tese de PhD., Technical University of Denmark, Copenhagen (1974);
- NIELSEN, P.V., RESTIVO, A. e WHITELOW, J.H., **Buoyancy Affected Flows in Ventilated Rooms.** Numerical Heat Transfer, 2, pp. 115-127 (1979)
- NIELSEN, P.V., RESTIVO, A. e WHITELOW, J.H., **The Velocity Characteristics of Ventilated Rooms.** Trans. ASME Journal of Fluids Engineering, 100, pp. 291-298 (1978)
- PARSONS, K.C., **Human Thermal Environments.** Taylor & Francis (1993).
- PATANKAR, S.V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** Hemisphere Publishing Corporation (1980).

SCHAELIN, A., DORER, V., VAN DER MAAS, J. e MOSER, A., **Improvement of Multizone Model Predictions by Detailed Flow Path Values From CFD Calculations.** ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 709-720 (1993).

STRACHAN, P. e GUY, A., **Modelling as an Aid in the Thermal Performance Assessment of Passive Solar Components.** Proc. of Building Environmental Performance '91, pp. 77-88, Canterbury (1991).

TRITTON, D. J., **Physical Fluid Dynamics.** Oxford Science Publications, 2a. Ed. (1988)

TUOMAALA, P. e RAHOLA, J., **Combined Air Flow and Thermal Simulation of Buildings.** Building and Environment, Vol. 30, No. 2, pp. 255-265. Pergamon Press Plc (1995).

APÊNDICE A

ALGORITMO DE SOLUÇÃO PARA O ACOPLAMENTO REDES NODAIS – CFD

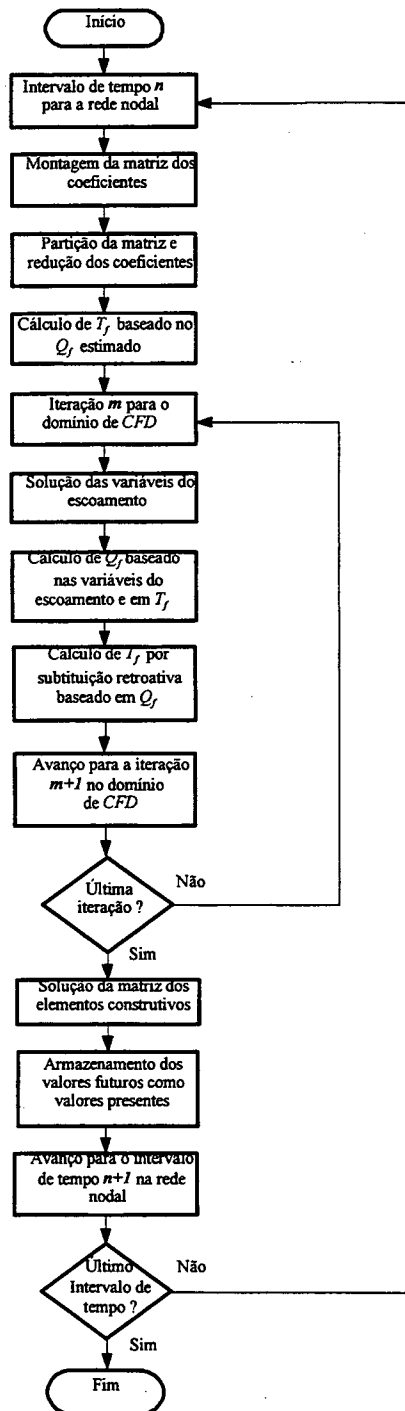


Figura A.1 - Algoritmo de solução para o acoplamento *Redes Nodais – CFD*.

APÊNDICE B

EXPRESSÕES PARA OS TERMOS DA EQUAÇÃO DO EQUILÍBRIO TÉRMICO

B.1 EQUAÇÃO DO EQUILÍBRIO TÉRMICO

A equação do equilíbrio térmico para o corpo humano, segundo Fanger, pode ser expressa da seguinte forma:

$$M \pm W - E - RES = K_{cl} = \pm R \pm C \quad (\text{B.1})$$

Na Tabela B.1, são apresentadas as expressões para os termos da Equação B.1, em unidades do sistema internacional – *SI*. O significado de cada termo pode ser encontrado no capítulo 4.

Tabela B.1 - Expressões para os termos da equação do equilíbrio térmico

$$E = 3,05 \times 10^{-3} [5733 - 6,99(M - W) - P_a] + 0,42 M(34 - T_a)$$

$$RES = 1,72 \times 10^{-5} M(5897 - P_a) + 0,0014 M(34 - T_a)$$

$$K_{cl} = \frac{[35,7 - 0,0275(M - W) - T_{cl}]}{0,155 I_{cl}}$$

$$R = 3,96 \times 10^{-5} f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4]$$

$$C = f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a)$$

APÊNDICE C

INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA

C.1 AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA

Conforme apresentado no capítulo 4, as flutuações de velocidade em ambientes climatizados contribuem para o risco da sensação de *draught*. Em seu modelo para predição do risco de *draught*, Fanger *et al.* (1988) consideraram a influência destas flutuações através da intensidade de turbulência do escoamento – T_u , definida como o desvio padrão da velocidade – σ – dividido pela velocidade média do escoamento – \bar{U} :

$$T_u = \frac{\sigma}{\bar{U}} \times 100 \quad (\text{C.1})$$

O desvio padrão da velocidade, tomado como a média quadrática da flutuação da velocidade, fornece informação sobre a magnitude média das flutuações de velocidade, sendo expresso da seguinte forma:

$$\sigma = \sqrt{\overline{(U')^2}} \quad (\text{C.2})$$

onde U' corresponde à flutuação média de velocidade. Esta flutuação pode ser avaliada a partir do conhecimento da energia cinética turbulenta – k – do escoamento. Para escoamentos tridimensionais, k é definido em função das flutuações médias das três componentes da velocidade (u' , v' , w') como:

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2} \right) \quad (\text{C.3})$$

Se considerarmos que a turbulência presente no escoamento é homogênea e isotrópica, i.e., as propriedades médias do escoamento não variam para uma mesma posição e

não têm direção preferencial no espaço, então as três componentes da flutuação da velocidade serão iguais:

$$\overline{(u')^2} = \overline{(v')^2} = \overline{(w')^2} = \overline{(U')^2} \quad (\text{C.4})$$

Sendo assim, a expressão para a energia cinética turbulenta (Equação C.3) se reduz a:

$$k = \frac{3}{2} \overline{(U')^2} \quad (\text{C.5})$$

Através da Equação C.5, pode-se então expressar a flutuação de velocidade em função da energia cinética turbulenta do escoamento. Finalmente a intensidade de turbulência é dada por:

$$T_u = \frac{\sqrt{2/3 k}}{\overline{U}} \times 100 \quad (\text{C.6})$$

APÊNDICE D

CÁLCULO DA TEMPERATURAS RADIANTE PLANA E MÉDIA RADIANTE

D.1 - TEMPERATURA RADIANTE PLANA

Considere uma superfície p de um corpo qualquer, trocando calor por radiação com n superfícies vizinhas conforme mostra a Figura D.1.

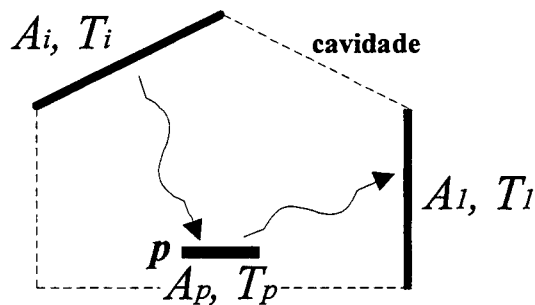


Figura D.1 - Transferência de calor radiante entre a superfície p e as superfícies vizinhas de uma cavidade.

As trocas de calor radiante entre p e as n superfícies vizinhas – $Q_{R,p}$ – são dadas por:

$$Q_{R,p} = \sum_{i=1}^n \sigma F_{p \rightarrow i} A_p (T_p^4 - T_i^4) \quad (D.1)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann, $F_{p \rightarrow i}$ é o fator de forma entre p e a superfície i , A_p é a área da superfície p , T_p é a temperatura[#] de p e T_i , a temperatura da superfície i . Supondo ainda que as n superfícies estejam todas a uma mesma temperatura – T_{rp} (temperatura

[#] Todas as temperaturas consideradas nas deduções deste apêndice são absolutas (K).

radiante plana), que proporcione as mesmas trocas de calor por radiação entre p e estas superfícies, $Q_{R,p}$ pode também ser expressa através da Equação D.2:

$$Q_{R,p} = \sigma A_p (T_p^4 - T_{rp}^4) \quad (\text{D.2})$$

Igualando-se as equações D.1 e D.2, tem-se:

$$\sum_{i=1}^n \sigma F_{p-i} A_p (T_p^4 - T_i^4) = \sigma A_p (T_p^4 - T_{rp}^4) \quad (\text{D.3})$$

Eliminando agora σ e A_p em ambos os lados da Equação D.3, a expressão pode ser rearranjada, assumindo a forma:

$$T_p^4 \sum_{i=1}^n F_{p-i} - \sum_{i=1}^n F_{p-i} T_i^4 = T_p^4 - T_{rp}^4 \quad (\text{D.4})$$

Por outro lado, pela definição do fator de forma, sabe-se que:

$$\sum_{i=1}^n F_{p-i} = 1 \quad (\text{D.5})$$

Logo, cancelam-se os primeiros termos de ambos os lados da Equação D.4, resultando na expressão final para a temperatura radiante plana:

$$T_{rp} = \left[\sum_{i=1}^n F_{p-i} T_i^4 \right]^{1/4} \quad (\text{D.6})$$

Esta é portanto a temperatura uniforme das superfícies vizinhas que proporciona a mesma troca de calor radiante entre estas superfícies e a superfície p , verificada na situação real.

D.2 - TEMPERATURA MÉDIA RADIANTE

Considere agora o manequim da Figura 4.2, constituído de m faces, a uma temperatura uniforme T_M . Admitindo que a troca de calor por radiação entre uma das faces do manequim e as superfícies vizinhas seja dada pela Equação D.2 ($T_p = T_M$), o calor total trocado por radiação entre o manequim e as superfícies adjacentes ‘visíveis’ – $Q_{R,M}$ – pode ser expresso como:

$$Q_{R,M} = \sum_{j=1}^m \sigma A_j (T_M^4 - T_{rp,j}^4) \quad (D.7)$$

onde A_j corresponde à área da face j e $T_{rp,j}$ é a temperatura radiante plana para esta face. Por outro lado, considerando que as superfícies visíveis possuem uma mesma temperatura – T_{mr} , que propicie a mesma troca de calor radiante entre estas e o manequim, $Q_{R,M}$ pode também ser dado por:

$$Q_{R,M} = \sigma A_T (T_M^4 - T_{mr}^4) \quad (D.8)$$

Igualando as equações D.7 e D.8, tem-se que:

$$\sigma A_T (T_M^4 - T_{mr}^4) = \sum_{j=1}^m \sigma A_j (T_M^4 - T_{rp,j}^4) \quad (D.9)$$

Eliminando-se σ e rearranjando a Equação D.9, chega-se a:

$$A_T T_M^4 - A_T T_{mr}^4 = T_M^4 \sum_{j=1}^m A_j - \sum_{j=1}^m A_j T_{rp,j}^4 \quad (D.10)$$

Lembrando ainda que a área superficial do manequim – A_T – corresponde ao somatório das áreas de suas faces – A_j – obtém-se finalmente à expressão para a temperatura média radiante em função da temperatura radiante plana de suas faces:

$$T_{mr} = \left[\frac{\sum_{j=1}^m A_j T_{rp,j}^4}{A_T} \right]^{1/4} \quad (D.11)$$

Esta é a temperatura das superfícies vizinhas que proporciona as mesmas trocas de calor por radiação, observadas na situação real, entre o manequim e estas superfícies.

APÊNDICE E

ALGORITMO PARA AVALIAÇÃO DISTRIBUÍDA DE CONFORTO TÉRMICO

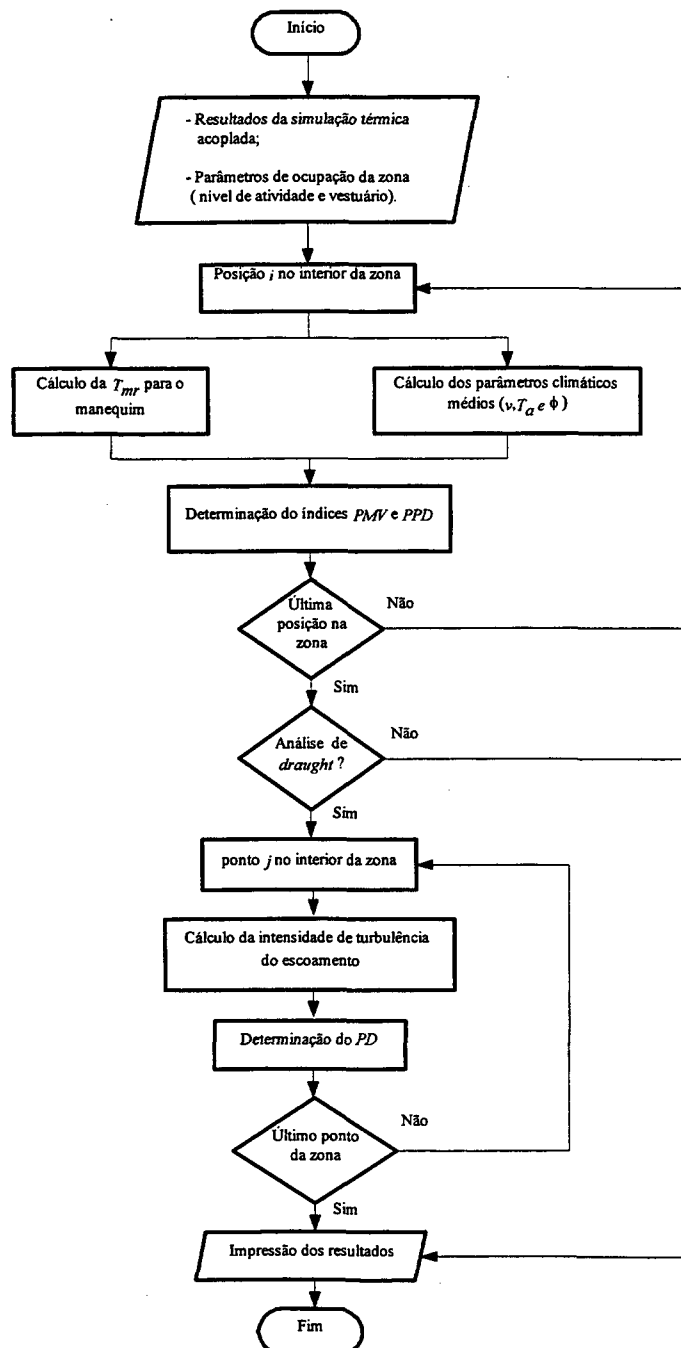


Figura E.1 - Algoritmo para avaliação distribuída de conforto térmico.

APÊNDICE F

ELEMENTOS CONSTRUTIVOS

F.1 COMPOSIÇÃO DOS ELEMENTOS CONSTRUTIVOS

Os elementos construtivos utilizados para configurar a edificação simulada no capítulo 6 são apresentados a seguir. Cada elemento é constituído de um ou mais materiais primitivos e é classificado quanto às suas propriedades óticas em opaco ou transparente. A Tabela F.1 apresenta as composições dos elementos construtivos e a Tabela F.2 apresentada as propriedades termo-físicas dos materiais primitivos.

Tabela F.1 - Elementos construtivos.

Elemento: Piso cerâmico		Opaco
No.	Espessura (m)	Material primitivo
1	0,100	Lage pré-moldada
2	0,010	Massa para assentar piso
3	0,010	Lajota cerâmica
Elemento: Porta de vidro		Transparente
No.	Espessura (m)	Material primitivo
1	0,012	Placa de vidro
Elemento: Porta de madeira		Opaco
No.	Espessura (m)	Material primitivo
1	0,030	Aglomerado de madeira
Elemento: Janela simples		Transparente
No.	Espessura (m)	Material primitivo
1	0,004	Vidro 4mm transparente
Elemento: Telhado de fibro-cimento		Opaco
No.	Espessura (m)	Material primitivo
1	0,010	Telha de fibro-cimento
Elemento: Forro de concreto		Opaco
No.	Espessura (m)	Material primitivo
1	0,120	Concreto normal
2	0,002	Massa para acabamento

Tabela F.1 - Elementos construtivos (continuação).

Elemento: Parede de tijolos			Opaco
No.	Espessura (m)	Material primitivo	
1	0,002	Massa para acabamento	
2	0,010	Argamassa	
3	0,100	Tijolo cerâmico de 6 furos	
4	0,010	Argamassa	
5	0,002	Massa para acabamento	
Elemento: Painel metálico			Opaco
No.	Espessura (m)	Material primitivo	
1	0,001	Cobre	

Tabela F.2 - Propriedades termo-físicas dos materiais primitivos¹.

Materiais	k (W/m ^o C)	ρ (kg/m ³)	c _p (J/kg °C)	ε (-)	α (-)
Lajota cerâmica	0,85	1900	837	0,90	0,60
Massa para assentar piso	1,40	2100	650	0,90	0,60
Lage pré-moldada	0,86	700	1000	0,90	0,50
Placa de vidro	0,76	2710	837	0,83	0,05
Aglomerado de madeira	0,56	350	1000	0,90	0,45
Vidro 4mm transparente	1,05	2500	750	0,83	0,05
Telha de fibro-cimento	0,65	1700	840	0,90	0,50
Concreto normal	1,75	2400	1000	0,90	0,55
Massa para acabamento	0,16	600	1000	0,90	0,50
Tijolo cerâmico de 6 furos ²	0,43	1600	920	0,90	0,70
Argamassa	1,15	2000	1000	0,90	0,50
cobre	210,00	8900	418	0,72	0,65

Onde:

k - Condutividade térmica;

ε - Emissividade;

ρ - Densidade;

α - Absortividade;

c_p - Calor específico.¹ Os valores apresentados na Tabela F.2 foram extraídos do banco de dados de materiais primitivos do *ESP-r*.² As propriedades termo-físicas do tijolo cerâmico de 6 furos, exceto a absortividade, foram retiradas do texto "Desempenho Térmico de Edificações - Parte 2: Método de cálculo de transmitância, da capacidade Térmica, de atraso térmico e fator de calor solar de elementos e componentes de edificações (Versão ABNT)", elaborado pelo Núcleo de Pesquisa em construção da Universidade Federal de Santa Catarina.

APÊNDICE G

DADOS CLIMÁTICOS PARA A CIDADE DE FLORIANÓPOLIS

G.1 PERÍODO DE VERÃO – DIA 22/02/1995

Tabela G.1 - Dados climáticos¹ para o dia 22/02/1995.

<i>t</i> (h)	<i>T_{ar}</i> (°C)	<i>I_{direta}</i> (W/m ²)	<i>I_{difusa}</i> (W/m ²)	<i>v_{ar}</i> (m/s)	φ (°)	ϕ (%)
1	24	0	0	0	0	60
2	24	0	0	0,15	225	61
3	21,5	0	0	0,1	225	83
4	22,7	0	0	0,15	247,5	60
5	23,7	0	0	0,26	247,5	60
6	24	0	0	0,26	247,5	60
7	24	0	2	0,15	247,5	60
8	24	0	94	0,41	270	60
9	25,1	98	238	0,31	292,5	60
10	27	194	260	0,15	292,5	60
11	28,6	667	165	0	0	60
12	29,8	579	250	0,31	247,5	52
13	30,2	458	394	0,26	247,5	42
14	30	267	443	0	0	59
15	30	134	432	0	0	60
16	29,2	102	377	0,1	270	60
17	27,1	35	205	0,15	270	60
18	27	8	133	0	0	60
19	27	0	15	0	0	60
20	27	0	0	0	0	60
21	26,7	0	0	0	0	60
22	26	0	0	0	0	60
23	24,3	0	0	0	0	60
24	24,2	0	0	0	0	60

Onde:

- | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p><i>t</i> - Tempo;</p> <p><i>T_{ar}</i> - Temperatura do ar;</p> <p><i>I_{direta}</i> - Radiação solar direta;</p> <p><i>I_{difusa}</i> - Radiação solar difusa;</p> | <p><i>v_{ar}</i> - Velocidade do vento;</p> <p>φ - Direção do vento (em relação ao norte – sentido anti-horário);</p> <p>ϕ - Umidade relativa.</p> |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

¹ Os dados climáticos de inverno e verão foram medidos pelo Laboratório de Energia Solar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, para a cidade de Florianópolis (latitude 27° Sul).

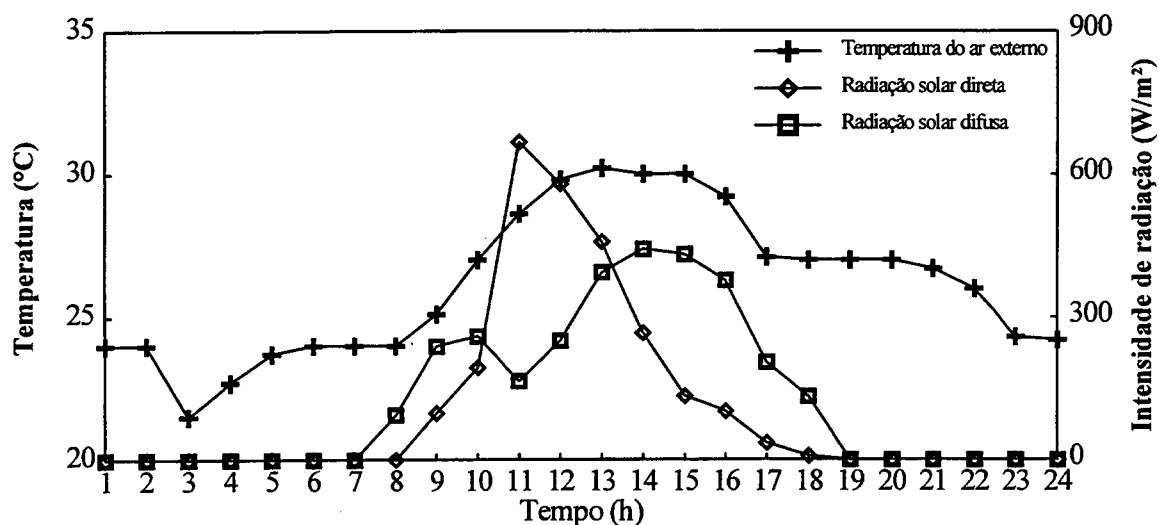


Figura G.1 - Variação climática para o dia 22/02/1995.

G.2 PERÍODO DE INVERNO – DIA 21/07/1995

Tabela G.2 - Dados Climáticos para o dia 21/07/1995.

t (h)	T_{ar} (°C)	q''_{direta} (W/m ²)	q''_{difusa} (W/m ²)	v_{ar} (m/s)	φ (°)	ϕ (%)
1	12	0	0	0,46	45	79
2	12	0	0	0,51	45	83
3	12	0	0	0,51	67,5	79
4	11,9	0	0	0,57	90	90
5	11,9	0	0	0,57	202,5	63
6	9,7	0	0	0,57	225	70
7	9,3	0	0	0,51	67,5	79
8	9,1	0	0	0,51	45	80
9	11,4	90	43	0,46	67,5	69
10	13,6	146	122	0,41	90	60
11	15,9	425	89	0,46	90	40
12	18	350	177	0,46	157,5	30
13	17,6	272	221	0,51	135	30
14	18	289	232	0,46	67,5	30
15	18	165	208	0,51	225	30
16	18	52	198	0,51	135	45
17	17	15	148	0,51	225	60
18	15,5	2	28	0,51	45	60
19	15	0	0	0,46	90	60
20	15	0	0	0,51	22,5	60
21	15	0	0	0,51	90	60
22	13,1	0	0	0,36	247,5	60
23	12,8	0	0	0,46	225	60
24	12,1	0	0	0,57	247,5	60

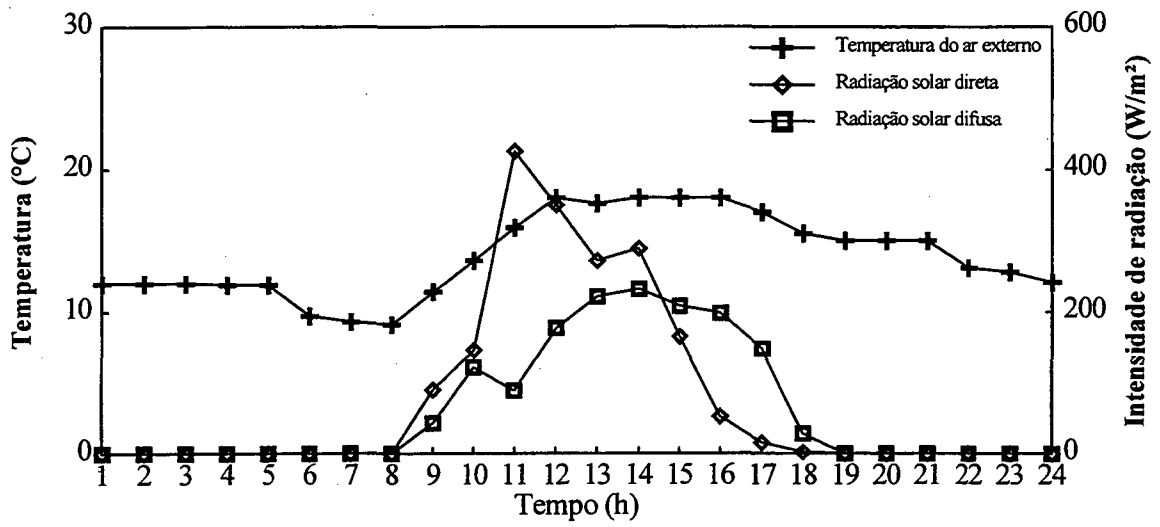


Figura G.2 - Variação climática para o dia 21/07/1995.

APÊNDICE H

COEFICIENTES CONVECTIVOS PARA O MODELO DE REDES NODAIS

H.1 COEFICIENTES CONVECTIVOS PARA CONVECÇÃO NATURAL

O modelo de *Redes Nodais* implementado no *ESP-r* avalia o coeficiente convectivo de calor nas superfícies internas das edificações através de expressões fornecidas por Alamdari e Hammond (1983). Estas expressões consideram somente a presença de convecção natural ($10^4 \leq GrPr \leq 10^{12}$) e são apresentadas para três situações distintas. Para superfícies horizontais ou verticais, com o fluxo de calor ascendente, o coeficiente convectivo – h_{conv} – assume a forma:

$$h_{conv} = \left\{ \left[a \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^p \right]^m + \left[b (\Delta T)^q \right]^m \right\}^{1/m} \quad (\text{H.1})$$

onde ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície e o ar, L representa a dimensão característica da superfície e os coeficientes a , b , p , q e m são apresentados na Tabela H.1, de acordo com a orientação da superfície.

Tabela H.1 - Coeficientes da Equação H.1.

Superfície	a	b	p	q	m
Vertical	1,5	1,23	1/4	1/3	6
Horizontal	1,4	1,63	1/4	1/3	6

Para superfícies horizontais com fluxo de calor descendente, o coeficiente h_c é dado pela Equação H.2.

$$h_{conv} = 0,60 \left(\frac{\Delta T}{L^2} \right)^{1/5} \quad (\text{H.2})$$

Para as superfícies verticais, a dimensão característica considerada é a própria altura da superfície, enquanto que para as horizontais, a dimensão a ser utilizada é o seu diâmetro hidráulico:

$$L = \frac{4A_s}{P_s}$$

onde A_s corresponde à área da superfície e P_s , ao seu perímetro.