

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

**MODELAGEM DE UM SENSOR VIRTUAL PARA CONTROLE DO  
CONFORTO TÉRMICO**

**RAFAEL LOURENÇO DOS SANTOS**

ORIENTADOR: MARCO ANTÔNIO FREITAS DO EGITO COELHO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

PUBLICAÇÃO: 433/11

BRASÍLIA/DF: MARÇO – 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

**MODELAGEM DE UM SENSOR VIRTUAL PARA CONTROLE DO  
CONFORTO TÉRMICO**

**RAFAEL LOURENÇO DOS SANTOS**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA  
DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO  
PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
MESTRE.

APROVADA POR:

---

Marco Antônio Freitas do Egito Coelho (DSc, Dpto. Engenharia Elétrica UnB)  
(Orientador)

---

Dr. Ing. Adolfo Bauchspiess (Dr. Ing., Dpto. Engenharia Elétrica UnB)  
(Examinador Interno)

---

João Manoel Dias Pimenta (DSc, Dpto. Engenharia Mecânica UnB)  
(Examinador Externo)

---

Alex da Rosa (DSc, Dpto. Engenharia Elétrica UnB)  
(Membro Suplente)

Brasília/DF, 28 de fevereiro de 2011.

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

SANTOS, RAFAEL LOURENÇO DOS

Modelagem de um sensor virtual para controle do conforto térmico. [Distrito Federal] 2011.

xii, 107 p., 210 x 297 mm (ENE/FT/UnB, Mestre, Engenharia Elétrica, 2011).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Elétrica

1. Sistemas Dinâmicos

2. Modelagem

3. Automação predial

4. Conforto térmico

I. ENE/FT/UnB

II. Título (série)

## **REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

SANTOS, R. L. (2011). Modelagem de um sensor virtual para controle do conforto térmico. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Publicação PPGENE.DM – 433/11, Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade de Brasília, DF, 107 p.

## **CESSÃO DE DIREITOS**

AUTOR: Rafael Lourenço dos Santos.

TÍTULO: Modelagem de um sensor virtual para controle do conforto térmico.

GRAU: Mestre ANO: 2011

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

---

Rafael Lourenço dos Santos  
rlsantos@gmail.com  
Rua Correa Dutra, 129, apto. 502.  
Rio de Janeiro/RJ. CEP: 22.210-050

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que direta ou indiretamente puderam fazer com que este trabalho se concretizasse.

Aos meus pais e irmãos por todo o amor e pelo apoio incondicional que sempre me foi dado. Tudo o que eu sou e tudo o que de mais valioso aprendi devo a vocês.

Agradeço à Fernanda por ter aceitado trilhar ao meu lado o caminho da vida e por ter sido compreensiva quanto às horas passadas à frente do computador. Obrigado por seu apoio ao longo do tempo dedicado à conclusão deste trabalho e sua compreensão quanto a importância e a dedicação que dei a deste projeto.

Agradeço ao prof. Egito por sua cordial recepção no início da pesquisa e por sua dedicada orientação ao longo da realização do trabalho. Também agradeço por sua compreensão e confiança. Agradeço por ter confiado a mim um tema tão instigante e desafiador para que realizássemos a pesquisa.

Obrigado a todas as pessoas que fizeram e fazem parte da minha vida.

À meus pais e a toda minha família.

À minha noiva, Fernanda.

## RESUMO

O consumo de energia para condicionamento de ar responde por uma parte relevante do uso de energia elétrica no Brasil. Em relação a outros aparelhos eletrodomésticos, os aparelhos de ar-condicionado ainda estão presentes em um número pequeno de residências brasileiras. No entanto, em mantendo-se a melhora nas condições econômicas observadas nos últimos anos, haverá cada vez mais equipamentos instalados. Os efeitos gerados por picos de demanda relacionados ao efeito cumulativo de vários aparelhos de ar-condicionado ligados simultaneamente já foram responsáveis inclusive por alguns blecautes em várias redes de distribuição pelo mundo afora.

O desenvolvimento de novos sistemas de controle para equipamentos de ar-condicionado que possibilitem um controle mais apurado do conforto ambiental tornaria os equipamentos mais eficientes e com melhor desempenho. Neste trabalho é proposto um sensor virtual capaz de estimar o índice de conforto térmico em vários pontos de um ambiente hipotético. O sensor virtual é baseado numa solução numérica das equações médias de Navier-Stokes, incorporando o modelo de turbulência de duas equações, *k-epsilon*. Todo o modelo físico foi implantado em uma linguagem Modelica, agregando equações para cálculo dos índices de conforto térmico em uma biblioteca que gera uma malha espacial e soluciona o modelo das equações médias de Navier-Stokes com equações de turbulência *k-epsilon*.

Os resultados da simulação de um caso-base do sensor virtual foram confrontados com aqueles obtidos na solução de um problema equivalente modelado em uma ferramenta comercial para simulação de dinâmica dos fluidos. Os valores médios das variáveis termodinâmicas obtidos pelo modelo do sensor virtual mostraram-se aderentes quando comparados com sua contrapartida modelada em programa de simulação comercial, cujo código-fonte é privativo. O modelo permite acesso ao valor de todas as variáveis termodinâmicas e de conforto térmico em cada um dos elementos da malha de simulação.

## ABSTRACT

An important portion of electricity use in Brazil is due air-conditioning energy consumption. Unlike other home appliances, air-conditioning is still present in a small number of Brazilian houses. However, if Brazil succeeds improving its economic conditions as were observed in past years, a higher amount of Brazilian homes will have their own air-conditioning system. In addition, peak demand caused by a high number of air-conditioning apparatus connected simultaneously accounts for massive blackouts throughout the world.

The development of control systems, designed specifically for air-conditioners, allows a more accurate control of thermal comfort, resulting in more efficient and better performing systems. This work presents a virtual sensor model that can estimate a thermal comfort index at various points in a hypothetical environment. The virtual sensor is based on the numerical solution of Navier-Stokes averaged equations, complemented with *k-epsilon* turbulence model. The coding was carried out with Modelica modeling language, based on a library that generates a solution mesh and solves the Navier-Stokes averaged equations with *k-epsilon* turbulence model. The capability of calculating thermal comfort indexes in the mesh nodes was added to the library.

Simulations were performed in order to validate the results obtained by the virtual sensor model against the results obtained by a similar problem modeled in a commercial program for fluid dynamics simulation. The simulation results obtained by the virtual sensor model were considered satisfactory, based on a comparison with its counterpart modeled and solved on the commercial simulation program. The model proposed can deliver thermodynamics and thermal comfort data within each element of the simulation mesh

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Motivação e Justificativa.....	1
1.2. Objetivo.....	4
1.3. Segurança Energética.....	5
1.4. Trabalhos relacionados.....	7
2. SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR.....	13
2.1. Tipos de Sistemas de condicionamento de ar.....	13
2.2. Controle de sistemas AVAC-R.....	16
3. MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO.....	21
3.1. PMV - Voto Médio Estimado.....	22
3.1.1. Sensibilidade do índice PMV.....	32
3.1.2. O índice PPD.....	34
4. O MODELO MATEMÁTICO.....	36
4.1. Equações médias de Navier-Stokes.....	39
4.2. Modelo de turbulência.....	42
4.3. Solução numérica das equações.....	46
5. SENSORES VIRTUAIS - CONCEITO.....	55
5.1. Redes de Sensores.....	56
6. MODELICA.....	58
6.1. Modelagem orientada a objeto.....	59
6.2. Modelagem com equações implícitas.....	60
6.3. O algoritmo DASSL.....	62
6.4. Tipos de variáveis e conectores em Modelica.....	64
6.5. Simulação de modelos em Modelica.....	64
7. IMPLEMENTAÇÃO EM MODELICA.....	69
7.1. A biblioteca RoomAir.....	69
7.2. Avaliando o tempo de execução.....	73
8. RESULTADOS.....	76
8.1. Alterações na biblioteca RoomAir.....	76
8.2. Validação do código.....	80
9. CONCLUSÕES GERAIS.....	90



9.1. Conclusões.....	90
9.2. Sugestões de trabalhos futuros .....	92
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	94
APÊNDICE A: EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES .....	100

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Distribuição do consumo de energia elétrica por setor da economia.....	2
Figura 1.2: Participação de eletrodomésticos no consumo residencial .....	3
Figura 1.3: Geometria à esquerda e perfis de temperatura à direita .....	7
Figura 1.4: <i>Softsensor</i> de conforto térmico e sistema de controle baseado em PMV .....	9
Figura 1.5: Perfis de temperatura e velocidade em um corte longitudinal .....	10
Figura 1.6: Campos de velocidade e de temperatura do ar.....	12
Figura 2.1: Aparelhos do tipo janela e <i>split</i> .....	15
Figura 2.2: Equipamento do tipo <i>self contained</i> ou autoportante.....	15
Figura 2.3: Topologia de um controle a malha aberta.....	17
Figura 2.4: Topologia de um controle de malha fechada .....	18
Figura 2.5: Controle malha fechada com sensor virtual.....	19
Figura 2.6: Níveis de complexidade de sistemas de controle para ar-condicionado .....	20
Figura 3.1: Mecanismos de troca de calor entre o corpo humano e o ambiente .....	23
Figura 3.2: Esquemático de trocas de calor entre a pele e o ambiente .....	28
Figura 3.3: Curva do fator de vestuário .....	29
Figura 3.4: Sensibilidade do índice PMV em relação à temperatura ambiente.....	33
Figura 3.5: Sensibilidade do índice PMV em relação à umidade relativa do ar.....	34
Figura 3.6: Relação entre os índices PMV e PPD .....	35
Figura 4.1: Decomposição de uma variável em seu valor médio e flutuação turbulenta	40
Figura 4.2: Modelos de turbulência.....	43
Figura 4.3: Domínio dividido em volumes finitos .....	51
Figura 5.1: Sensor virtual .....	55
Figura 6.1: Processamento das simulações em <i>Dymola</i> .....	65
Figura 6.2: Modelo pode ser compilado para mais de uma plataforma .....	67
Figura 6.3: Montagem de uma biblioteca com várias classes .....	68
Figura 7.1: Classes que implementam os gradientes espaciais .....	71
Figura 7.2: Conectando dois elementos de volume.....	71
Figura 7.3: Classes que implementam os gradientes espaciais .....	72
Figura 7.4: Sala de reuniões da Universidade de Kaiserslautern .....	74
Figura 8.1: Comparação de resultados obtidos com um modelo escrito em Modelica e seu equivalente modelado na plataforma <i>Fluent</i> .....	77

Figura 8.2: Extensão da biblioteca para calcular diretamente PMV e PPD .....	79
Figura 8.3: Fluxo de trabalho do software <i>AirPak</i> .....	81
Figura 8.4: Malhas de solução geradas com <i>RoomAir</i> e <i>AirPak</i> .....	82
Figura 8.5: Temperatura média simulada no primeiro caso de validação .....	83
Figura 8.6: Curvas de temperatura do ambiente em uma resposta ao degrau .....	84
Figura 8.7 : Curvas isotérmicas para a simulação .....	84
Figura 8.8: Sala de reunião do segundo caso-base .....	85
Figura 8.9: Temperatura média no segundo caso-base.....	85
Figura 8.10: Velocidade média do ar no segundo caso-base.....	86
Figura 8.11: PMV em todo o ambiente do segundo caso-base .....	87
Figura 8.12: Distribuição do PMV na malha de simulação.....	88
Figura 8.13: Valores do PMV para os instantes 102 e 200 segundos .....	88
Figura 8.14: Distribuição do PMV nos instantes 300 e 600 segundos .....	89
Figura A.1: Abordagens: de Lagrange à esquerda e de Euler, à direita .....	101
Figura A.2: Fluxo líquido sobre uma superfície arbitrária .....	103
Figura A.3: Fluxos de fluido através de um elemento infinitesimal de volume.....	106

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1: Consumo de energia elétrica por setor da economia .....	2
Tabela 1.2: Participação do condicionamento de ar por região do Brasil .....	3
Tabela 3.2. Escala de julgamento do conforto térmico no método PMV .....	22
Tabela 3.3. Parâmetros de entrada utilizados no método PMV .....	23
Tabela 3.4. Taxas de metabolismo para algumas atividades comuns .....	24
Tabela 4.1: Modelos de turbulência agrupados por família .....	44
Tabela 4.2: Relação entre propriedades transportadas e equação geral de transporte .....	48
Tabela 4.3: Relação entre propriedades transportadas e equação geral de transporte no modelo de turbulência .....	49
Tabela 6.1: Parâmetros do arquivo de entrada <i>dsin.txt</i> .....	66
Tabela 7.1: Numero de equações geradas por algumas classes .....	73
Tabela 7.2: Tempo de execução por número de volumes simulados .....	75
Tabela 8.1: Parâmetros das simulações do segundo caso-base .....	86

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

O uso de energia para conforto térmico envolve conhecimentos transversais de diversas áreas da engenharia. Os fenômenos físicos que ocorrem em um sistema de condicionamento de ar envolvem conhecimentos de mecânica dos fluidos na modelagem dos fenômenos de transferência, passam pela engenharia elétrica ao avaliar o uso final de energia e envolvendo também arquitetura e engenharia civil no estudo da conformidade construtiva das edificações. Devido à importância dos sistemas de conforto térmico em edificações e ambientes fechados, a este ramo da engenharia convencionou-se chamar de HVAC, sigla do inglês *Heating, Ventilation and Air Conditioning*, ou, aquecimento, ventilação e ar condicionado, levando à sigla equivalente em português AVAC-R. O projeto de sistemas de AVAC-R engloba todas as metodologias de dimensionamento, simulação e testes de equipamentos que para operar controlando e agindo sobre os fenômenos de transporte que ocorrem no ambiente.

O conforto térmico é hoje, um importante uso final de energia, respondendo por montantes significativos de demanda de energia. Especialmente em áreas urbanas, onde há grande densidade populacional e concentração de atividades ligadas àquelas de comércio e serviços, observa-se que o uso de energia para condicionamento de ar em edifícios de escritórios, grandes centros comerciais e shopping centers, além das próprias residências da população é de grande relevância.

Tabela 1.1 : Consumo de energia elétrica por setor da economia.

Sector	Consumo Energia Elétrica (x 10 <sup>3</sup> tep)	Participação Percentual
Comercial	5.034	14,82 %
Público	2.900	8,54 %
Residencial	7.816	23,02 %
Agropecuário	1.508	4,44 %
Transportes	135	0,40 %
Industrial	16.565	48,78 %

Fonte: Balanço Energético Nacional 2008

Segundo dados do Balanço Energético Nacional do ano de 2008 (EPE, 2008), a participação de cada setor da economia no consumo total de energia elétrica brasileiro pode ser ilustrada conforme o gráfico a seguir.

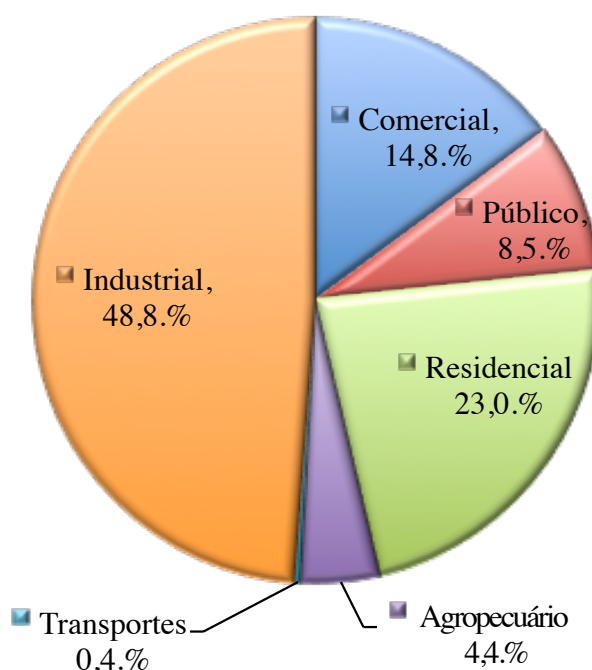


Figura 1.1: Distribuição do consumo de energia elétrica por setor da economia. Fonte: Balanço Energético Nacional 2008

Nota-se que seguido do setor industrial, que corresponde a quase 49% da energia elétrica total consumida, o setor residencial responde pelo segundo maior consumo, com 23 % do total da energia consumida. Conjugando-se estes dados com aqueles apresentados no Relatório Brasil, referente à pesquisa de posses e hábitos de consumo de equipamentos pelo PROCEL, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica

(PROCEL, 2007), é possível inferir a participação total dos equipamentos de condicionamento de ar, apenas em âmbito residencial, na composição do consumo total de energia elétrica do Brasil. O gráfico abaixo, apresenta a participação dos principais equipamentos no consumo de energia do setor residencial do Brasil.

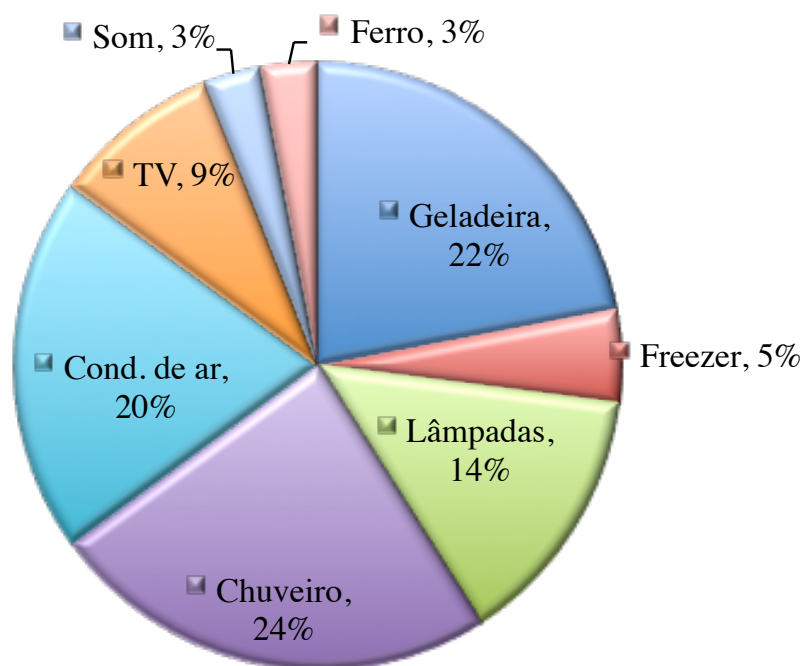


Figura 1.2: Participação de eletrodomésticos no consumo residencial. Fonte: Pesquisa de equipamentos e hábitos de uso (PROCEL, 2007)

O mesmo relatório apresenta ainda, estratificado por região do Brasil, a participação de cada equipamento. Especificamente acerca do condicionamento de ar, tem-se os percentuais apresentados na tabela a seguir.

Tabela 1.2: Participação do condicionamento de ar por região do Brasil

Região	Participação do condicionamento de ar
Norte	40%
Sul	32%
Nordeste	27%
Centro-Oeste	18%
Sudeste	11%

Fonte: Pesquisa de equipamentos e hábitos de uso (PROCEL, 2007)

Ressalta-se, em especial, a elevada participação do consumo de energia

residencial destinado a condicionamento de ar apresentado pela região Norte, chegando a 40% do total. A esta constatação, deve-se ater especial atenção devido à particularidade do suprimento de energia elétrica àquela região, cujo energético primário é de origem Fóssil nos locais não conectadas ao Sistema Interligado Nacional (SIN). À exceção da capital Belém/PA e de parte deste estado, a maior parte da região Norte é suprida pelos sistemas isolados e conforme apurado pelo Grupo Técnico Operacional da Região Norte, a carga própria de energia dos sistemas isolados apurada no ano de 2006 foi de 11.509 GWh (GTON, 2007).

Ademais, trabalhos como o de Alves (2008), comprovaram que há uma relação direta entre os fatores climáticos ligados à percepção de conforto térmico e o consumo de energia, especialmente nos meses de verão. Alves mostra em seu trabalho, a partir de uma série histórica de temperatura e umidades do ano de 2006, que no Brasil ocorrem com frequência situações climáticas que requerem o uso de equipamentos de condicionamento de ar para prover conforto térmico. Estas ocorrências são mais intensas nos períodos de verão, iniciando-se no mês de dezembro e se estendendo até o final do mês de março. Neste trabalho, o autor também conclui que estes fatores podem impactar sobremaneira o Custo Marginal de Operação do sistema elétrico como um todo.

Ante ao exposto, constata-se que no setor residencial, a demanda de energia para condicionamento de ar no Brasil tem grande relevância não só individualmente em cada unidade consumidora, como também na abordagem sistêmica do suprimento de energia elétrica, impactando diretamente nos custos de operação do sistema, e por consequência, no custo de fornecimento da energia elétrica aos diversos consumidores.

## **1.2. OBJETIVO**

Este trabalho tem por objetivo discutir e apresentar os fundamentos de um *sensor virtual*, capaz de fornecer informações acerca do conforto térmico de forma distribuída em um ambiente confinado. O *sensor virtual* proposto é, essencialmente, um modelo numérico de um ambiente baseado em dinâmica dos fluidos computacional. O modelo do sensor deve implementar os principais fenômenos físicos observados na operação de um sistema de condicionamento de ar, de forma que as variáveis físicas obtidas por meio da simulação deste modelo guardem precisão satisfatória quando comparadas com as variáveis



que seriam efetivamente medidas numa situação real.

O modelo implementado no *sensor virtual* foi desenvolvido visando atender simultaneamente aos requisitos de precisão nas variáveis “medidas” e desempenho satisfatório na atualização das variáveis de saída. É importante salientar que estes dois requisitos são essencialmente antagônicos, uma vez que a precisão da simulação implica em uma modelagem mais complexa e refinada que demanda inevitavelmente maior esforço computacional. Em última análise, o modelo desenvolvido neste trabalho deve ser capaz de permitir uma integração a um projeto mais completo de um sistema de controle digital.

Neste trabalho também discute-se a aplicação do *sensor virtual* para que seu uso seja viável em instalações de condicionamento de ar de pequeno porte, onde não há a possibilidade de se dispor de sistemas de sensoriamento mais complexos.

### **1.3. SEGURANÇA ENERGÉTICA**

A temperatura registrada nas cidades também influencia sobremaneira a segurança energética no suprimento de energia. Como temperaturas mais elevadas implicam em maior demanda da população por energia para refrigeração e ar-condicionado, há impacto diretamente nas redes de distribuição de energia e no sistema elétrico como um todo. A elevação da temperatura atmosférica e a alteração de outros fatores climáticos que contribuem para a elevação da sensação térmica da população já causaram impactos significativos em sistemas elétricos mundo afora. Os picos na demanda de energia causados por esses fenômenos podem levar os sistemas a esforços para os quais não estavam dimensionados e/ou preparados. As conseqüências desta conjuntura podem levar ao desligamento de pequenas áreas geográficas ou até ao desligamento em grande escala, causado pelo desligamento sucessivo de circuitos a montante por sobrecarga.

Em 2006 os Estados Unidos registraram uma onda de calor que atingiu a costa oeste, afetando o suprimento de energia no estado da Califórnia, um dos mais importantes economicamente daquele país. O evento foi registrado entre os dias 16 e 26 de Julho de 2006, auge do verão norte-americano. No dia 24 de Julho de 2006 foi registrado o recorde um demanda de energia naquele estado, 50,2 GW (EDWARDS *et al*, 2006). O acionamento de forma generalizada de aparelhos para condicionamento de ar foi a causa deste pico na

demanda por energia elétrica o que causou um colapso no sistema elétrico levando a um blecaute de grandes proporções (SCIENCE DAILY, 2006).

O sistema elétrico brasileiro também já experimentou revezes semelhantes, onde a principal uma das causas apontada foi o registro de temperaturas mais elevadas que as médias históricas, acarretando picos de demanda que superam a capacidade de demanda máxima prevista para as redes de distribuição. Em novembro de 2009, a cidade do Rio de Janeiro sofreu com interrupções no suprimento de energia elétrica que atingiu os principais bairros da Zona Sul da cidade. Algumas ruas e pontos destes bairros chegaram a ficar alguns dias sem energia. O calor anormal que assolava a cidade naquele verão foi apontado como uma das causas (LIMA, 2009). Sob os efeitos de um calor severo, a população recorreu aos aparelhos de ar-condicionado sobrecarregando a rede da concessionária. Pode-se afirmar que esta ocorrência teve início algumas semanas antes do dia em que ocorreram as interrupções. Com a temperatura em anormal elevação a população foi às compras e esgotou os modelos de ar-condicionado mais populares das prateleiras das lojas de varejo. Este pico de demanda por aparelhos de ar-condicionado de pequeno porte foi tema de uma matéria jornalística num importante programa noticiário diário de televisão (CLIMA, 2009). Isto fez com que a base instalada destes aparelhos aumentasse rapidamente. Os investimentos necessários na rede de suprimento para fazer frente à tal aumento de demanda é muito mais oneroso e demorado. Esta situação culminou com as ocorrências registradas ao longo do verão daquele ano.

Conforme exposto, a popularização e o acesso da população aos aparelhos de ar-condicionado, faz com que este equipamento mereça cada vez mais atenção, pois sua presença massiva no sistema elétrico gera efeitos sistêmicos importantes. Ao se observar que os eletrodomésticos de primeira necessidade, como geladeira e fogão avançam rumo à completa universalização, espera-se que as famílias que já contam estes aparelhos passem a pensar em adquirir seu primeiro aparelho de ar-condicionado. O aumento da massa salarial da população das classes mais baixas será o motor deste fenômeno. É possível que ocorra uma renovação dos equipamentos mais antigos, em final de vida útil e muito menos eficientes. No entanto, devido ao potencial que há na elevação do índice de penetração destes equipamentos dentre as famílias brasileiras, o efeito da massificação do uso destes equipamentos deverá ser mais importante.

#### 1.4. TRABALHOS RELACIONADOS

Um conceito denominado de *Virtual Thermal Comfort Engineering*, ou Engenharia de conforto térmico virtual é aplicado em um trabalho que visa estudar o conforto térmico em pequenos ambientes, como a de cabines de automóveis (TAEYOUNG & LINJIE, 2005). Apesar da denominação diferente, este trabalho aplica técnicas de dinâmica de fluidos computacional para prever e avaliar o conforto térmico dos passageiros no interior de cabines de automóveis. O principal objetivo do trabalho, foi o de obter um método de projeto de sistemas de condicionamento de ar para automóveis que possa complementar os métodos atualmente empregados, de simulação em túneis de vento e de ensaios reais em campo. Devido ao menor custo de execução e maior flexibilidade, a simulação numérica das condições climáticas no interior dos veículos pode reduzir os custos do desenvolvimento e de projeto de novos sistemas. A cabine de um automóvel utilitário é um ambiente bastante restrito e, considerando-se que há a ocupação de seis pessoas (conforme utilizado pelos autores nas simulações), há pouco espaço livre e desobstruído para o escoamento do ar. Por isso, os autores desenvolveram uma malha altamente refinada no pré-processador *Gambit* e fizeram, posteriormente as simulações utilizando o programa *Fluent* para resolver as equações médias de Navier-Stokes.

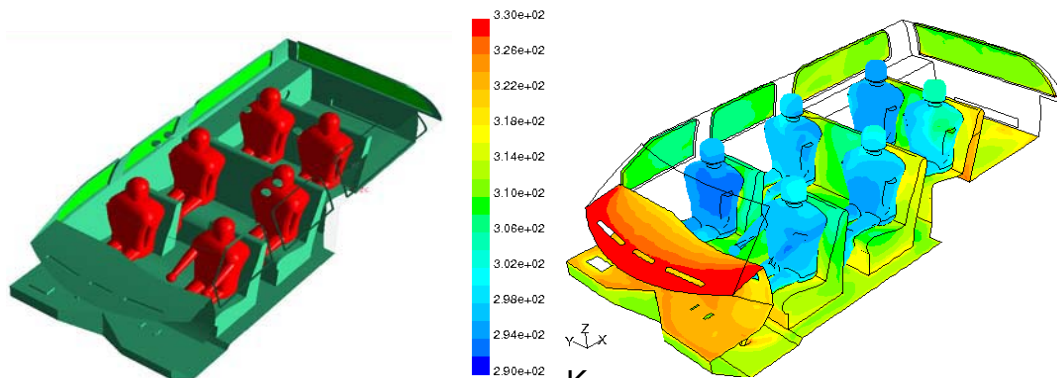


Figura 1.3: Geometria à esquerda e perfis de temperatura à direita. Fonte: Taeyoung e Linjie (2005)

Como nos sistemas de condicionamento de ar veicular a carga térmica imposta pela incidência da radiação solar nos passageiros e no próprio veículo é bastante elevada, os

autores simularam várias condições possíveis para esta variável. Após validarem as simulações, os autores concluíram como satisfatório o método de fazer-se a previsão da velocidade do escoamento do ar e sua temperatura em vários pontos de um ambiente, aplicando para isto, um programa de solução numérica para dinâmica de fluidos computacional.

Um modelo simplificado para simulação numérica dos fluxos de ar foi proposto por Qingyan e Weiran (1997). O modelo numérico desenvolvido pelos autores é capaz de fazer a simulação, para ambientes fechados, da distribuição espacial da velocidade do ar, da temperatura, e da concentração de contaminantes. O modelo foi aplicado satisfatoriamente na simulação de casos com ventilação natural e forçada, ou ainda em casos onde as duas estão presentes. Os tempos de simulação obtidos foram até dez vezes menores se comparados àqueles demandados por programas tradicionais de dinâmica dos fluidos computacional. O ganho de desempenho na simulação numérica não vem da divisão do domínio em geometrias mais esparsas que aquelas antes aplicadas nos métodos tradicionais, apesar de um ganho adicional de desempenho também ser possível adotando esta estratégia, conforme alertam os autores. Velocidades maiores de simulação foram obtidas substituindo o cálculo das equações de transporte de quantidades turbulentas, presentes no modelo de turbulência e que são bastante onerosas numericamente, por um modelo de viscosidade turbulenta que não emprega equações de transporte. Na realidade, o modelo de viscosidade turbulenta resumiu-se a uma equação independente de termos ajustáveis pelas condições do escoamento simulado.

A simulação numérica de condições de conforto térmico usando programas comerciais para dinâmica dos fluidos foi também aplicada em Yanli, Deying e Yufeng (2007). Com o objetivo de avaliar sistemas de condicionamento de ar insuflados pelo piso, os autores lançaram mão da modelagem da sala de um escritório utilizando ferramentas de pré-processamento. Foram então realizadas simulações para comparar a nova solução proposta, um sistema que realizasse o resfriamento pelo piso e em conjunto fizesse o deslocamento de massas de ar no ambiente por convecção.

O desenvolvimento de um sistema de ar-condicionado onde o índice de conforto térmico PMV é a variável controlada é mostrada em Hui e Quingfan (2006). Os autores afirmam que o controle baseado no índice PMV, não só melhora o conforto térmico no ambiente, mas também reduz o consumo de energia do sistema de ar-condicionado central. Os autores propõem o uso do que chamam de *softsensor*, que é o exatamente o mesmo conceito

do sensor virtual desenvolvido neste trabalho.

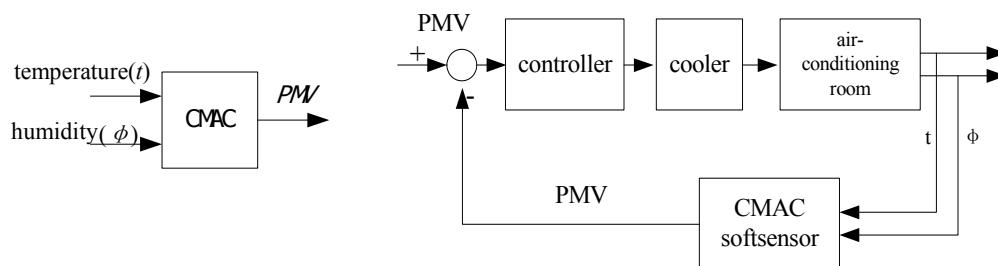


Figura 1.4: *Softsensor* de conforto térmico e sistema de controle baseado em PMV. Fonte: Hui e Qingfan (2006)

Como o cálculo do índice PMV envolve um sistema de equações não-lineares, além de alguns parâmetros não diretamente mensuráveis, os autores aplicaram uma Rede Neural Artificial do tipo CMAC (*Cerebellar Model Articulation Controller*) para efetuar o cálculo do índice com base nas leituras de temperatura e umidade.

Cheong *et al* (2003) realizaram a análise das condições de conforto térmico de uma sala de aula do tipo auditório, também lançando mão de ferramentas de dinâmica de fluidos computacional. Este trabalho é particularmente interessante pois a sala avaliada localiza-se em Cingapura, onde o clima é caracterizado por temperaturas elevadas e alta umidade. Dessa forma, pode-se dizer que o trabalho de Cheong *et al* (2003) foi realizado sob condições climáticas mais próximas a de muitas cidades brasileiras do que pesquisas conduzidas na Europa ou na America do Norte. O artigo descreve as características das instalações de condicionamento de ar do auditório, que são bastante próximas àquelas tipicamente encontradas no Brasil. Os pesquisadores utilizaram o pacote de simulação numérica *Fluent* neste estudo e modelaram o escoamento turbulento do ar com o modelo renormalizado *k-epsilon*.

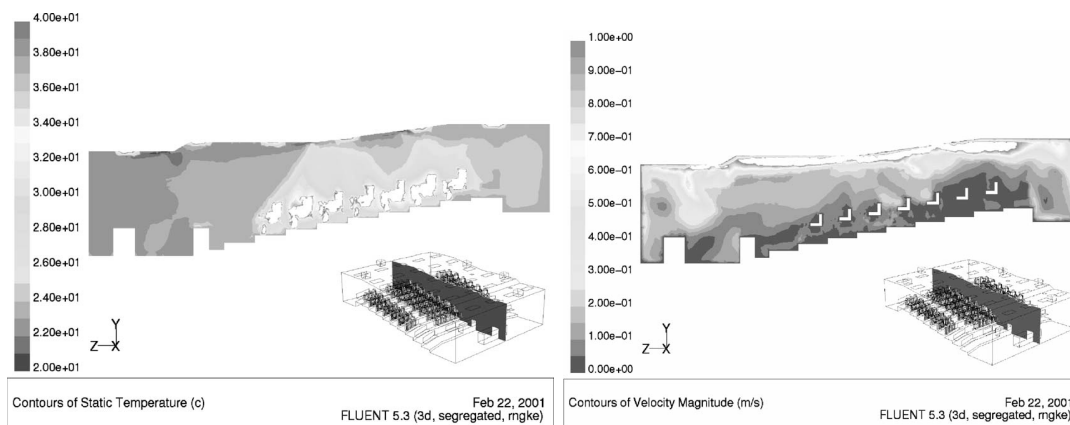


Figura 1.5: Perfis de temperatura e velocidade em um corte longitudinal. Fonte: Cheong *et al* (2003)

O estudo realizou, além da simulação numérica, a coleta da opinião dos ocupantes com base na escala de conforto térmico PMV, definida na Norma ISO 7730. As variáveis físicas reais de velocidade do ar, temperatura e umidade foram também medidas, para comparação com os valores calculados computacionalmente. O estudo conclui que a simulação numérica conseguiu prever satisfatoriamente as variáveis físicas nos pontos de medição escolhidos pela equipe e finaliza propondo mudanças no *setpoint* do sistema de condicionamento de ar, juntamente com a realocação dos pontos de saída de ar.

Uma simulação térmica de edificações utilizando Modelica é apresentada em Sodja e Zupancic (2008). Neste trabalho, os autores modelam matematicamente os mecanismos de troca de calor presentes em edificações. Em seu modelo matemático, os autores assumem algumas simplificações. São considerados para a simulação edificações de pequenas dimensões, o que permite assumir que todo o ar no interior do prédio é uniforme, não sendo observado gradientes de temperatura e de outras variáveis termodinâmicas. Isto permite simplificar sobremaneira os modelos matemáticos que os autores derivam em seu trabalho, pois pode-se assumir a edificação, em sua totalidade como um “envelope” sobre o qual atuam os mecanismos de troca de calor com o ambiente. O modelo que é apresentado assume que o mecanismo de condução está presente somente na troca de calor do meio externo para o meio interno da edificação por meio das paredes e é unicamente unidimensional. O mecanismo de condução é assumido como sendo uniforme no interior da edificação e a radiação incidente calculada com base na posição geográfica da edificação em análise. O modelo completo, descrito na forma de equações diferenciais e algébricas foi implementado em linguagem Modelica. As equações descrevem as variações de temperatura

devido aos mecanismos de condução de calor e seu fluxo através das paredes do ambiente. Na implementação em Modelica, foi definida uma classe do tipo conector, que consistiu em duas variáveis: A temperatura no ponto e o fluxo de calor através daquele elemento. Os autores concluem que as características de modelagem orientada a objeto oferecidas pela linguagem Modelica torna bastante simples e rápido implementar simulações de modelos físicos descritos por equações diferenciais ordinárias e equações algébricas. No entanto, os autores fazem a ressalva de que a abordagem de simulação orientada a objeto se torna menos efetiva à medida que as variáveis do problema são descritas por algoritmos e regras lógicas mais complexas no lugar de equações isoladas. Nesses casos, afirmam os autores, a implementação em linguagem procedural (como C, por exemplo) continua levando vantagem devido à praticidade na descrição de algoritmos. Ainda que Modelica ofereça a possibilidade de usar funções externas escritas em outras linguagens, esta ainda é uma capacidade limitada da linguagem.

No trabalho apresentado em Ramos, Pitarna e Carvalho (1998), os pesquisadores realizaram a simulação numérica do escoamento do ar em um ambiente climatizado, aplicando para tal uma modelagem do escoamento utilizando as equações de Navier-Stokes e modelos de turbulência *k-epsilon*. O modelo aplicado pelos pesquisadores permite prever as variáveis termodinâmicas tridimensionais do escoamento turbulento do ar, da transferência de calor, da transferência de massa e das trocas de energia térmica pelo “envelope” da edificação simulada. Por utilizar uma discretização espacial para simular o escoamento do ar ao longo de vários pontos do ambiente, o trabalho permitiu simular os campos de velocidade do ar, o campo de temperatura e de umidade específica. Assumir que as variáveis termodinâmicas variam ao longo de todo o ambiente, permite avaliar as condições de conforto térmico a cada ponto no interior da edificação e representa um avanço significativo em relação ao método tradicionalmente adotado de assumir valores médios e homogêneos que são idênticos ao longo de todo o espaço. Nas faixas de valores simulados, foi assumido escoamento tridimensional, turbulento, estacionário e incompressível. O modelo é então estabelecido e descrito pelas equações de Navier-Stokes complementadas com o modelo de turbulência *k-epsilon*. A solução deste sistema de equações diferenciais não-lineares foi realizada por meio da discretização das equações e do domínio de cálculo aplicando-se a integração por meio do método de diferenças finitas. A solução do sistema de equações algébricas que representa o modelo discretizado e linearizado foi realizado aplicando-se o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). Os

pesquisadores realizaram simulações para um escritório ocupado por uma pessoa operando um computador. Tanto o ocupante da sala quanto o computador foram simulados como sendo fontes de calor ao ambiente. O sistema de condicionamento de ar foi assumido insuflando ar a uma velocidade de 2,0 m/s a uma temperatura de 14°C. Como resultado da simulação, foi observado que os índices de conforto térmico calculados ao longo de uma seção transversal no ambiente variavam sobremaneira. Conforme apontado pelos autores, isto ocorre pois no interior de um mesmo ambiente observa-se que há áreas sob forte influência do sistema que insufla ar a temperaturas menores, e ao mesmo tempo há regiões onde não há grande influencia deste sistema. A Figura 1.6 abaixo mostra linhas de mesma velocidade e de mesma temperatura ao longo de um corte transversal do ambiente.

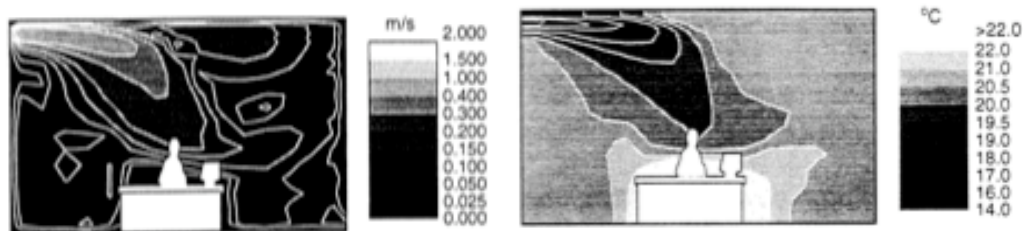


Figura 1.6: Campos de velocidade e de temperatura do ar. Fonte: Ramos, Pitarma e Carvalho (1998)

Os autores concluem que, dados os resultados da simulação e a variabilidade observadas nos índices de conforto de conforto simulados ao longo de todo o ambiente, o próprio posicionamento das saídas de ar e dos ocupantes são questões de extrema relevância no projeto de sistemas de condicionamento de ar. Um controle mais acurado das velocidades e temperaturas do ar insuflado também seriam necessários, de forma a manter os níveis de conforto térmico no interior do ambiente em níveis satisfatórios.



## **2. SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR**

Os sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (HVAC, *Heating Ventilation and Air Conditioning* ou AVAC-R, Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração) abrangem um escopo de aplicações bastante amplo. Ao campo de aplicações mais comum, de condicionamento de ar, acrescenta-se aplicações de refrigeração industrial e de controle de atmosferas em salas cujo grau de contaminantes precisa ser limitado. De forma geral, sistemas de AVAC-R são utilizados em qualquer aplicação onde o propósito for controlar as variáveis ambientais de temperatura, umidade, velocidade do ar e contaminantes.

Os sistemas AVAC-R de conforto térmico podem ser encontrados nos mais variáveis portes e tamanhos. Conforme mostrado anteriormente, sistemas de pequeno porte estão presentes em pequenas instalações residenciais, tipicamente em sistemas isolados para controlar o conforto térmico de alguns dos cômodos da casa. No entanto, podem ser também encontrados em grandes instalações, como nos *shopping centers*, edifícios comerciais, dentre outros (PENA, 2002).

### **2.1. TIPOS DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR**

Há instalações de condicionamento de ar dos mais diversos portes e finalidades. Em sistemas de AVAC-R industriais, há aplicações nas indústrias de alimentos e laticínios, para conservação dos produtos. Nestes casos, as câmaras frigoríficas podem operar em temperaturas que, na maioria dos casos, podem chegar a temperaturas da ordem de  $-50^{\circ}\text{C}$  alguns graus negativos. Alguns tipos de plantas industriais requerem atmosferas com uma quantidade mínima de contaminantes, como nas indústrias de semicondutores. Em plantas industriais onde há manipulação de insumos e produtos explosivos, há um tratamento especial nos sistemas de condicionamento de ar. Atmosferas explosivas são encontradas em indústrias químicas e farmacêuticas e requerem que sejam tomadas medidas especiais de controle para mitigar o risco, como a geração de pressões diferenciadas em algumas seções da fábrica, para exaustão de gases.

Neste trabalho será dado foco nos sistemas de refrigeração e conforto térmico e, por isso, serão apresentados os principais tipos de equipamentos disponíveis atualmente para projetos de engenharia. Apesar de todos os tipos de equipamentos disponíveis destinem-se ao mesmo fim, qual seja, o de controlar as condições de conforto térmico no interior dos ambientes, as soluções de engenharia disponíveis em equipamentos comerciais varia enormemente. A escolha dentre as diversas soluções existentes depende, fundamentalmente, dos critérios de desempenho estabelecidos para o projeto, que culminam com o dimensionamento da capacidade do equipamento. Há sempre um ou mais tipos de equipamento mais adequado e viável economicamente para determinada faixa de capacidade de refrigeração.

Instalações de pequeno porte são tipicamente com um único ambiente a ser refrigerado ou, no máximo, alguns ambientes adjacentes e comunicantes. Em instalações destinadas a edificações já existentes e que, originalmente, não previam a instalação de sistemas de condicionamento de ar, podem ser atendidas por equipamentos nesta categoria. Ainda que não seja a solução mais adequada, a instalação de diversas unidades de menor capacidade, tratando-se cada cômodo da edificação separadamente, pode poupar obras civis, e instalações mais complexas (PENA, 2002).

Os aparelhos mais comuns para instalações de pequeno porte são do tipo “janela”. Estes aparelhos são largamente utilizados em ambientes residenciais e também quando deseja-se prover refrigeração a um único ambiente, limitado em tamanho e em carga térmica, cumprindo assim adequadamente seu papel até a pequenas salas comerciais e lojas. Uma variação do tipo “janela” é o ar condicionado do tipo “split”, que difere do primeiro por ter a unidade condensadora separada (daí o nome) da unidade evaporadora. O “split”, apesar de mais caro e de instalação mais complexa, leva vantagem pois é mais silencioso e flexível para ser instalado, uma vez que o compressor fica localizado remotamente, pode-se escolher o local de sua instalação de forma mais conveniente do que seria possível com um aparelho do tipo “janela”.



Figura 2.1: Aparelhos do tipo “janela” e *split*

Aparelhos do tipo *self contained* ou autoportantes são equipamentos instalados em gabinetes que encerram todos os componentes necessários ao tratamento do ar. A distribuição do ar refrigerado é feita por meio de dutos de distribuição. Os aparelhos deste tipo são adequados a uma faixa de capacidade de 3TR até 40TR (PENA, 2002).



Figura 2.2: Equipamento do tipo *self contained* ou autoportante

O projeto e operação de sistemas de AVAC-R envolve tipicamente equipamentos de refrigeração, aquecimento, ventilação e controle de poluentes de ambientes controlados. Estas variadas possibilidades de se operar um sistema AVAC-R é comumente encontrada em instalações localizadas em países de clima temperado e que experimentam estações bem definidas ao longo do ano, com climas que vão desde invernos rigorosos a verões com altas temperaturas. No cenário brasileiro, contudo observa-se a ocorrência de períodos de temperatura elevada na maior parte do território brasileiro e ao longo de todo ano, com ocasiões de calor mais extremo ocorrendo entre os meses de outubro e março, aproximadamente. Portanto, de uma forma geral há em nosso país maior concentração de recursos em sistemas de refrigeração, que se convencionou chamar de “ar-condicionado”. Ainda que no Brasil geralmente tais equipamentos não possuem recursos de aquecimento de ar, e operam somente em ciclos de refrigeração. É importante que se faça esta ressalva, pois esta denominação geral implica uma perda de generalidade, já que o condicionamento de ar inclui um escopo mais geral de ações como o aquecimento, a ventilação e a umidificação, por exemplo.

## **2.2. CONTROLE DE SISTEMAS AVAC-R**

Uma revisão no catálogo de alguns dos principais fabricantes brasileiros mostra que os equipamentos para controle de ar-condicionado só estão disponíveis para instalações de grande porte ou naquelas de aplicações críticas. O que se observa verificando as características propaladas como diferenciais nos equipamentos de pequeno porte são essencialmente evoluções e melhorias nas partes mecânicas dos equipamentos. Os catálogos mostram algumas séries de equipamentos mais avançados que possuem algum tipo de eletrônica embarcada. Pela características técnicas destes equipamentos, verifica-se que tais sistemas embarcados agregam muito mais funcionalidades operacionais e de conforto ao usuário do que sistemas de controle mais sofisticados. Os diferenciais comumente observados são o possuem acionamento por controle remoto, funções de temporização para ligar ou desligar o sistema, dentre outras. Maiores detalhes sobre os equipamentos hoje comumente disponíveis para controle de ar-condicionado, bem como os tipos de sensores disponíveis,

atuadores e métodos de projeto são abordados em detalhes em Haines e Hittle (2006).

Salvo no caso de sistemas de AVAC-R voltados a instalações industriais ou comerciais de médio a grande porte, do ponto de vista da teoria de controle, sistemas de pequeno porte operam a malha aberta. Nestes equipamentos não nenhuma medição de variáveis ambientais, sequer de temperatura. O usuário seleciona um *setpoint* no painel do equipamento e comanda ali o nível de resposta do atuador.



Figura 2.3: Topologia de um controle a malha aberta

Os compressores do ciclo de refrigeração de equipamentos de ar-condicionado de pequeno e médio porte não permitem controle de velocidade e, portanto, os atuadores são caracterizados por sistemas “liga-desliga”, ou *On-Off*. Isto é, ou o compressor opera em sua potência integral, ou encontra-se desligado e o equipamento eventualmente circulando o ar no ambiente. Como este esquema de controle é de malha aberta, o *setpoint* definido pelo usuário não têm, naturalmente, qualquer relação com a temperatura média local no ambiente e sequer guarda nenhuma relação com o conforto térmico dos ocupantes. Em termos práticos, o valor escolhido pelo usuário se reflete tão somente no ciclo de trabalho que será aplicado ao compressor da unidade de refrigeração. Em aparelhos de janela, esta variável é ajustada por meio de um botão no painel, que é acoplado a um potenciômetro. Aparelhos mais modernos já permitem selecionar e mostrar esta variável em um painel digital, algumas por meio de controle remoto. Importante destacar que, ainda que revestido destes recursos, se não houver medição de nenhuma variável real do ambiente realimentando um controle, o sistema continua operando a malha aberta. A ausência de meios de controle mais sofisticados é a solução de compromisso para baratear os sistemas de pequena capacidade. Eles serão, via de regra, instalados individualmente em pequenos ambientes, ocupados por um número restrito de pessoas que funcionariam, elas mesmas, como o “sensor” de realimentação. Na prática, pode-se dizer que é esta forma de controle em que os equipamentos operam. Ao ligar o equipamento, o usuário seleciona na escala de temperaturas disponíveis para o *setpoint* aquela que ele imagina irá lhe proporcionar seu conforto térmico. A partir daí, o próprio usuário opera como “sensor”, ajustando para mais ou para menos o *setpoint* do equipamento

conforme for sua sensação de conforto térmico.

Um método mais avançado par ao controle térmico de ambientes deve ser feito em malha fechada com um ou mais sensores dispersos no ambiente onde deseja-se controlar a temperatura.

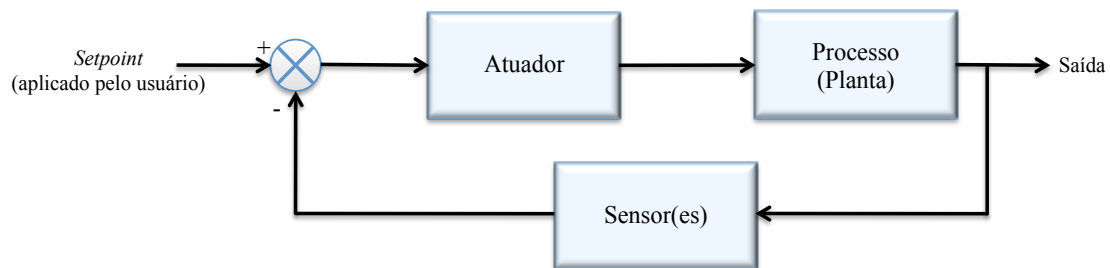


Figura 2.4: Topologia de um controle de malha fechada

Geralmente, os fabricantes dispõem de equipamentos para sistemas AVAC-R nesta topologia voltados para aplicações de grande porte. São sistemas que requerem um projeto de engenharia prévio, o correto dimensionamento de cada um dos componentes do sistema, além de um trabalho especializado de instalação e parametrização do funcionamento. Devido à própria complexidade de instalação, parametrização e dimensionamento dos componentes, é natural imaginar que alguns destes componentes não se façam presentes em sistemas de pequeno porte. No entanto, alguns tipos de sensores apresentam atualmente custo tão baixo em relação ao restante do equipamento que poderiam passar a incorporar os sistemas sem implicar custo adicional que se possa considerar relevante. Este é o caso dos sensores de temperatura eletrônicos, largamente disponíveis em outros equipamentos de baixo custo, como relógios e outros circuitos integrados de baixo custo.

O sensor virtual proposto neste trabalho procura aproximar os dois tipos de sistemas de controle apresentados anteriormente. Ele permite tornar o controle de um sistema de pequeno a médio porte um controle a malha fechada sem contudo, abrir mão de suas dimensões compactas, seu custo baixo e sua instalação mantêm-se inalterada quando comparado com um sistema a malha aberta. Isto é possíveis porque dado que a realimentação ocorre com base na “leitura” da saída de um sensor virtual, não é necessária a instalação de recursos extras para medição das variáveis de realimentação do sistema.

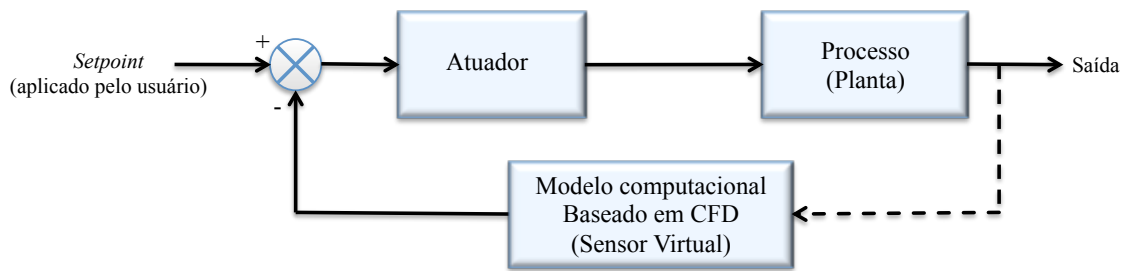


Figura 2.5: Controle malha fechada com sensor virtual

Uma medida do nível de complexidade de sistemas de controle para equipamentos de ar-condicionado é apresentado por Felgner (2008). Conforme a figura a seguir, vários níveis podem ser estabelecidos para o grau de complexidade com que é realizado o controle do conforto térmico. No primeiro “degrau” desta escala estariam os sistemas de controle a malha aberta, com um único *setpoint* fixo e não automatizado de temperatura. Este patamar de sistemas mais simples pode ser atribuído à forma como são implementados os controles em sistemas de ar-condicionado de pequeno porte, conforma fora discutido anteriormente. Sistemas de maior porte com um ou mais sensores de temperatura instalados ao longo do volume têm como variável controlada a temperatura. No entanto, a temperatura isoladamente, não é a única variável responsável pelo conforto ambiental. Uma forma mais adequada de se controlar o conforto ambiental seria medir e controlar uma variável que meça o conforto térmico dos ocupantes. A medida mais comumente utilizada para avaliar o conforto térmico, sendo inclusive aquela adotada pela norma internacional ISO 7730 para tal é o índice PMV – *Predicted Mean Value* (ISO, 1994). Com base na figura a seguir, a proposta deste trabalho de um sensor virtual baseado em um modelo numérico que seja capaz de determinar o índice PMV médio para um ambiente pode alçar um sistema de controle a malha aberta do primeiro para o último nível da escala.

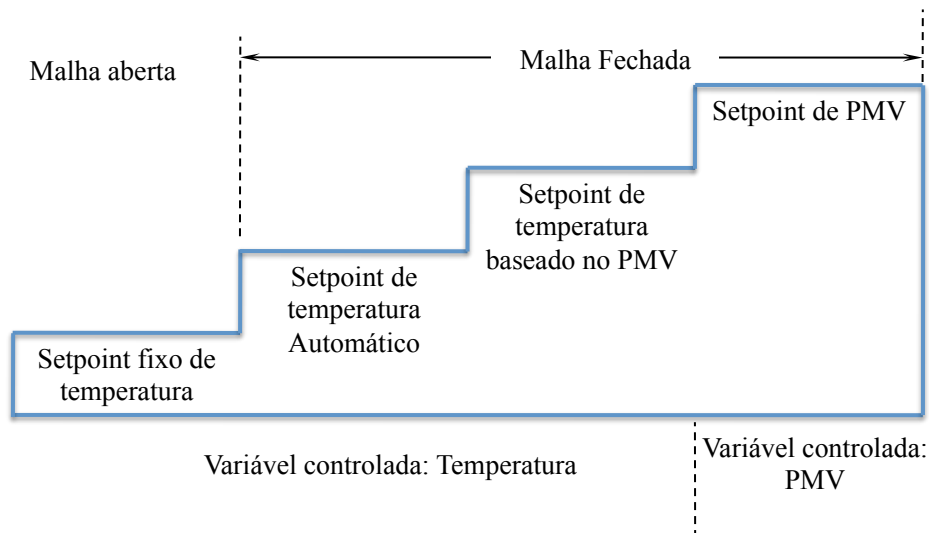


Figura 2.6: Níveis de complexidade de sistemas de controle para ar-condicionado. Fonte: Elaboração própria a partir de Felgner (2008)

Ainda que o sensor virtual seja exclusivamente fruto de um modelo físico, sem nenhum sensor físico medindo alguma grandeza verdadeira no ambiente, o sinal simulado já seria capaz de permitir um algoritmo de controle mais apurado do que o de uma topologia em malha aberta. Além disso, a simulação numérica do ambiente com base nos fundamentos de dinâmica dos fluidos permite calcular várias variáveis termodinâmicas com uma resolução espacial que seria inviável de se obter com sensores convencionais.



### 3. MÉTODOS DE AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO

O corpo humano obtém energia para sua subsistência através da realização de reações químicas. Estes processos bioquímicos consistem na extração da energia ingerida em forma de alimento. O metabolismo, conjunto de reações químicas que ocorrem no interior das células, é responsável pelos processos de síntese e degradação de nutrientes e é indispensável à adequada manutenção da vida em qualquer ser vivo. O corpo humano possui, reconhecidamente, um dos mais avançados e precisos instrumentos de regulação de temperatura, já que a manutenção da temperatura do corpo em níveis adequados é necessidade vital ao homem.

O conceito de conforto térmico é definido pela norma *ASHRAE Standard 55*, numa tradução livre, como: Estado de humor que expressa satisfação com o ambiente em torno de si (ASHRAE, 2004). Trata-se de um conceito bastante intuitivo, uma vez que o ser humano avalia a todo momento se está termicamente confortável, pois seu bem-estar geral depende fortemente disto. O conforto térmico é determinado pelo equilíbrio térmico entre o corpo humano e o ambiente ao seu redor. Para quaisquer atividades que esteja desempenhando, o metabolismo corpóreo fornece energia necessária ao desempenho de suas funções. O metabolismo será tão intenso quanto for a quantidade de energia necessária, indo desde o basal, relacionado à atividades leves e com o corpo em repouso até as atividades físicas mais intensas, quando há maior geração de energia.

A despeito da simplicidade de ser definido e de que todos trazemos intrinsecamente a idéia do que venha a ser conforto térmico, mensurá-lo e monitorá-lo é algo deveras complexo. A dificuldade reside em se estabelecer uma métrica universal, única para todas as pessoas. A situação mais comum entre pessoas submetidas às mesmas condições em um ambiente é que tenhamos as mais diversas opiniões sobre o conforto delas naquele local. O que se verifica é que o conceito de conforto térmico tem uma forte vertente individual e se afasta de uma modelagem absolutista onde uma mesma métrica poderia atender a todas as pessoas. Esta individualidade no julgamento e controle do conforto térmico está relacionada tanto à especificidade de cada organismo quanto também ao próprio processo psicológico de julgamento da satisfação com o ambiente (ASHRAE, 2009).

### 3.1. PMV - VOTO MÉDIO ESTIMADO

O método do voto médio estimado, ou *Predicted Mean Vote* (PMV), foi desenvolvido de forma que um conjunto pré-definido de variáveis climáticas que influenciam a sensação de conforto térmico das pessoas pudessem ser mapeadas em único índice. O método foi originalmente proposto por Fanger (1970) como resultado de um trabalho em que várias pessoas foram expostas à ambientes totalmente controlados. Este trabalho serviu como base para o desenvolvimento da norma internacional ISO 7730, largamente utilizada para o projeto e avaliação de sistemas de conforto térmico (ISO, 1994). Os ambientes eram, na verdade, câmaras onde a equipe de pesquisadores controlava um conjunto de variáveis ambientais que notadamente influenciam a sensação de conforto térmico em seres humanos. No experimento, 1.300 pessoas, de diferentes biótipos, foram submetidas a vários cenários diferentes, em que cada um foram alteradas algumas das variáveis do ambiente. Assim, para cada cenário a que foram submetidas, as pessoas deveriam escolher a assertiva com maior aderência à sua sensação térmica, de muito frio a muito quente, conforme Tabela a seguir.

Tabela 3.1: Escala de julgamento do conforto térmico no método PMV

-3	Muito frio
-2	Frio
-1	Fresco
0	Neutro
+1	Pouco quente
+2	Quente
+3	Muito quente

No trabalho de Fanger, todas os voluntários expostos ao ambiente controlado usavam roupas padronizadas (0,6 clo) e estavam desempenhando atividades sedentárias (1,2 met). Variáveis ambientais foram controladas no experimento e foram escolhidas por entender-se que são diretamente ligadas aos mecanismos de equilíbrio térmico do corpo humano em um ambiente e, assim, exercem grande influência na percepção do conforto pelas pessoas. Assim, no método PMV há dois conjuntos de variáveis relacionadas ao julgamento de conforto térmico pelas pessoas, os parâmetros individuais e os parâmetros ambientais, listados na Tabela 3.2 abaixo.

Tabela 3.2: Parâmetros de entrada utilizados no método PMV

Parâmetros individuais	Atividade desempenhada Vestuário
Parâmetros Ambientais	Temperatura do ar Umidade do ar Velocidade do ar Temperatura media radiante

O método PMV baseia-se no pressuposto de que a sensação de conforto térmico de uma pessoa está relacionado ao balanço térmico de seu corpo com o ambiente. De fato, as variáveis apresentadas na Tabela 3.2 estão relacionadas aos mecanismos de trocas de energia térmica que ocorrem entre o corpo humano e ao ar e ambiente ao seu redor. Uma pessoa confortável, sob a ótica do método PMV está também em equilíbrio térmico no ambiente que ela ocupa. O resultado do balanço térmico do corpo é, portanto, a diferença entre o calor gerado, por meio do metabolismo e aquele trocado com o ambiente, por meio dos mecanismos mostrados na Figura 3.1 a seguir.

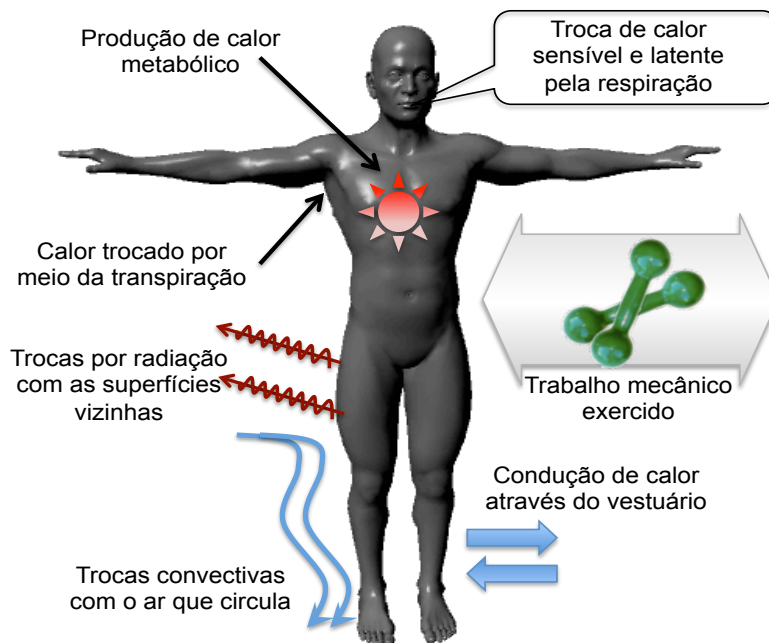


Figura 3.1: Mecanismos de troca de calor entre o corpo humano e o ambiente

A produção de calor metabólico ( $M$ ) corresponde à taxa de utilização de energia pelo corpo e tem duas componentes: o metabolismo basal e o metabolismo devido à atividade. O primeiro, corresponde ao consumo de energia verificado em uma pessoa em repouso, fazendo uma atividade, por exemplo intelectual, operando um computador ou fazendo uma leitura. Executar algum tipo de atividade física, ainda que moderado, requer maior consumo energético e faz aumentar a taxa de metabolismo e, por conseqüência, o calor gerado pelo corpo. A atividade metabólica é expressa em termos de  $W/m^2$  pois está relacionada com a área corpórea do indivíduo. Para simplificar a análise da taxa de metabolismo foi definida a unidade *met* ( $1 \text{ met} = 58,15 \text{ W/m}^2$ ). A Tabela 3.3 a seguir relaciona alguns níveis de atividade física com a respectiva taxa de metabolismo que uma pessoa demanda para realizá-las.

Tabela 3.3: Taxas de metabolismo para algumas atividades comuns

Tipo de Atividade	Metabolismo (W/pessoa)	Metabolismo ( $W/m^2$ )	Metabolismo (met)
Deitado	85	47	0,8
Sentado em repouso	104	58	1,0
Atividade sedentária	126	70	1,2
De pé, atividade leve	167	93	1,6
De pé, atividade moderada	210	117	2,0
Atividade física intensa	315	175	3,0

Conforme fora mostrado na Figura 3.1, os mecanismos de troca de calor, convecção ( $C$ ) e radiação ( $R$ ), também se fazem presente no balanço térmico do corpo humano com o meio. Os modelos e as equações que envolvem essas trocas térmicas serão detalhadas mais adiante. Num corpo bruto o modelo de trocas térmicas terminaria aqui e estaria satisfatoriamente representado. No entanto, Fanger observa que um ser vivo pode trocar calor com o ambiente sob outras formas e que há outros fenômenos que devem ser levados em consideração nesta análise. A respiração envolve troca de grandes massas de ar do corpo humano com o ambiente e deve, portanto, ser contabilizada. A transpiração é um eficiente mecanismo de retirar calor excessivo do corpo humano, dissipando o calor latente da superfície do corpo. As trocas por calor radiante estão relacionadas com a interação radiante da superfície do corpo com as superfícies vizinhas. O método PMV baseia-se na assertiva de que o corpo humano utiliza estes mecanismos aqui citados para manter-se com balanço de

calor nulo em relação ao meio. Baseando-se nesta idéia, é possível reunir em parcelas os fenômenos apresentados na figura anterior e, para o caso de balanço de calor nulo, escrever a equação ( 3.1 ) a seguir

$$(M - W) - E_d - E_{transp} - E_{resp} - L - (R + C) = 0$$

$$H - E_d - E_{transp} - E_{resp} - L - K = 0$$

( 3.1 )

Onde:

- $M$  : Taxa metabólica
- $W$  : Trabalho mecânico realizado e consumido na atividade realizada pelo indivíduo (parcela de energia consumida e, portanto, não transformada em calor)
- $H$  : Taxa de calor produzido internamente no corpo
- $E_d$  : Calor latente retirado do corpo pelo vapor d'água presente no ar
- $E_{transp}$  : Calor latente retirado do corpo pelo suor
- $E_{resp}$  : Calor latente retirado por meio da respiração
- $L$  : Calor sensível trocado por meio da respiração
- $R$  : Calor trocado por meio de radiação a partir da parte externa das roupas
- $C$  : Calor retirado por convecção da parte externa das roupas
- $K$  : Calor conduzido através das roupas, desde a pele até a parte externa da vestimenta

A equação ( 3.1 ) exprime o equilíbrio do calor gerado pelo corpo com o ambiente ao redor e é igualada a zero quando nesta situação de equilíbrio o sujeito está numa situação de conforto térmico, quando cada uma das parcelas da equação permite isso. Fanger observou que numa situação de desconforto, as parcelas não somam nulo, mas devem resultar em uma carga térmica de desconforto,  $D$ . O conceito da equação ( 3.1 ) pode ser estendido, definindo-se a medida de desconforto em  $W/m^2$ , como um resíduo do balanço térmico do corpo.

$$D := (M - W) - E_d - E_{transp} - E_{resp} - L - (R + C)$$

( 3.2 )

Como resultado dos experimentos conduzidos com voluntários sob condições controladas, Fanger estabeleceu a relação entre os valores de  $D$ ,  $M$  e o índice PMV das respostas das pessoas acerca de sua sensação de conforto térmico. É importante destacar que

esta equação procura mapear qual será o *voto médio* esperado de um grupo de pessoas quando expostas às mesmas condições ambientais e ao estarem executando atividades de mesma intensidade.

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028) \cdot D \therefore$$

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028) \cdot ((M - W - W_d - E_{transp} - E_{resp} - L - (R + C))) \quad (3.3)$$

Para completar a fundamentação teórica do modelo PMV, falta obter as equações que obtêm os valores de cada uma das parcelas da equação ( 3.3 ), definidas anteriormente. Para obtenção de uma condição suficiente, o modelo PMV estabelece que, para um determinado nível de atividade física, somente há duas variáveis fisiológicas influenciando o balanço de calor do corpo. São elas, a temperatura na superfície da pele  $T_{pele}$  e o fluxo de calor trocado com o ambiente por meio da transpiração,  $E_{transp}$ . Assim, as parcelas serão reescritas em função destas variáveis.

Iniciaremos com o termo  $E_d$ , referente à troca de calor latente devido à ação do vapor d'água sobre a superfície da pele.  $E_d$  depende da diferença de pressão de vapor entre a pele e a atmosfera.

$$E - D = 3,05 \cdot 10^{-3}(p_{pele} - p_a) \quad (3.4)$$

Como a pressão de vapor é função da temperatura da pele, a equação ( 3.4 ) pode ser reescrita, obtendo a equação ( 3.5 ) abaixo.

$$E_d = 3,05 \cdot 10^{-3}(256 \cdot T_{pele} - 3373 - p_a) \quad (3.5)$$

Fanger observou que a temperatura da pele depende tão somente do resíduo entre a geração de calor metabólico pelo indivíduo e a energia gasta na realização de atividades físicas. A temperatura na superfície da pele pode ser calculada conforme a equação a seguir.

$$T_{pele} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) \quad (3.6)$$

Para o termo referente à transpiração, Fanger obteve a equação ( 3.7 ) abaixo, válida para uma pessoa típica.

$$E_{transp} = 0,42 \cdot (M - W - 58,15) \quad (3.7)$$

A parcela referente às trocas devido à respiração são, usualmente bastante pequenas e, não raro, são desconsideradas por impactar muito pouco no cálculo global do PMV (ÁGUAS, 2000 ou 2001). Aplicando-se as equações ( 3.8 ) abaixo para uma condição bastante usual com pressão de vapor de 1.400 Pa, temperatura do ar de 23°C e metabolismo de 90 W/m<sup>2</sup>, esta cargas resultariam em somente 7 W/m<sup>2</sup> para as trocas por calor latente e de somente 1,3 W/m<sup>2</sup> para calor sensível. São valores relativamente baixos quando comparados com os demais termos e podem, por isso, ser descartados sem implicar erro apreciável ao cálculo do PMV.

$$E_{resp} = 1,7 \cdot 10^{-5} M \cdot (5867 - p_a) \quad (3.8)$$

$$L = 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_{ar})$$

Os últimos três termos, *R* e *C* conforme mencionado anteriormente, estão relacionados aos mecanismos de troca de calor da superfície da pele com o ambiente, respectivamente, a radiação e a convecção.

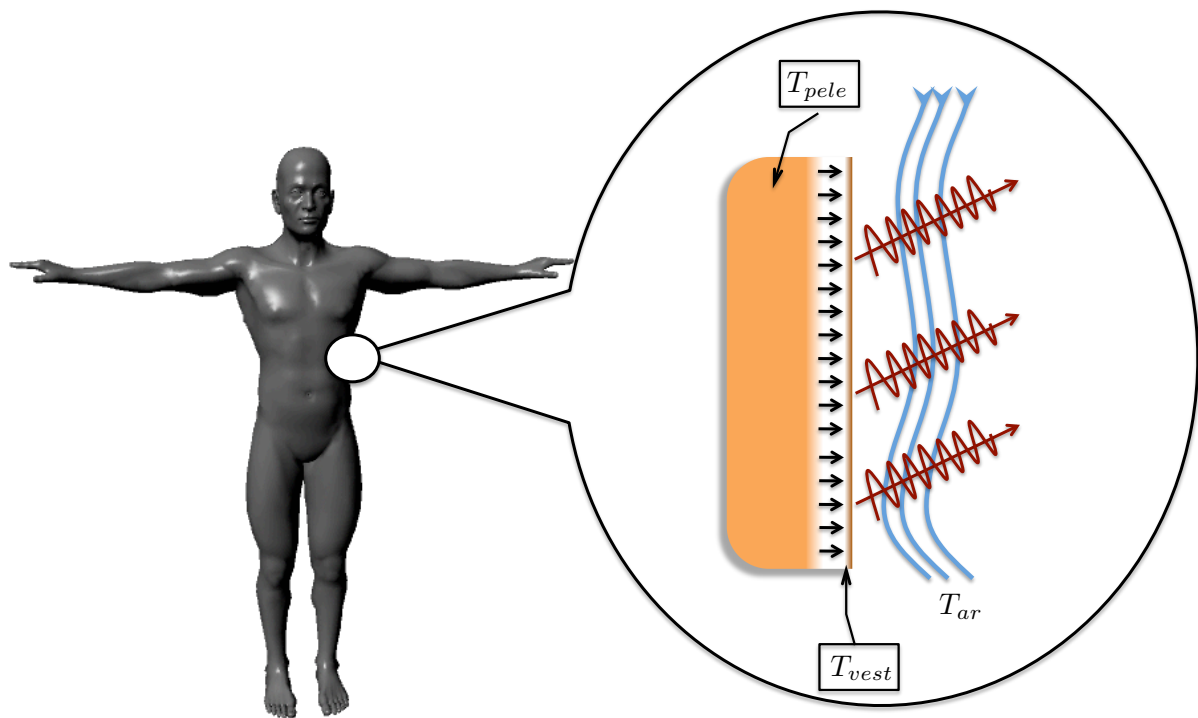


Figura 3.2: Esquemático de trocas de calor entre a pele e o ambiente.

Para obter as parcelas referentes à convecção,  $C$ , e à radiação,  $R$ , bem como a soma dessas duas parcelas,  $K$ , será necessário definir o fator de vestuário, relação entre a área exterior do vestuário e a área corpórea. O fator de vestuário serve para, essencialmente, considerar em uma única equação o fato de que nem toda a área do corpo de uma pessoa está recoberta pelo tecido de roupas e há, portanto, dois fatores de isolamento térmico presentes. O fator de vestuário,  $f_{vest}$  é um adimensional e correlaciona-se com a resistência térmica do vestuário por meio da equação ( 3.9 ).

$$f_{vest} = 1,00 + 1,290 \cdot I_{vest} ; \text{ se } I_{vest} \leq 0,078 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$f_{vest} = 1,05 + 0,645 \cdot I_{vest} ; \text{ se } I_{vest} > 0,078 \text{ m}^2\text{K/W}$$

( 3.9 )



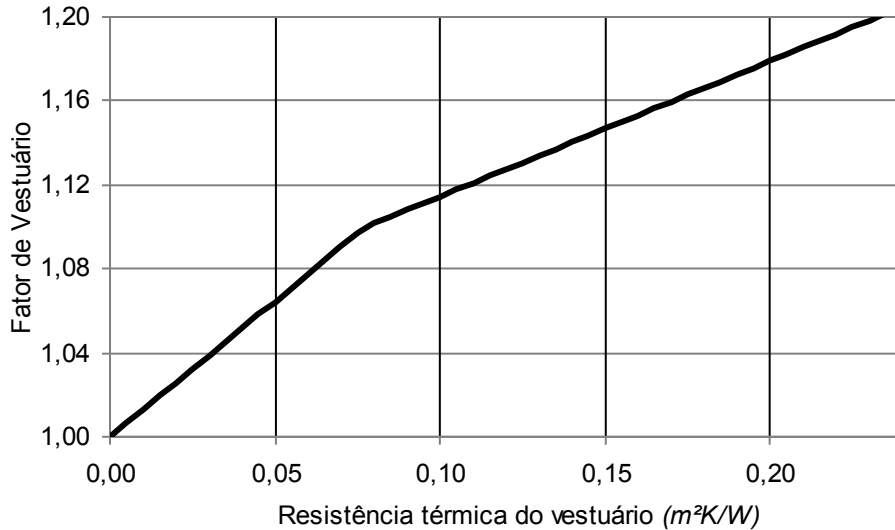


Figura 3.3: Curva do fator de vestuário.

Também para o cálculo das trocas de calor por meio da convecção, é definido um coeficiente de convecção, que possui dependência da velocidade absoluta do vento até um determinado patamar e dependência somente da diferença de temperatura entre o vestuário e o ambiente, a partir de velocidades absolutas do vento maiores. Isto se deve à predominância desses efeitos. Para valores baixos de velocidade do vento há a predominância da convecção natural e em velocidades maiores há predominância da convecção forçada. A equação ( 3.10 ) abaixo mostra a definição do coeficiente de convecção  $\alpha_c$ , conforme estabelecido pela norma ISO 7730.

$$\alpha_c = 2,38 \cdot (T_{vest} - T_a)^{0,25} ; \text{ se } 2,38 \cdot (T_{vest} - T_a)^{0,25} \geq 12,1\sqrt{v} \quad (3.10)$$

$$\alpha_c = 12,1\sqrt{v} ; \text{ se } 2,38 \cdot (T_{vest} - T_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{v}$$

Para calcular a temperatura na parte externa do vestuário,  $T_{vest}$ , é necessário considerar a propagação do calor através da roupa,  $K$  e também a temperatura da pele e o fator de vestuário definido anteriormente.

$$T_{vest} = T_{pele} - I_{vest} \cdot K \quad (3.11)$$

A componente de convecção,  $C$ , é dependente da diferença de temperatura

observada entre a superfície da roupa e o ambiente. Observadas as definições de cada um dos termos realizada anteriormente, é possível escrever a equação que define a contribuição deste termo, conforme a equação ( 3.12 ) abaixo.

$$C = f_{vest} \cdot \alpha_c \cdot (T_{vest} - T_{ar}) \quad (3.12)$$

O termo correspondente às trocas por radiação é devido ao fluxo radiante que ocorre entre a superfície do indivíduo e a temperatura média radiante do ambiente. O fator multiplicativo da equação ( 3.13 ) abaixo é resultante do produto da constante de Boltzmann pelo fator de forma entre o vestuário e o exterior (adotado 0,71) e pelo termo relacionado às emissividades das superfícies (considera-se a emissividade da pele de 1 e do vestuário de 0,95).

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{vest} \cdot [(T_{vest} - 273)^4 - (T_{tmr} + 273)^4] \quad (3.13)$$

Substituindo-se cada um dos termos da equação ( 3.3 ) definidos anteriormente, a definição de cálculo do PMV pode ser reescrita, conforme apresentado a seguir. Primeiramente, a equação do PMV rearranjada com cada um dos seus termos justapostos conforme serão substituídos.

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028) \cdot ((M - W) - E_d - E_{transp} - E_{resp} - L - R - C) \quad (3.14)$$

Finalmente, substituindo os termos da equação anterior exatamente como mostrados, para que seja feita a correlação mais facilmente com a equação final do de cálculo do PMV, obtêm-se a expressão abaixo.

$$\begin{aligned}
PMV = & (0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028) \cdot \left( (M - W) \right. \\
& - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot \left\{ 256 \cdot [35,7 - 0,028(M - W)] - 3373 - p_a \right\} \\
& - 0,42(M - W - 58,15) \\
& - 1,7 \cdot 10^{-5}M(5867 - p_a) - 0,0014M(34 - T_{ar}) \\
& - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{vest} \cdot [(T_{vest} + 273)^4 - (T_{tmr} + 273)^4] \\
& \left. - f_{vest} \cdot \alpha_c \cdot (T_{vest} - T_{ar}) \right) \quad (3.15)
\end{aligned}$$

Conforme definido anteriormente, na equação ( 3.6 ), a temperatura da superfície da roupa  $T_{vest}$  é calculada em função da temperatura da pele,  $R$ ,  $C$  e o fator de vestuário  $I_{vest}$ , conforme expressão obtida abaixo. Os valores de  $\alpha_c$  e  $f_{vest}$  são calculados conforme definições já discutidas anteriormente.

$$\begin{aligned}
T_{vest} &= T_{pele} - I_{vest} \cdot (R + C) \therefore \\
T_{vest} &= 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - \\
& - I_{vest} \left\{ 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{vest} \cdot [(T_{vest} + 273)^4 - (T_{tmr} + 273)^4] + \right. \quad (3.16) \\
& \left. + f_{vest} \cdot \alpha_c (T_{vest} - T_{ar}) \right\}
\end{aligned}$$

Como resultados, obtemos um conjunto de três equações, a do cálculo de  $\alpha_c$ ,  $f_{vest}$ ,  $T_{vest}$  e PMV) e o valor da temperatura na superfície da roupa que deve ser calculado de forma iterativa utilizando as três primeiras.

A Norma técnica ISO 7730, além de adotar o método PMV elaborado por Fanger para o nível de conforto térmico, estabelece também uma faixa de valores que considera adequada para as variáveis de entrada. Ou seja, mesmo que para alguns conjuntos de valores das variáveis de entrada, a aplicação das equações ( 3.15 ) e ( 3.16 ) retorne valores válidos de PMV dentro da escala de -3 a +3, a Norma impõe que as variáveis de entrada estejam contidas dentro de intervalos pré-definidos, mostrados a seguir.

$$\begin{aligned}
M &= 46 \text{ a } 232 \text{ W/m}^2 \text{ (0,8 a 4 met)} \\
I_{vest} &= 0 \text{ a } 2 \text{ clo (0 a 0,31 m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C/W)} \\
T_{ar} &= 10 \text{ a } 30 \text{ }^\circ\text{C} \\
T_{tmr} &= 10 \text{ a } 40^\circ\text{C} \\
v &= 0 \text{ a } 1 \text{ m/s} \\
p_{ar} &= 0 \text{ a } 2700 \text{ Pa}
\end{aligned}
\tag{3.17}$$

### 3.1.1. Sensibilidade do índice PMV

Nos dois gráficos a seguir, são mostrados estudos de sensibilidade do valor calculado de PMV para as principais variáveis envolvidas no cálculo deste índice. No primeiro gráfico é mostrada a grande variabilidade do PMV devida unicamente à mudanças no valor da temperatura ambiente. Tal resultado é aderente à percepção usual de que o principal fator de influência no conforto térmico é mesmo a temperatura ambiente. De fato, tomemos como exemplo o cenário onde um ocupante tem vestimentas correspondentes a 1,1 clo, desempenha atividade de 1,0 met e a velocidade absoluta do ar é de 2,25. Nestas condições, é possível observar pelo gráfico que as variações na temperatura ambiente compreendidas no intervalo de 15°C a 35°C correspondem variações do índice PMV que partem de -3 e chegam ao extremo oposto da escala usual, atingindo valores próximos de +3. Ainda do gráfico a seguir, pode-se inferir que a sensibilidade às variações na temperatura são maiores em cenários onde a magnitude da velocidade do ar é também relativamente maior. Da figura a seguir, pode-se verificar isto ao analisar a curva correspondente ao cenário de vestimenta 1,1 clo e atividade de 1,0 met. Neste cenário, a uma velocidade absoluta local de 0,25 m/s, a uma variação na temperatura ambiente de 20°C (faixa de 10°C a 30°C) corresponderá uma variação do índice PMV de -2 a +1. Mantendo todas as demais variáveis do cenário constantes e passando a uma velocidade do ar de 2,25 m/s, aos mesmos 20°C de variação (faixa de 15°C a 35°C) corresponderá uma variação no índice PMV de -3 a +2,5.

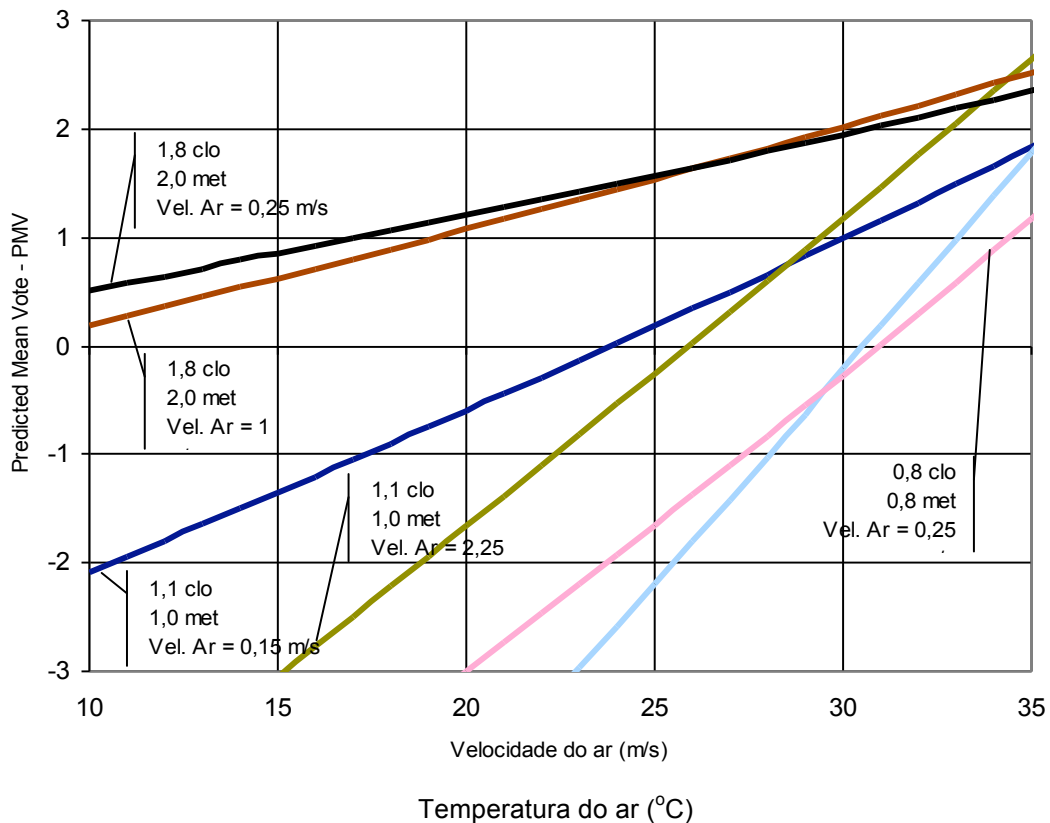


Figura 3.4: Sensibilidade do índice PMV em relação a temperatura ambiente .

Passa-se agora a analisar a sensibilidade do índice PMV às variações possíveis na umidade relativa do ar observada no ambiente. O gráfico a seguir mostra curvas de variação do conforto térmico em relação a variações da umidade relativa do ar. No gráfico, três curvas foram identificadas pelas variáveis que compõem aquele cenário. Pode-se claramente observar que a sensibilidade ao índice PMV à variações na umidade relativa do ar é bastante pequena, independente do cenário analisado. Em todos os cenários representados no gráfico abaixo, os valores de umidade variaram de 30% a 90%, correspondendo a variações sempre abaixo de 10% no índice de conforto térmico. Portanto, pode-se simplificar o modelo estabelecendo a umidade como um valor constante ao longo de todo o volume do ambiente simulado, admitindo que o equipamento de ar-condicionado é do tipo convencional e não atua diretamente nas condições psicrométricas do ambiente.

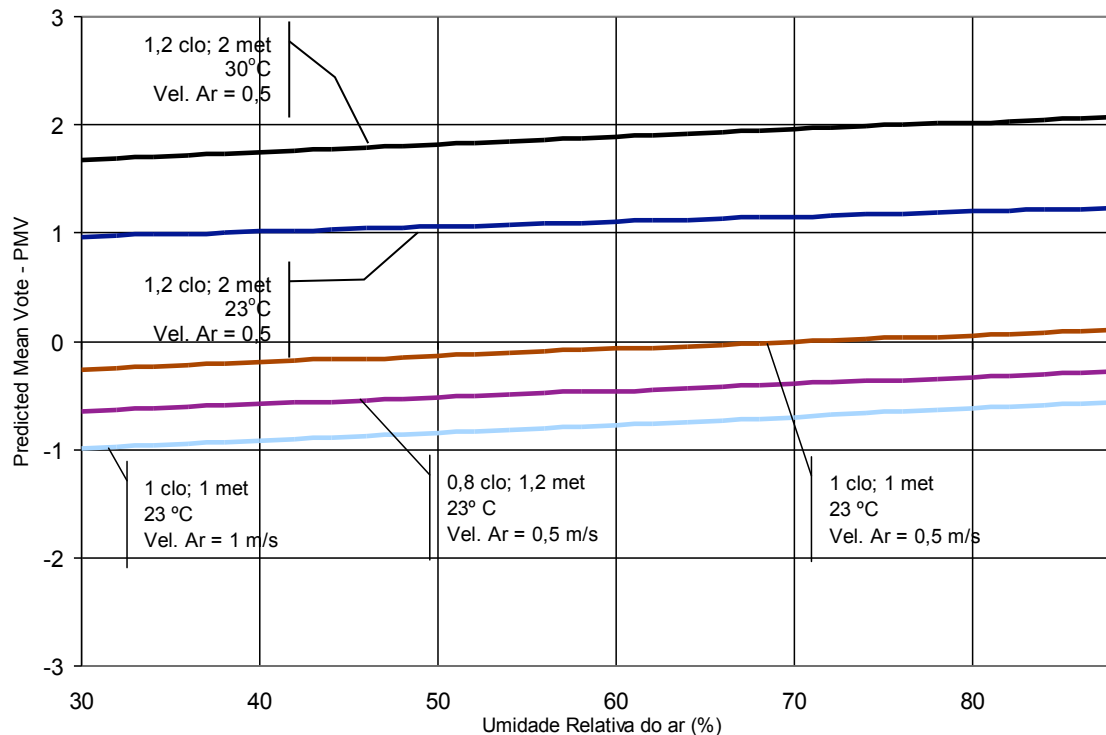


Figura 3.5: Sensibilidade do índice PMV em relação à umidade relativa do ar

### 3.1.2. O índice PPD

Uma vez definido o índice PMV, a Norma ISO 7730 estabelece um segundo índice, a Percentagem de Pessoas Insatisfeitas, PPD – *Percentage of People's Discomfort*. O índice PPD tem por objetivo relacionar o PMV em um dado cenário a um valor do percentual provável de pessoas que sentem-se desconfortáveis naquelas condições. A equação que relaciona o índice PMV com o índice PPD é apresentada a seguir. É interessante observar que, pela própria equação que define este índice, até para o melhor caso de neutralidade em relação ao conforto térmico, com PMV de 0, haveriam 5% de pessoas descontentes.

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad (3.18)$$

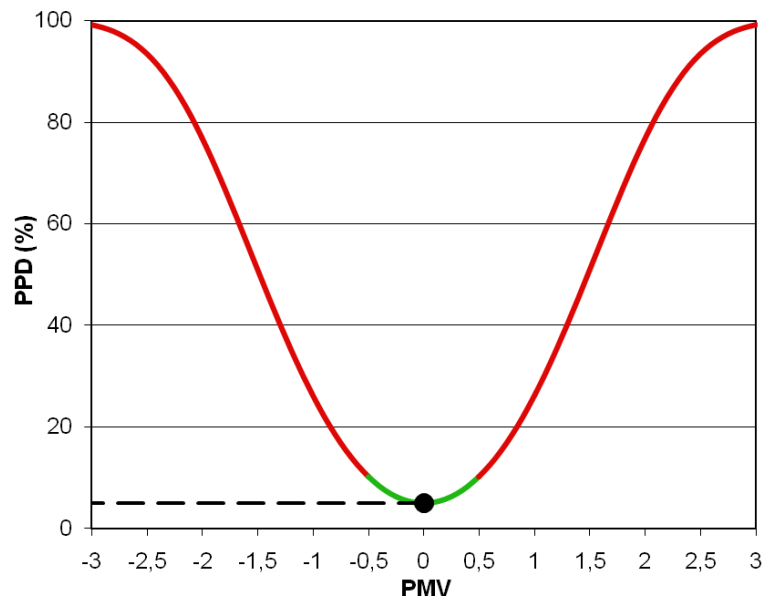


Figura 3.6: Relação entre os índices PMV e PPD

#### 4. O MODELO MATEMÁTICO

Os fenômenos físicos envolvidos no escoamento do ar no interior de um ambiente, bem como o comportamento dos fenômenos de transporte de massa e energia são modelados pelas equações de dinâmica dos fluidos. O escoamento interno do ar é forçado pela presença de elemento de ventilação do aparelho de ar-condicionado e portanto, a evolução ao longo do volume total do ambiente é descrita pelo conjunto de equações de Navier-Stokes. No Apêndice A é mostrado resumidamente os procedimentos matemáticos e a teoria que fundamenta a formulação das equações (MANGIAVACCHI & PONTES, 2009). Neste capítulo maior detalhamento será dedicado às manipulações das equações básicas de Navier-Stokes para que sejam aplicadas especificamente na simulação de condicionamento de ar.

A equação da continuidade assumindo que o fluido mantém densidade constante sobre toda a área de análise pode ser escrita conforme abaixo.

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

A aplicação do princípio da conservação do momento permite obter as equações de Navier-Stokes.

$$\begin{aligned} \text{(Eixo x):} \quad \rho \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = \\ f_{B,x} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \cdot 2 \frac{\partial v_x}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \cdot \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \cdot \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.2)$$



$$\begin{aligned}
\text{(Eixo y):} \quad & \rho \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = \\
f_{B,y} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \cdot 2 \frac{\partial v_y}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \cdot \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \right] + & \quad (4.3) \\
+ \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \cdot \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right] &
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{(Eixo z):} \quad & \rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \\
f_{B,z} - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \cdot 2 \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \cdot \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right] + & \quad (4.4) \\
+ \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \cdot \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \right] &
\end{aligned}$$

As três equações anteriores podem ser reescritas de forma compacta aplicando a identidade vetorial

$$\vec{v} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} \quad ; \quad e \quad \nabla = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (4.6)$$

$$\text{(Eixo x):} \quad \rho \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla v_x \right) = f_{B,x} - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 v_x \quad (4.7)$$

$$\text{(Eixo y): } \rho \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla v_y \right) = f_{B,y} - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v_y \quad (4.8)$$

$$\text{(Eixo z): } \rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla v_z \right) = f_{B,z} - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 v_z \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} + \left( \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{\partial v_x}{\partial x} & \frac{\partial v_y}{\partial x} & \frac{\partial v_z}{\partial x} \\ \frac{\partial v_x}{\partial y} & \frac{\partial v_y}{\partial y} & \frac{\partial v_z}{\partial y} \\ \frac{\partial v_x}{\partial z} & \frac{\partial v_y}{\partial z} & \frac{\partial v_z}{\partial z} \end{bmatrix} \right) = f_{B,x_i} - \frac{1}{\rho} \begin{bmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial p}{\partial z} \end{bmatrix} + \mu \nabla^2 v \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla \vec{v}) = f_{B,x_i} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \mu \nabla^2 v \quad (4.11)$$

Da mesma forma, aplicando-se a lei de conservação de energia a um volume infinitesimal e transformando a expressão à integrais de volume, pode-se escrever a equação da conservação de energia em sua forma diferencial conforme a expressão a seguir.

$$\begin{aligned} & \rho \cdot c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.12)$$

#### 4.1. EQUAÇÕES MÉDIAS DE NAVIER-STOKES

O fenômeno da turbulência é presente em maior ou menor escala em vários problemas de engenharia que envolvem o escoamento de fluidos. Há aplicações onde os fluidos operam em escoamentos laminares e, portanto, fenômenos ligados à turbulência podem ser desconsiderados sem prejuízo de uma fiel reprodução da realidade física no ambiente de simulação. No entanto, há uma infinidade de aplicações práticas onde a turbulência não só se faz presente como também implica em fenômenos altamente relevantes que ocorrem no mundo real.

Fluidos escoando sob regimes turbulentos apresentam em uma escala maior as linhas de fluxo principais, que traçam um perfil de como se movimenta o fluido pelo espaço simulado. Sob regime de turbulência ocorrem também deslocamentos de porções do fluido em uma escala menor mas que influenciam significativamente o escoamento como um todo. Estes movimentos turbulentos que ocorrem em escalas menores implicam, por exemplo, em transferir parte significativa do momento linear e angular que possui o fluido para que as partículas se desloquem em seu movimento turbulento (CEBECI, 2004).

Historicamente, o estudo dos fenômenos turbulentos em problemas reais da engenharia era realizado, quase exclusivamente por meio de ensaios experimentais. No entanto, a evolução e o barateamento dos computadores permitiu que os fenômenos de turbulência fossem incorporados aos modelos numéricos aplicados na solução dos problemas computacionalmente.

Baseando-se no conceito de que os fenômenos turbulentos ocorrem em escalas muito menores do que as dos fenômenos de interesse, desenvolveram-se os modelos de turbulência. Os modelos de turbulência visam aproximar o resultado obtido com a simulação numérica àqueles observados experimentalmente, sem contudo, precisar efetuar a simulação numérica direta (*DNS, Direct Numerical Simulation*). Esta abordagem faz com que seja possível poupar grande esforço computacional, pois a discretização do problema pode ser mantida na escala dos fenômenos maiores que se deseja observar, sendo desnecessário o refinamento da malha de simulação até a representação adequada dos movimentos

turbulentos.

Estudando o fenômeno da turbulência, Reynolds observou que a propriedade turbulenta dos escoamentos podem ser descritas pela superposição de um termo associado aos fenômenos turbulentos, que ocorre em escala geométrica menor e associado a movimentos de maior frequência a outro termo médio . A figura abaixo mostra como seria o valor instantâneo de uma variável  $\phi$ , em determinado ponto do espaço e ao longo de um período de tempo.

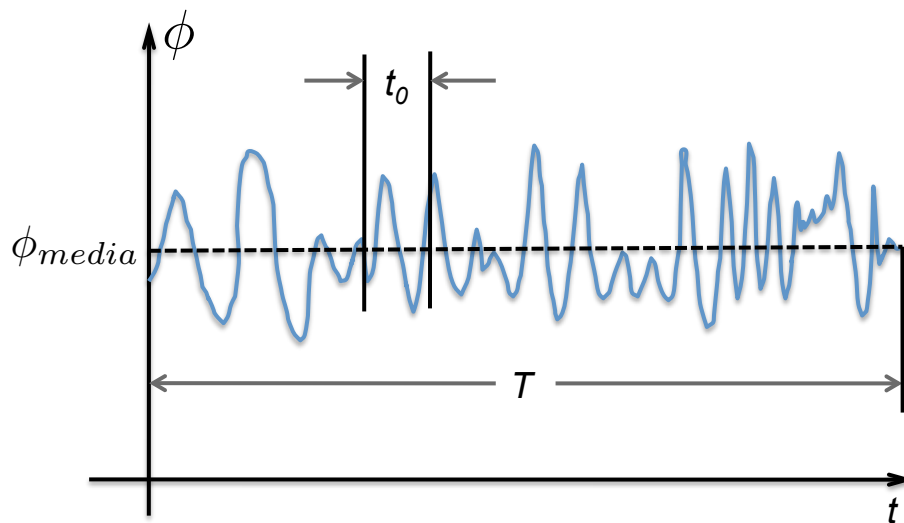


Figura 4.1: Decomposição de uma variável em seu valor médio e flutuação turbulenta

Nessa decomposição, o valor instantâneo da variável  $\phi$  pode ser escrito conforme equação que segue.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.13)$$

Nesta equação,  $\bar{\phi}$  é o valor médio da variável e  $\phi'$  é a componente turbulenta. Aplicando-se o conceito de valor médio de uma função ao termo  $\bar{\phi}$ , obtemos a definição desta variável conforme abaixo.

$$\bar{\phi} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \phi \, dt \quad (4.14)$$

O termo turbulento é considerado randômico e com distribuição temporal de forma que seu valor médio é sempre nulo.

Este princípio aplicado à velocidade do fluido, permite que esta seja decomposta nos dois termos, o médio  $V_i(x, y, z, t)$ , e o turbulento  $v'_i(x, y, z, t)$ .

$$v_i(x, y, z, t) = V_i + v'_i(x, y, z, t) \quad (4.15)$$

O termo  $V_i(x, y, z, t)$  é a velocidade média e ela é válida considerando-se que o período de flutuação,  $t_0$  é muito menor que o tempo  $T$ . Ela pode ser definida como

$$V_i(x, y, z, t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} v_i(x, y, z, t) \, dt \quad (4.16)$$

As variáveis do problema (velocidade, temperatura e pressão) são então desmembradas em termos médios acrescidos de termos turbulentos, conforme escrito genericamente na equação ( 4.13 ). Aplicando as variáveis escritas desta forma nas equações de conservação da massa, de conservação do momento e de conservação da energia, estas equações podem ser reescritas nas formas que seguem, escritas com notação tensorial cartesiana.

$$\frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{continuidade}) \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial \bar{V}_j \bar{V}_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) - \overline{v'_j v'_i} \right] - f_{B,i} \quad (\text{momento}) \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial \overline{V_j T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{v'_j T} \right) \quad (\text{energia}) \quad (4.19)$$

As três equações anteriores correspondem à solução exata do problema, assim como as equações originalmente escritas, já que nenhuma hipótese de simplificação é feita, somente a decomposição das variáveis. Observa-se que os termos médios aparecem isolados dos termos turbulentos nas equações. No entanto, a natureza não-linear dos termos convectivos das equações de Navier-Stokes, faz com que os termos turbulentos apareçam nas equações ( 4.17 ) a ( 4.19 ) com as formas  $\overline{v'_j v'_i}$  e  $\overline{u'_j T}$ , correlações de segunda ordem que fazem com que o sistema de equações deixe de constituir um sistema fechado.

O termo  $-\rho \overline{(v'_j v'_i)}$  representa o transporte turbulento de momento devido às flutuações em torno do valor médio da velocidade. Já o termo  $-\rho c_p \overline{(v'_j T)}$  representa a densidade do fluxo turbulento de calor na direção  $j$ .

Neste ponto, há mais incógnitas do que equações para o problema, devido aos dois termos relacionados à natureza turbulenta da velocidade e da temperatura. Os modelos de turbulência encarregam-se de calcular estes dois termos desconhecidos por meio de equações suplementares. A modelagem da turbulência é feita por meio de hipóteses e suposições, onde são introduzidas constantes empíricas e tem por objetivo determinar completamente a formulação do escoamento por meio das equações médias de Navier-Stokes.

## 4.2. MODELO DE TURBULÊNCIA

Os modelos de turbulência podem ser divididos em três grupos: Os modelos que baseiam-se nas equações médias de Navier-Stokes (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*); os modelos de grandes estruturas turbulentas (LES – *Large Eddy Simulation*); e os modelos híbridos (*Detached Eddy Simulation*). Compõem o grupo dos modelos baseados nas equações médias de Navier-Stokes, os modelos de viscosidade turbulenta (*Eddy Viscosity Model*) e os modelos de tensões de Reynolds (*Reynolds Stress Model*) (OLIVEIRA FILHO, 2008).

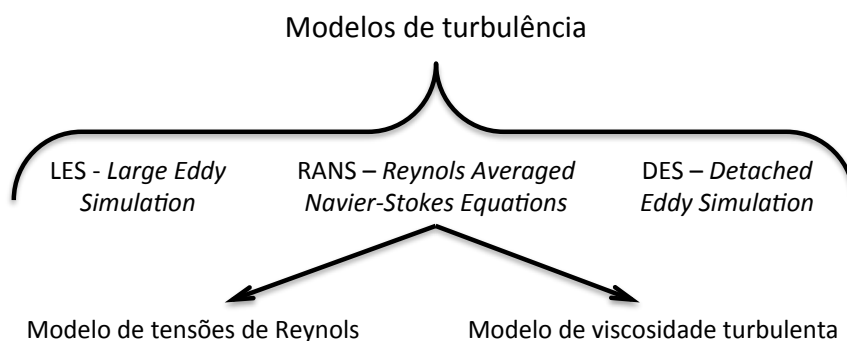


Figura 4.2: Modelos de turbulência

Uma revisão bastante completa sobre os diversos modelos de turbulência disponíveis para simulação do escoamento de ar em ambientes internos utilizando dinâmica dos fluidos computacional é apresentada por Zhiquiang *et al* (2007) e na segunda parte do artigo (ZHAO *et al*, 2007). Nestes trabalhos os autores definem o modelo de turbulência *k-epsilon* como o mais largamente utilizado e, por consequência, o que mais foi submetido a avaliações de desempenho e validação quanto à fidelidade dos resultados que proporciona para simulações de ar-condicionado. Para a aplicação que se deseja neste trabalho, o modelo *k-epsilon* foi validado e considerado superior ao de tensões de Reynolds, conforme mostrado por Zhiquiang *et al* (2007). No entanto, a simulação do escoamento do ar sob regimes que não sejam totalmente turbulentos é menos precisa. Num ambiente interno, na proximidade das paredes, ocorrem escoamentos onde a turbulência não é totalmente desenvolvida e o escoamento opera em menos turbulento. Para levar em conta este fenômeno há os chamados “modelos de proximidade à parede (*near-wall models*) que procuram considerar este regime de transição na simulação. Este tipo de consideração é particularmente importante quando se deseja avaliar fenômenos que ocorrem junto às paredes do ambiente, como as trocas de calor que ocorrem do ar para as paredes (BEAUSOLEIL-MORRISON, 2000). Neste trabalho não serão consideradas trocas que ocorrem entre o ambiente e a vizinhança, por através das paredes. Portanto, não serão considerados regimes de escoamento diferenciado em nenhum ponto do ambiente e o mesmo modelo de turbulência será adotado para todo o volume simulado.

Tabela 4.1: Modelos de turbulência agrupados por família

Classificação do Modelo	Modelo de Turbulência	
Equações médias de Navier-Stokes ( <i>Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations – RANS</i> )	Zero-Equação	<i>Indoor Zero-Equation</i>
	Duas Equações	<i>k-epsilon</i>
		<i>k-omega</i>
		<i>v2f</i>
	Tensões de Reynolds	<i>Reynolds Stress Model</i>
	Large Eddy Simulation	<i>Large Eddy Simulation</i>
Detached Eddy Simulation	<i>Detached Eddy Simulation</i>	

A modelagem da turbulência parte da hipótese de Boussinesq, que considera que o escoamento ao longo de uma placa infinita pode ser descrito por

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

Nesta equação, a direção  $x_i$  é normal à superfície da placa. Esta relação pode ser generalizada da forma a seguir

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

Onde:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} = 1, & \text{se } i = j \\ = 0, & \text{se } i \neq j \end{cases} \quad (\text{Delta de Kronecker}) \quad (4.22)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{(v'_j v'_i)} \quad (\text{Energia cinética turbulenta por unidade de massa})$$

A componente de fluxo turbulento de calor pode ser definida por uma relação semelhante à lei de Fourier de condução, utilizando a difusividade turbulenta de calor  $\alpha_t$ .

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



Os parâmetros viscosidade turbulenta,  $\nu_t$ , e difusividade turbulenta,  $\alpha_t$ , não são propriedades do fluido, mas dependem do estado local da turbulência. Estes parâmetros relacionam-se pelo chamado número de Prandtl turbulento.

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\alpha_t} \quad (4.24)$$

As equações médias podem ser reescritas substituindo-se os termos turbulentos pelas definições obtidas em (4.21) e (4.23).

$$\frac{\partial \overline{V_j V_i}}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P_{ef}}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu_{ef} \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] - f_{B,i} \quad (\text{momento}) \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial \overline{V_j T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{energia}) \quad (4.26)$$

As duas últimas equações têm a mesma forma das equações originais, dos valores instantâneos, com a ressalva de que nestas foram aplicados os valores efetivos do coeficiente de difusão viscosa e da pressão.

$$\alpha_{ef} = \alpha + \alpha_t$$

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

$$P_{ef} = P + \frac{2}{3} \rho k$$

Os modelos de turbulência procuram determinar a distribuição das difusividades turbulentas,  $\nu_t$  e  $\mu_t$ , que foram aplicadas nas equações em substituição aos termos não-lineares relacionados às variáveis das flutuações de menor escala ligadas ao transporte de momento turbulento e de energia turbulenta.

No modelo de turbulência *k-epsilon*, desenvolvido por Launder e Spalding,  $\nu_t$  é

definido pela relação a seguir.

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.28)$$

Onde  $C_\mu$  é uma constante empírica com o valor de 0,09;  $k$  é a energia cinética turbulenta e  $\epsilon$  é a taxa de dissipação de energia cinética devido ao caráter turbulento do escoamento (BEAUSOLEIL-MORRISON, 2000).

Dentre os vários modelos de turbulência disponíveis, o modelo de turbulência *k-epsilon* é o mais largamente documentado e validado para uso na simulação do escoamento do ar em ambientes internos. Contudo, ele é mais adequado para modelagem e simulação de escoamentos integralmente turbulentos, típicos de fluxos ocorrendo em regimes de alto número de Reynolds.

### 4.3. SOLUÇÃO NUMÉRICA DAS EQUAÇÕES

Mecânica dos fluidos computacional, ou simplesmente CFD (*Computational Fluid Dynamics*) é definida como a área da engenharia dedicada a simular e prever, por meio da solução de equações matemáticas usando métodos numéricos, todos fenômenos físicos originados por fluidos em movimento, os fenômenos de transferência de calor e massa, a difusão de espécimes químicos e suas reações, além de outros fenômenos correlatos. Conforme foi mostrado nos capítulos anteriores, as equações que descrevem os fenômenos físicos observados com fluidos em movimento são de grande complexidade. As equações possuem, de forma geral, termos acoplados e não-linearidades que fazem com que a solução algébrica da maioria dos problemas práticos em mecânica dos fluidos seja impossível de ser obtida.

O sistema de equações que descreve os fenômenos de escoamento do ar em ambientes fechados pode ser rearranjado de forma que pode ser reescrito num formato geral, conforme apresentado por Oliveira Filho (2008) e Restivo (1979). Adotando-se as hipóteses simplificadoras, as equações já apresentadas anteriormente, da conservação de massa, de quantidade de movimento e da energia podem ser reescritas adotando-se a notação de *índices*, ou *tensorial cartesiana* (MANGIAVACCHI & PONTES, 2009).

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{continuidade, conservação da massa}) \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial(v_i v_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j^2} - g_i \beta (T - T_0) \quad (\text{cons. momento}) \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(v_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + S \quad (\text{conservação da energia}) \quad (4.31)$$

Onde  $\nu = \mu/\rho$  é a viscosidade cinemática do fluido (ar, em nosso caso) e  $\alpha = \lambda/(\rho \cdot c_p)$  é a difusividade térmica.

As três equações podem ser escritas em um formato geral. Seja uma quantidade conservativa  $\phi$ , a equação de transporte a seguir têm o formato geral das três equações anteriores.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial(\rho v_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (\text{transporte de } \phi) \quad (4.32)$$

Na equação anterior,  $S_\phi$  é o termo fonte, que representa a quantidade de  $\phi$  que é gerada no interior do volume de controle.  $\Gamma_\phi$  é o coeficiente de difusão de  $\phi$ ,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $v_i$  é a componente de velocidade.

A Tabela a seguir mostra a associação entre as variáveis conservadas e sua representação na equação geral de transporte de  $\phi$ .

Tabela 4.2: Relação entre propriedades transportadas e equação geral de transporte

Propriedade de transporte	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
Massa	1	0	0
Momento na direção $i$	$v_i$	$\mu$	$g_i\beta(T - T_0)$
Temperatura	$T$	$\frac{\lambda}{c_p}$	0

O mesmo procedimento aplicado ao sistema de equações de Navier-Stokes médio acrescido do modelo de turbulência  $k$ - $\epsilon$  é apresentado por Weiran (1998). Neste caso, às três equações que descrevem a conservação da massa, do momento e da energia são acrescentadas mais duas equações de transporte, descrevendo a evolução de  $k$  e de  $\epsilon$ . A equação geral tem a mesma forma de ( 4.32 ), e a Tabela mostrada na seqüência resume as propriedades e quais os termos em que são aplicadas na equação geral.

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{conservação da massa}) \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho(v_i v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right] - g_i \beta (T - T_0) \quad (4.34)$$

(cons. momento)

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_p (v_j T)}{\partial x_j} = \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_t \quad (4.35)$$

(conservação da energia)

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho(v_j k)}{\partial x_j} = \\
= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \nu_t \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \epsilon - g_i \beta \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4.36)
\end{aligned}$$

(equação transp. de k)

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho(v_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + S_i \\
\text{(equação transp. de epsilon)} \quad \text{Onde:} \quad (4.37)
\end{aligned}$$

$$S_i = \frac{\epsilon}{k} \left[ C_{1\epsilon} \mu_t \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - C_{2\epsilon} \epsilon + C_{3\epsilon} g_i \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right]$$

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad \text{(transporte de } \phi) \quad (4.38)$$

Tabela 4.3: Relação entre propriedades de transporte e a equação geral no modelo de turbulência

Propriedade transportada	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
Massa	1	0	0
Momento na direção $i$	$v_i$	$(\mu + \mu_t)$	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + g_i \beta (T - T_0)$
Temperatura	$T$	$\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$	$S_t$
	$k$	$\left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right)$	$\nu_t \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \epsilon - g_i \beta \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$
	$\epsilon$	$\left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right)$	$\frac{\epsilon}{k} \left[ C_{1\epsilon} \mu_t \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - C_{2\epsilon} \epsilon + C_{3\epsilon} g_i \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right]$

Como não possui suporte para a solução de derivadas espaciais, o tratamento numérico para resolver os termos de gradiente espacial é implementado diretamente no código Modelica. Para tal, a solução numérica do sistema de equações de Navier-Stokes foi implementada aplicando-se conceitos do método das diferenças finitas, traduzido para as particularidades da implementação de código em Modelica. O método de discretização aplicado à solução numérica do problema é demonstrado com base na equação ( 4.38 ), reescrita em sua versão em regime permanente, fazendo os termos transitórios iguais a zero. A equação é apresentada a seguir, retirando também os índices e assumindo caso unidimensional resultando assim na equação de transporte de  $\phi$  em regime permante (AZEVEDO, 2003).

$$\frac{\partial \rho(v\phi)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S_{\phi} \quad (4.39)$$

O método dos volumes finitos lança mão do teorema da divergência, ou teorema de Gauss para transformar integrais de volume em integrais de superfície. O teorema da divergência é enunciado na equação ( 4.40 ) a seguir.

$$\int_V \nabla \phi \, dV = \oint_S \phi \, \vec{n} \cdot dS \quad (4.40)$$

A implementação da solução numérica à equação ( 4.39 ) pelo método das diferenças finitas segue cinco passos. Primeiramente, o domínio sobre o qual será realizada a solução é dividido em volumes de dimensão finita, também chamados de células. O centro de cada célula é chamada no nó. No segundo passo as equações que modelam o problema são solucionadas para cada célula. O teorema da divergência é aplicado para converter as integrais de volume em integrais de superfície. A quarta etapa consiste na escolha de um método de interpolação para as derivadas e os valores de  $\phi$  expressos nas superfícies dos volumes finitos, para que estas variáveis sejam expressas nos respectivos nós. A última etapa consiste no arranjo das equações algébricas em forma matricial para que seja obtida a matriz que soluciona o problema.

O processo de divisão de um domínio em dimensões finitas sobre as quais será discretizada a solução é apresentado na figura a seguir. Para efeito de simplicidade, a figura é

mostrada para o caso unidimensional.

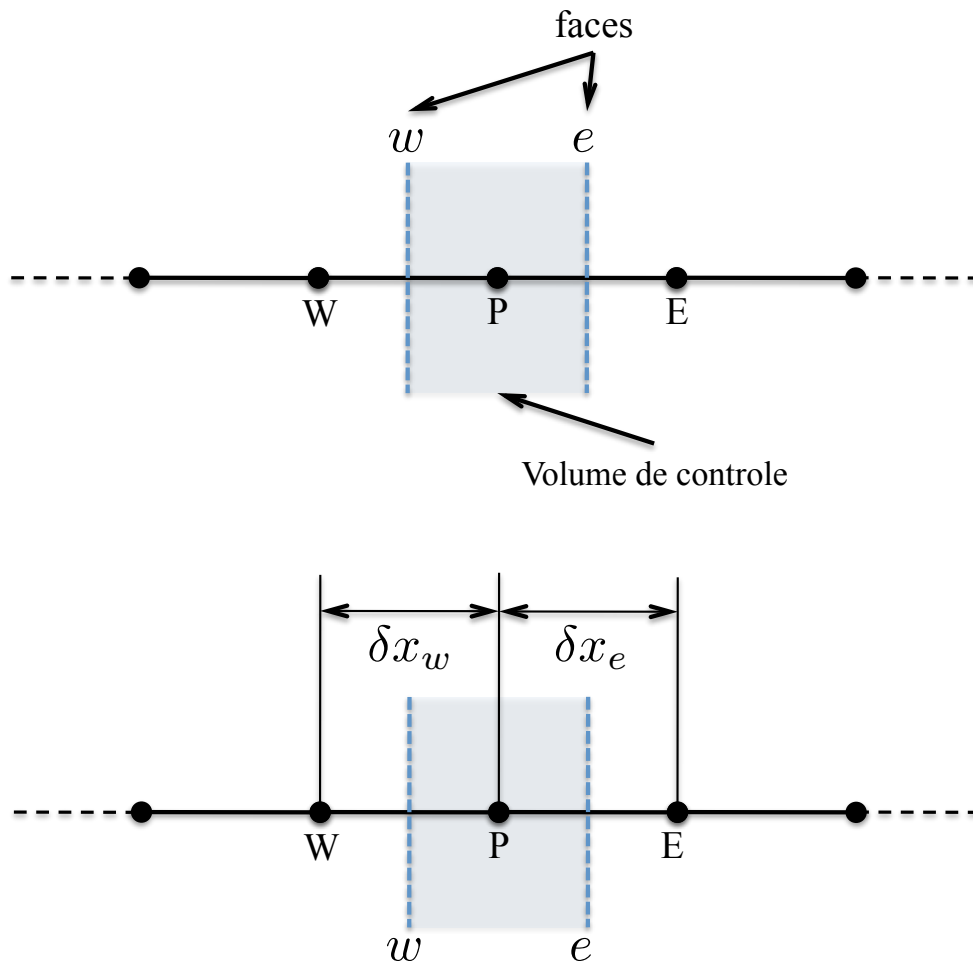


Figura 4.3: Domínio dividido em volumes finitos

Após escolher a discretização que será aplicada ao domínio do problema, as equações que modelam os fenômenos físicos devem ser resolvidas para cada uma das células. Como a equação geral escrita na forma integral, é dada abaixo.

$$\int_V \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial x} dV = \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dV + \int_V S_\phi dV \quad (4.41)$$

O termo à esquerda da igualdade é aplicado para o exemplo unidimensional, resultando na expressão mostrada a seguir.

$$\int_V \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial x} dV = \int_w^\epsilon \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial x} dx = (\rho v \phi) \Big|_w^\epsilon = (\rho v \phi)_\epsilon - (\rho v \phi)_w \quad (4.42)$$

O mesmo é feito com os dois termos à direita da igualdade, resultando nas equações ( 4.43 ) e ( 4.44 ) a seguir.

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dV &= \int_w^\epsilon \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx = \\ & \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \Big|_w^\epsilon = \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_\epsilon - \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \end{aligned} \quad (4.43)$$

$$\int_V S_\phi dV = \int_w^\epsilon S_\phi dx = S \Delta x \quad (4.44)$$

Em seguida devem ser substituídos os valores nas superfícies  $e$  e  $w$  pelos valores referentes aos nodos adjacentes, conforme mostrado nas equações ( 4.42 ) e ( 4.43 ). Como os valores foram calculados somente nos nodos, eles deverão ser substituídos pelos valores nas superfícies aplicando-lhes um método de interpolação. Assumindo-se uma distribuição linear de  $\phi$ , o termo difusivo pode ser escrito na forma a seguir.

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dV &= \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_\epsilon - \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w = \\ &= \frac{\Gamma_\phi (\phi_E - \phi_P)}{\delta x_\epsilon} - \frac{\Gamma_\phi (\phi_P - \phi_W)}{\delta x_w} \end{aligned} \quad (4.45)$$



$$\begin{aligned}
\int_V \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial x} dV &= (\rho v \phi)_\epsilon - (\rho v \phi)_w \\
&= \max(F_e, 0)\phi_P - \max(-F_e, 0)\phi_E - \max(F_w, 0)\phi_W + \max(-F_w, 0)\phi_P \quad (4.46) \\
&= (\max(F_e, 0) + \max(-F_w, 0))\phi_P - \max(-F_e, 0)\phi_E - \max(F_w, 0)\phi_W
\end{aligned}$$

Daí em diante basta obter os termos restantes conforme as equações a seguir.

$$a_P = a_E + a_W + F_\epsilon + F_w \qquad a_E = D_\epsilon + \max(-F_\epsilon, 0)$$

$$S_C = S\Delta x \qquad a_W = D_W + \max(F_w, 0)$$

(4.47)

$$D_\epsilon = \frac{\Gamma\epsilon}{\delta_\epsilon} \qquad D_w = \frac{\Gamma w}{\delta_w}$$

$$F_\epsilon = \rho v_\epsilon \qquad F_w = \rho v_w$$

$$\int_w^\epsilon \frac{dP}{dx} dx = P_\epsilon - P_w \quad (4.48)$$

$$P_\epsilon = \frac{(P_P + P_E)}{2} \qquad P_w = \frac{(P_P + P_W)}{2} \quad (4.49)$$

$$\int_w^\epsilon \frac{dP}{dx} dx = P_\epsilon - P_w = \frac{(P_E - P_W)}{2} \quad (4.50)$$

$$\int_w^\epsilon \frac{\partial \rho v}{\partial x} dx = (\rho v_\epsilon) - (\rho v_w) = \frac{(v_E - v_W)}{2} \quad (4.51)$$

O mecanismo de solução da ferramenta Modelica não implementa de forma nativa o suporte a soluções de derivadas espaciais. Por isso, todas as variáveis que aparecem nas equações médias de Navier-Stokes com derivadas no espaço precisaram ter também equações que faziam a derivada espacial .

## 5. SENSORES VIRTUAIS - CONCEITO

Em um sistema de controle, a função de um sensor virtual é estimar uma variável do processo cuja medição é difícil ou onerosa, com base na medição ou no conhecimento de uma variável secundária (HABTOM, 1999). Usar um sensor virtual em um sistema de controle permite substituir sensores mais caros por dispositivos mais acessíveis que meçam as variáveis secundárias. Além da vantagem econômica, pode-se pensar também em casos onde a medição de variáveis secundárias é mais conveniente devido à, por exemplo, facilidade de instalação dos sensores na planta. A figura abaixo reproduz a topologia de um sensor virtual. Suas entradas são as variáveis efetivamente medidas na planta, escolhidas conforme a conveniência para que possam ser medidas, além da viabilidade para que elas sejam modeladas em um sensor virtual.

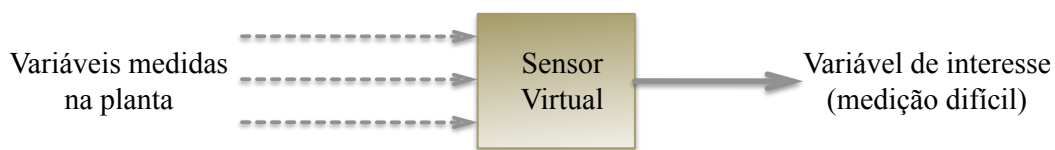


Figura 5.1: Sensor virtual

Um sensor virtual é um modelo de estimador de estados fundamentalmente baseado em um modelo com implementação via *software*. É isto que lhe confere grande potencial na redução dos custos dos sistemas de controle, pois apesar do custo de desenvolvimento e validação de um sensor virtual implementado por *software* ser elevado, seu custo marginal para que seja replicado ou reproduzido é muito inferior àquele observado em sistemas equivalentes baseados em *hardware*.

Esta abordagem é especialmente válida se pensarmos nos sistemas de controle com utilização em larga escala. Neste caso, o elevado custo de desenvolver a modelagem e a implementação em *software* para os sensores virtuais é fracionada entre os diversos sistemas de tal forma que o custo unitário relacionado ao desenvolvimento, testes e ajustes do modelo

pode ficar substancialmente menor que sua contrapartida implementada por meio de sensores físicos, baseados em *hardware*.

## 5.1. REDES DE SENSORES

A interconexão de sensores e dispositivos de medida de variáveis físicas pode ser bastante facilitada pelo uso de redes e padrões e comunicação. Os transdutores e equipamentos de medida tradicionalmente são conectados à unidade central de processamento individualmente. Isto é, cada sensor requer que seja instalada sua própria infraestrutura de alimentação e de sinais. Ainda que se tratem de sensores “passivos”, que não requerem alimentação para funcionar, ao menos um par de condutores de sinal deve ser instalado para a maioria dos sensores. Essa topologia das instalações levam a algumas dificuldades. A instalação dos fios para levar alimentação e distribuir os sinais lidos pelos sensores e os destinados a comandar os atuadores tem um custo elevado. Não só os custos dos materiais para efetuar a instalação de forma adequada, mas também de mão-de-obra já que é demandado um maior tempo de projeto e de obras. Quando trata-se de instalação de sistemas de condicionamento de ar em edificações já existentes, o custo de instalação dos condutores é ainda maior. Já que, via de regra nestes casos, os projetos originais não previram dutos voltados à instalações que não a tradicional fiação de energia. Na fase de operação, fios conduzindo alimentação e sinais, instalados dentro de eletrodutos mostram-se pouco práticos para as atividades de manutenção, representando um custo que vai perdurar ao longo de toda a vida útil do projeto. Ações de manutenção comuns, como a substituição de um sensor defeituoso, a localização de uma falha de continuidade em algum condutor de sinal, por exemplo, tendem a tornar-se demasiadamente complexas e demoradas.

Algumas alternativas foram desenvolvidas para que a instalação de sensores e medidores fosse simplificada, minimizando ou até eliminando os problemas citados anteriormente. As redes de comunicações, já largamente utilizadas na interconexão de equipamentos de grande capacidade, passaram a estar presentes também na conexão de dispositivos menores como os sensores. A oferta de processadores de boa capacidade de processamento, baixo custo e pequeno consumo de energia propiciou que os sensores passassem a ser dotados, localmente, de recursos antes só disponíveis nas centrais de

processamento. A eletrônica atual, permite que um único circuito integrado seja capaz de implementar todas as funcionalidades necessárias à interconexão de pequenos dispositivos em rede. De fato, foram desenvolvidos alguns protocolos e padrões voltados especificamente para que pequenos dispositivos de campo pudessem “conversar” entre si, e com unidades centrais de processamento. Algumas permitem inclusive abolir por completo os condutores, transmitindo os dados por meio de enlaces de radiofrequência e suprindo a energia aos dispositivos por meio de baterias.

Em contraposição aos sensores convencionais, que têm somente a função de medir uma grandeza física e convertê-la para um sinal elétrico apropriado por meio dos transdutores, os sensores apropriados às redes de sensores têm capacidade local de processamento, armazenamento e gerenciamento de energia. Por isso, ao incorporarem mais funcionalidades, esses dispositivos são comumente chamados de “sensores inteligentes”. O desenvolvimento dos sensores inteligentes foi possível graças à evolução da microeletrônica e à miniaturização dos circuitos. Hoje, já estão disponíveis Circuitos Integrados (CIs) que reúnem, em um só *chip* o processador, memórias não voláteis para armazenamento, conversores de sinais analógicos para digital, módulos transceptores para conexão à redes de comunicação, dentre outras capacidades.

Há hoje uma diversidade de padrões de comunicação para redes sem fio. Cada padrão tem características de comunicação que fazem com que sejam mais adequados a determinadas aplicações. Nas redes de sensores utilizadas em sistemas de automação predial e AVAC-R, deseja-se trafegar pela rede somente os sinais com grandezas físicas (temperatura, pressão, umidade, etc.) dos sensores e também os sinais de comando para os dispositivos atuadores (chaves, relés, etc.). Três padrões bastante utilizados em redes de sensores são o *Wi-Fi*, *Bluetooth* e *ZigBee*. O projeto de um sistema de condicionamento de ar onde é utilizada uma rede de sensores com padrão *ZigBee* é apresentada por Oliveira (2010). O autor utilizou sensores sem fio para o projeto do controle de um equipamento de ar-condicionado para uma sala localizada no Laboratório da Universidade de Brasília. Há também protocolos de rede especificamente desenvolvidos para aplicações em automação predial. A rede *BACNet* (acrônimo para *Building Automation and Control Networks*) procura padronizar a comunicação entre os diversos equipamentos e sistemas comumente encontrados em sistemas de controle e automação predial. Este protocolo procura reunir sob um mesmo padrão os dados dos sistemas de controle de AVAC-R, alarme de incêndio, controle da iluminação, segurança, elevadores e medidores de consumo de eletricidade e água (NEWMAN, s.d.).

## 6. MODELICA

Modelica consiste em uma linguagem de programação orientada a objetos concebida, desenvolvida e aplicada majoritariamente na modelagem e simulação de sistemas físicos complexos, sejam eles aqueles encontrados em situações típicas da natureza ou aqueles frutos do desenvolvimento de engenharia e de intervenção humana. A linguagem Modelica é mantida por uma associação, a Modelica Association, uma organização não governamental, sem fins lucrativos que tem por objetivo desenvolver e promover a linguagem. A associação detém todos os direitos sobre a linguagem, como sua especificação, a biblioteca padrão, dentre outros (FRITZON, 2009a; FRITZON, 2009b). As bases da linguagem remontam à década de 70, época na qual Hilding Elmqvist desenvolveu em seu trabalho de doutorado a linguagem que chamou de *Dymola – Dynamic Modeling Language* (ELMQVIST, 1978). Na ocasião, a linguagem utilizava a idéia da modelagem de sistemas físicos complexos com base em modelos e submodelos, numa estrutura hierárquica (não há conceitos de orientação a objeto para a linguagem, ainda).

A linguagem Modelica foi projetada para permitir a reutilização de modelos e códigos em larga escala, permitindo assim, a modelagem de sistemas bastante complexos por meio de uma abordagem “dividir para conquistar”. A linguagem em si é bastante compacta, uma vez que só há uma unidade de estruturação, as classes. As demais ferramentas de estruturação utilizadas na linguagem são apenas casos particulares de classes, quais sejam, os blocos, modelos, funções, conectores, pacotes, dentre outros. Portanto, para que possa ser apropriadamente simulado, um código escrito em Modelica precisa ser adequadamente traduzido e esta similaridade dos entes que compõem a linguagem fazem com que o processo de desenvolvimento de um tradutor que seja capaz de ler um modelo escrito em Modelica e traduza-o para um conjunto de equações diferenciais, algébricas e discretas seja razoavelmente simplificado. As especificações da linguagem têm como escopo a completa definição das partes de um modelo e como estruturar todos os componentes em bibliotecas, chamadas de pacotes.

É importante ressaltar que a Modelica Association tem a incumbência de promover o desenvolvimento e a manutenção das especificações da linguagem e suas bibliotecas. Empresas, grupos de pesquisa e universidades, por sua vez, baseando-se nas

especificações da linguagem podem desenvolver ambientes de modelagem e simulação integrados, que incorporam algumas facilidades ao projetista, tornando o processo de edição do modelo mais simples e mais rápido. Atualmente existem algumas, porém poucas opções de ambientes de modelagem baseados em Modelica. Ressalta-se que das opções disponíveis, o *OpenModelica* trata-se de um ambiente desenvolvido sobre o regime de código-fonte aberto e tem seu uso e distribuição gratuitos. O *OpenModelica* é mantido pelo *The Open Source Modelica Consortium* (OSMC), uma organização não governamental sem fins lucrativos que tem por objetivo promover a manutenção do código-fonte, dar suporte e manutenção aos meios de distribuição e coordenar todas as iniciativas de contribuição ao aprimoramento do *OpenModelica*. É importante destacar que não é escopo da OSMC atuar nas especificações da linguagem nem na manutenção da biblioteca-padrão, atribuições essas específicas da *Modelica Association*. O programa *OpenModelica* consiste somente em um ambiente de entrada de código baseado em texto e o tradutor não fornece nenhuma ferramenta gráfica.

## 6.1. MODELAGEM ORIENTADA A OBJETO

Os conceitos de orientação a objetos extensamente encontrados em linguagens de programação de alto nível estão implementadas e fazem parte da especificação da linguagem Modelica (MODELICA ASSOCIATION, 2000). As técnicas de programação orientada a objetos fazem de Modelica uma poderosa ferramenta de modelagem de sistemas complexos, uma vez que é possível efetuar de forma simples a modelagem em forma de hierarquia, agregando novas propriedades, equações e atributos aos modelos já existentes. As unidades básicas de um modelo são as classes, que conforme o conjunto específico de atributos têm denominações específicas. As classes que descrevem o modelo de algum sistema físico, têm um conjunto de parâmetros e equações que as descrevem e são chamadas de *model*. Classes que definem a conexão entre dois modelos são denominadas *connector*. As classes que reúnem um conjunto de modelos afins, agregando modelos menores em conjunto são *packages*. Todos os exemplos anteriores são casos especiais de classes.

A modelagem de sistemas pode ser feita de forma hierárquica em Modelica por meio da criação de modelos parciais que podem ser complementados posteriormente de forma conveniente. Os conceitos de programação a objetos como herança, polimorfismo, dentre

outros estão implementadas em Modelica. Com isto, há grande reusabilidade do código, facilidade de manutenção e programação de forma colaborativa.

## 6.2. MODELAGEM COM EQUAÇÕES IMPLÍCITAS

Uma grande facilidade que a linguagem Modelica permite é a modelagem não-causal dos sistemas físicos. As ferramentas computacionais usualmente utilizadas baseiam-se na idéia de que o sistema a ser simulado deve ser modelado em estruturas de diagramas de blocos com relação causal entre elas, implicando em modelos no espaço de estados conforme abaixo.

$$\begin{aligned}\frac{dx_i}{dt} &= f(x_i, u_i) \\ y_i &= g(x_i, u_i)\end{aligned}\tag{6.1}$$

Onde  $u$  é o vetor entrada,  $y_i$  o vetor saída e  $x_i$  é o vetor do espaço de estados. Na modelagem de sistemas físicos reais não é comum de início obter as equações que descrevem o sistema escritas desta forma (MODELICA ASSOCIATION, 2000). O mais comum é dedicar algum tempo e esforço para, de forma analítica, deixar as equações que descrevem o modelo no formato da equação anterior.

Uma grande vantagem da linguagem Modelica é a possibilidade de eliminar todo o esforço algébrico que objetiva manipular as equações para deixá-las no formato de espaço de estados. Isto é possível pois a linguagem baseia-se na solução de sistemas de equações diferenciais algébricas (EDA), na forma

$$0 = f\left(\frac{dx_i}{dt}, x_i, y_i, u_i\right)\tag{6.2}$$

Na última equação,  $x_i$  é o vetor de incógnitas, que aparece também com suas derivadas temporais e  $y_i$  é o vetor com as incógnitas que não aparecem diferenciadas na



equação.

Esta característica da linguagem Modelica faz com que uma grande quantidade de trabalho analítico seja poupada, uma vez que pode-se escrever diretamente no código do problema as equações que descrevem o sistema físico, não sendo necessária qualquer manipulação algébrica da equação. Com isto, o código fica bastante enxuto e inteligível, já que se encontra facilmente a correlação entre as equações do modelo e aquelas transcritas no código. Esta característica é um diferencial importante do Modelica e uma das razões pela qual a linguagem foi escolhida para o desenvolvimento deste trabalho. A modelagem dos fenômenos envolvidos na dinâmica de fluidos é bastante complexa e envolve sistemas de equações com termos não-lineares e variáveis com derivadas espaciais e temporais. Por permitir escrever as equações do Modelo diretamente no código, sem necessidade de que sejam manipuladas, Modelica traz uma simplificação importante do trabalho de modelagem.

Para exemplificar estas características, tomemos como exemplo a modelagem de um capacitor em linguagem Modelica. Este elemento de circuito tem a capacitância como sua característica instínseca e ao ser submetido a uma diferença de potencial em seus terminais obedece à equação que segue.

$$i(t) = C \frac{dv(t)}{dt} \quad (6.3)$$

Para modelar este elemento em Modelica basta declarar o valor de sua capacitância e definir as variáveis tensão e corrente como parâmetros. Ao utilizar o modelo, pode-se definir como entrada ou saída qualquer um dos parâmetros, sem a necessidade de qualquer alteração no código. Por exemplo, o mesmo modelo pode ser usado em uma malha com conexão série a uma fonte de corrente ( $i$  como entrada e  $v$  como saída) ou usado em uma malha com conexão paralelo a uma fonte de tensão ( $v$  como entrada e  $i$  como saída). Um código simplificado para o exemplo citado é mostrado abaixo.

```
Model Capacitor "Modelo simplificado de um capacitor ideal"  
  Constant C;  
  Parameter Real v, i;  
Equation  
I = C * der(v);  
End Capacitor
```

### 6.3. O ALGORITMO DASSL

A solução numérica das equações dos modelos é realizada em Modelica utilizando-se, por padrão, o algoritmo DASSL, *Differential Algebraic System Solver*, descrito por Petzold (1982). Trata-se de um algoritmo capaz de obter a solução numérica para um sistema de equações diferenciais algébricas escritas na forma implícita, na forma

$$\begin{aligned} f(t, y, y') &= 0 \\ y(y_0) &= y_0 \\ y'(t_0) &= y'_0 \end{aligned} \tag{6.4}$$

A abordagem do código DASSL é útil na solução de duas classes de problemas que não podem ser diretamente solucionados com algoritmos de solução equações diferenciais ordinárias. A primeira classe de problemas são aqueles em que não é possível rearranjar a equação isolando o termo  $y'$  e transformando o sistema implícito anterior em um sistema de equações diferenciais ordinárias na forma  $y' = f(t, y)$ . Na segunda classe de problemas até é possível manipular o sistema de equações de forma a isolar os termos  $y'$ , mas isso requereria um esforço algébrico tão grande que torna-se impraticável. Um exemplo da segunda classe a que refere-se aqui são os sistemas na forma  $Ay' = By$ . Resolver este sistema para  $y'$  significa multiplicar os dois lados da equação por  $A^{-1}$  à esquerda. No entanto, caso  $A$  seja uma matriz esparsa,  $A^{-1}$  pode não o ser e, nesse caso, seria vantajoso poder resolver a equação em sua forma original. Conforme descrito por Petzold, diversas aplicações implicam modelos tais que  $\partial F/\partial y'$  é singular e, portanto, não é possível resolver as equações isolando o termo  $y'$ , incluindo as equações de Navier-Stokes.

A ideia fundamental para resolver o sistema de equações diferenciais algébricas é substituir a derivada  $y'$  por uma aproximação de diferenças e então resolver a

equação utilizando o método de Newton. Aplicando este conceito em  $F(t, y, y')$ , obtêm-se a equação de diferenças de primeira ordem abaixo.

$$f\left(t_n, y_n, \frac{y_n - y_{n-1}}{\Delta t_n}\right) = 0 \quad (6.5)$$

Esta equação pode ser resolvida aplicando-se o método de Newton, resultando na equação de diferenças abaixo.

$$y_n^{m+1} = y_n^m - \left(\frac{\partial f}{\partial y'} + \frac{1}{\Delta t_n} \frac{\partial f}{\partial y}\right)^{-1} f\left(t_n, y_n^m, \frac{y_n^m - y_{n-1}}{\Delta t_n}\right) \quad (6.6)$$

O algoritmo DASSL (*Differential Algebraic System Solver*) implementado na ferramenta Dymola como *solver* é baseado na abordagem mostrada aqui, mas inclui também a possibilidade de se fazer a aproximação da derivada pela equação de diferenças até a  $k$ -ésima ordem, sendo  $k$  variável e podendo ser limitado pelo usuário a 5ª ordem (DYNASIM, 2004) **Error! Reference source not found.** É importante salientar que quanto maior o valor de  $k$ , maior será o esforço computacional requerido à solucionar a equação de diferenças pelo método de Newton e também maior será o espaço de memória para manipulação de dados e armazenamento requerido.

O algoritmo DASSL é dinâmico e inclui rotinas para, a cada passo da solução selecionar a ordem  $k$  apropriada e também o passo de integração  $\Delta t_n$ . Estes valores são obtidos com base no comportamento obtido da solução no passo anterior.

Para solucionar a equação de diferenças em cada passo, é necessário obter a estimativa de valor inicial para  $y_{n0}$  e quanto mais preciso for esse valor, mais rápido a solução pelo método de Newton irá alcançar convergência. Deve-se atentar que, conforme foi mencionado, o algoritmo DASSL com passo variável de integração implica em ter-se o tempo total de simulação também variável. Neste trabalho, focado na simulação em tempo-real, um cuidado extra teve que ser tomado, escolhendo-se adequadamente os parâmetros da simulação de tal forma que o algoritmo não faça com que, no limite, o tempo total decorrido para a execução da simulação não exceda o limite aceitável para uma simulação em tempo-real.

#### 6.4. TIPOS DE VARIÁVEIS E CONECTORES EM MODELICA

Um exemplo dessa implementação seria uma classe que declara um terminal no modelo de um circuito elétrico. A variável que declara a corrente elétrica que flui pelo terminal deve ser declarada como sendo do tipo “*flow*” pois resulta em soma nula para todas as instâncias da classe terminal elétrico conectadas entre si. Para as variáveis não declaradas como “*flow*” a conexão de várias instâncias da classe “*connector*” à qual ela pertence, faz com que o valor da variável de uma instância seja igualado ao valor da variável na instância à qual ela está conectada. Um extrato de código exemplificando esta situação é apresentado a seguir. Um terminal de conexão elétrica possui, fundamentalmente, duas variáveis elétricas, a corrente e a tensão naquele ponto. A implementação em Modelica requer que a corrente seja declarada como variável de fluxo, para que o modelo quando for compilado gere as equações que implicam em somatório nulo. Já a tensão no ponto deve ser igual em todas as instâncias do conector ao qual ele esteja conectado.

```
Connector Terminal_eletrico "Terminal eletrico"  
Real v "Tensao eletrica no ponto";  
Flow Real i "Corrente eletrica que flui no ponto";  
End Terminal_eletrico
```

#### 6.5. SIMULAÇÃO DE MODELOS EM MODELICA

O pacote de desenvolvimento *Dymola*, uma interface de desenvolvimento, testes e simulação de modelos implantados em Modelica, realiza a simulação dos modelos com base em um fluxo de processamento mostrado na figura a seguir. É importante fazer a ressalva de que *Dymola* é uma ferramenta de desenvolvimento e simulação completa para a linguagem Modelica e boa parte dos detalhes que serão abordados nesta seção ocorre de forma transparente. Isto é, ao acionar o botão que comanda a execução da simulação, todo o

procedimento a seguir ocorre em segundo plano e ao final o usuário é direcionado diretamente à janela em que pode analisar a evolução das variáveis ao longo do transiente simulado.

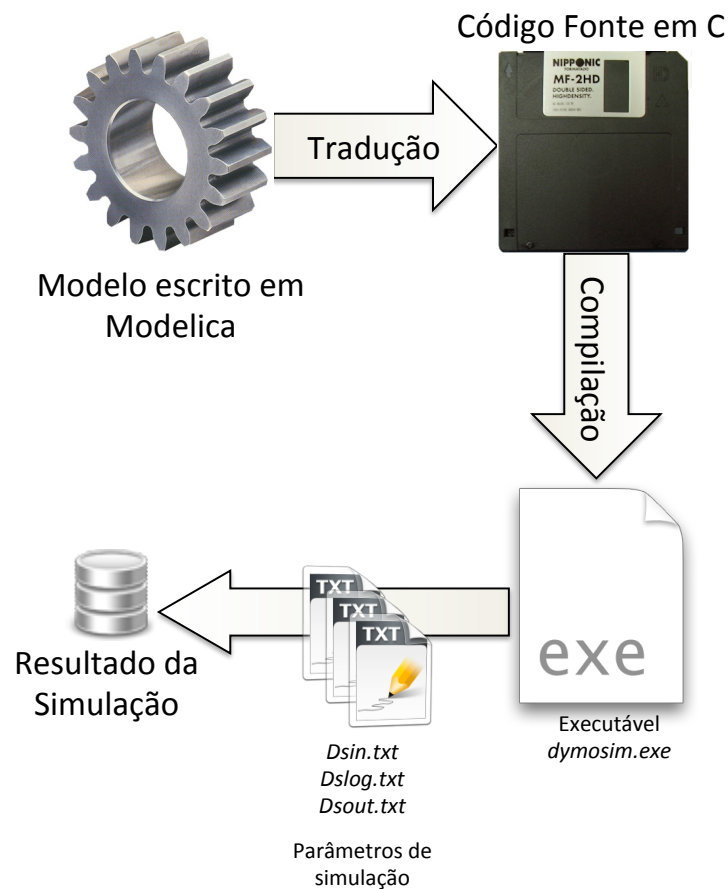


Figura 6.1: Processamento das simulações em *Dymola*

Primeiramente, o código do modelo que se deseja simular, escrito em linguagem Modelica, é traduzido para um código-fonte em linguagem C. Nesta etapa são também gerados três arquivos onde são armazenados os parâmetros da simulação. O modelo completo é compilado em um arquivo executável, *dymosim.exe*. Este arquivo pode ser executado isoladamente e não requer nenhuma outra biblioteca ou extensão para funcionar. Ao ser chamado, *dymosim.exe* consulta os parâmetros especificados em *dsin.txt*, onde devem estar diretrizes como o tipo de algoritmo de integração que será usado, os instantes de tempo inicial e final para os quais o modelo será executado, a ordem máxima de integração que será usada, dentre outras. Uma lista mais extensa dos parâmetros de *dsin.txt* e ainda assim não exaustiva é apresentada na Tabela 6.1 a seguir. O arquivo guarda também as variáveis de simulação, com suas definições valores iniciais.

Tabela 6.1: Parâmetros do arquivo de entrada *dsin.txt*

Nome do Parâmetro	Descrição do parâmetro
StartTime	Tempo inicial para a simulação
StopTime	Tempo final para a simulação
Tolerance	Precisão relativa dos sinais da simulação e linearização.
MaxFixedStep	Maior passo de integração admissível se um integrador com passo fixo é utilizado
Algorithm	Algoritmo de integração. O único algoritmo capaz de manipular modelos baseados em equações diferenciais algébricas é o DASSL e sua versão modificada ODASSL. Ver seção 6.3.
ordmax	Maior ordem de integração admitida para a simulação (Se maior do que zero)
hmax	Passo de integração máximo (Se maior do que zero)
hmin	Passo de integração mínimo (Se maior do que zero)
h0	Passo de integração a ser tentado no primeiro passo (Se maior do que zero)
Bloco <i>output parameters</i> ( <i>lprec, lx, lxd, lu, ly, lz, lw, La, lperf, levent, lres, lshare, lform</i> )	Este bloco seleciona quais dados de saída da simulação serão registrados (dados em dupla precisão, variáveis de estado, derivadas das variáveis de estado, sinais de entrada, sinais de saída, indicadores, sinais auxiliares, de desempenho da simulação, armazenar no arquivo de resultados, etc.)

A execução de *dymosim.exe* faz com que haja a leitura dos parâmetros de da simulação e das condições iniciais das variáveis especificados em *dsin.txt*, e resulta nos arquivos de saída *dsout.txt* e *dslog.txt* que armazenam, caso estejam especificados, os registros da simulação, de erro, dentre outros. Os valores das variáveis do problema para cada instante de tempo simulado são armazenados em um arquivo de extensão *.mat* com o mesmo nome do modelo que havia sido simulado.

Operando diretamente sobre a interface gráfica, o usuário tem acesso às

entradas de *dsin.txt* por meio de uma janela onde podem configurados os parâmetros da simulação. Ao escolher salvar suas opções na interface gráfica, o usuário na prática, sobrescreveu os valores padronizados de *dsin.txt* com suas próprias opções. Caso a simulação seja executada com sucesso, a interface gráfica abre automaticamente o arquivo *.mat* para que o usuário possa analisar o resultado de suas simulações.

Esta característica modular com que são implantadas as ferramentas de desenvolvimento em linguagem Modelica permite que após desenvolvido e testado, o modelo possa ser simulado independentemente em outro computador sem que seja necessária a instalação das ferramentas de edição ou das bibliotecas Modelica. Esta característica permite que o modelo seja usado não só no projeto, mas também na implementação de sistemas de controle digital.

A disponibilidade do código-fonte em C, que implementa não só o modelo, mas todo o algoritmo de simulação, permite que a simulação seja compilada e executada não só em sistemas *Intel x86*, mas também em outros processadores com conjuntos de instrução distintos. O código pode ser compilado e simulado, por exemplo, em microcontroladores com arquitetura RISC, amplamente utilizados no projeto de sistemas de controle devido ao seu baixo custo é desempenho satisfatório.

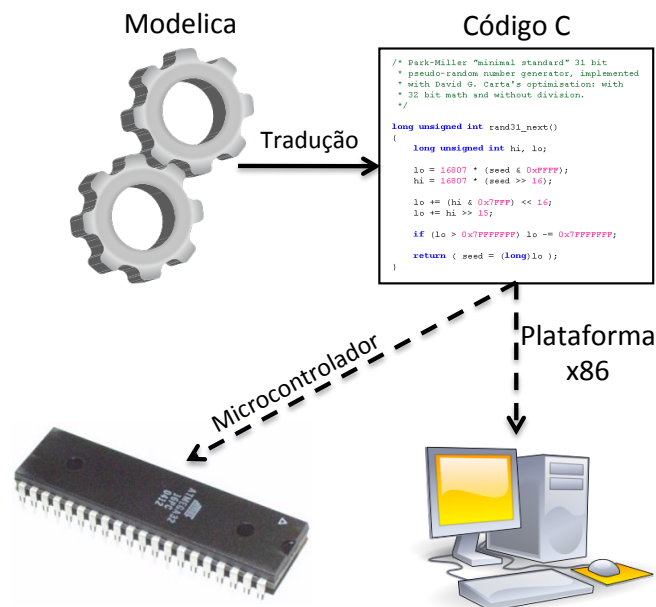


Figura 6.2: Modelo pode ser compilado para mais de uma plataforma

Um exemplo de trabalho desenvolvido em linguagem Modelica e que foi integralmente concebido e aplicado utilizando ferramentas de código aberto pode ser vista em Bonvini *et al* (2009). Os pesquisadores utilizaram um código gerado com a ferramenta OpenModelica que foi posteriormente compilado para que fosse executado em uma plataforma computacional *Arduino*. A plataforma *Arduino* é de código aberto e baseada em microcontroladores com arquitetura RISC. Em seu experimento, o microcontrolador foi utilizado em um esquema *Hardware-in-the-Loop* (HIL), demonstrando a aplicabilidade da linguagem Modelica no projeto de sistemas de controle em malha fechada e em tempo real.

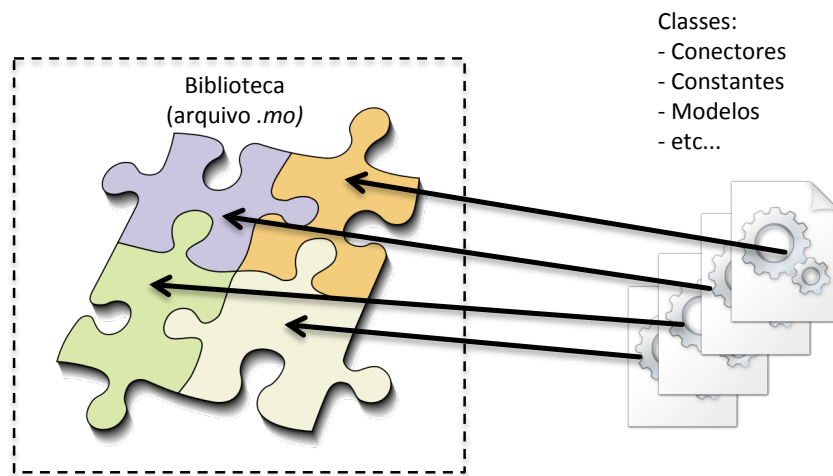


Figura 6.3: Montagem de uma biblioteca com várias classes



## 7. IMPLEMENTAÇÃO EM MODELICA

### 7.1. A BIBLIOTECA ROOMAIR

No trabalho de Felgner (2008) foi desenvolvida uma biblioteca totalmente construída em linguagem Modelica, que recebeu o nome de *RoomAir*. Ela contém classes que implementam a solução numérica das equações de Navier-Stokes e do modelo de turbulência *k-epsilon*, conforme fora abordado anteriormente no capítulo 4. Além da implementação dos métodos numéricos para a solução das equações, a biblioteca contempla também algoritmos capazes de gerar a geometria de volumes que se deseja simular. O domínio das simulações é gerado por meio da conexão apropriada de cada elemento de volume, formando o espaço total que se deseja simular. Para este trabalho, foram aplicadas todas as classes desta biblioteca capazes de construir ambientes para simulação, bem como as que implementam as equações de Navier-Stokes e do modelo de turbulência *k-epsilon*. Às classes originalmente desenvolvidas por Felgner, foram incorporadas novas equações, expandindo o modelo de forma que toda a simulação fosse possível de ser realizada apenas em Modelica.

A biblioteca *RoomAir* tira partido das facilidades da estrutura de modelagem orientada a objeto de diversas formas. Como a modelagem a volumes finitos subdivide o domínio da simulação em uma malha, que nesta biblioteca foi implementada com a forma hexaédrica, cada elemento da malha foi escrito como uma classe e a seu modelo foram associadas as equações do problema, já discretizadas. Nesta forma como foi construída a biblioteca, a construção do ambiente a ser simulado é realizada, primeiramente criando quantas instâncias forem necessárias para que a malha que deseja-se criar seja formada. Nesta arquitetura, cada instância da classe que define um elemento de volume corresponde a um elemento finito. Esta abordagem difere um pouco da forma como são geradas as soluções de engenharia em dinâmica dos fluidos computacional, por meio de programas de uso comercial. Normalmente, nestes programas primeiro é definido o domínio e a geometria sobre a qual será realizada a simulação, juntamente com as definições do problema que será avaliado. A última etapa do pré-processamento é que consiste em gerar uma malha que irá subdividir o domínio para executar simulação. No caso da biblioteca *RoomAir*, o procedimento é inverso. O domínio de simulação é construído por meio da interconexão dos elementos fundamentais

da malha, onde cada qual corresponde a uma instância das classes previamente definidas na biblioteca.

A conexão de dois elementos adjacentes na malha consiste, essencialmente, em fazer com que o modelo possa prever que algumas quantidades físicas fluam através de um elemento até seu vizinho. Em *RoomAir*, essa funcionalidade é desempenhada por duas classes do tipo “*connector*”, *FlowIn* e *FlowOut*. Elas são utilizadas para fazer com que haja a propagação das variáveis termodinâmicas ao longo de todos os elementos de volume do ambiente. Todas as conexões ocorrem por meio da ligação entre instâncias destas classes. Assim, as classes *FlowIn* e *FlowOut* fazem uma espécie de encapsulamento para que todas as variáveis e equações necessárias sejam montadas quando o modelo for traduzido. Isso evita que alguma variável fique sem se relacionar com sua contraparte no elemento espacial vizinho, o que invariavelmente tornaria o modelo singular e sem solução possível.

Conforme foi mencionado anteriormente, o compilador em Modelica possui algoritmos nativos somente para tratar as derivadas temporais. Isto porque a linguagem e o ambiente de simulação foi desenvolvido visando simular modelos físicos de engenharia descritos por equações diferenciais onde as variáveis físicas são tomadas com derivadas somente em relação ao tempo. Contudo, conforme visto anteriormente, a modelagem do escoamento do ar pelas equações de Navier-Stokes resulta em um sistema de equações com suas derivadas espaciais. Como o interpretador Modelica não gera automaticamente os algoritmos para a solução numérica das derivadas espaciais, esta implementação é feita diretamente sobre o código na forma de uma classe que é aplicada como interface entre dois elementos adjacentes. A classe *NavStokesElem* traz as equações que implementam o método das diferenças finitas para todas as variáveis que se apresentam nas equações com suas variáveis espaciais. Esta classe possui uma implementação para cada direção e, quando da formação da malha de simulação, deve ser instanciada conforme a direção em que ela está conectada.

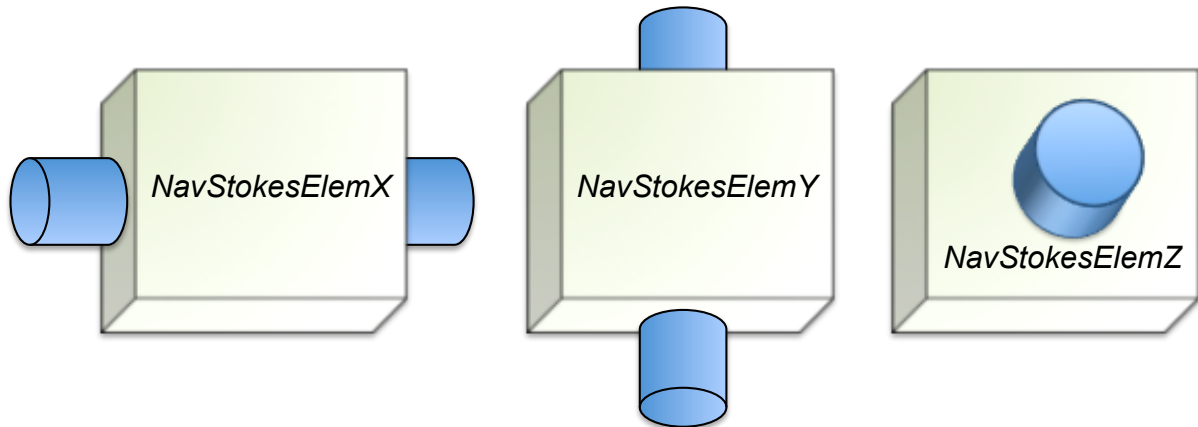


Figura 7.1: Classes que implementam os gradientes espaciais

Na classe *AirVol3D* é onde estão descritas as equações de Navier-Stokes e as equações dos modelos de turbulência. Por este motivo, este elemento pode ser considerado como o mais importante da biblioteca. Na construção do domínio de simulação, é criada uma instância de *AirVol3D* a cada elemento infinitesimal da malha. Esta classe pode ser entendida como um elemento de formato hexaédrico, onde suas dimensões ao longo dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  serão definidos em cada instância criada para esta classe.

Cada elemento hexaédrico fundamental da geometria é, portanto, gerado por uma instância de *AirVol3D* criada para este propósito. As grandezas físicas vão fluir de um dado volume finito ao seu adjacente passando por uma unidade de *NavStokesElem*. Esta última deve corresponder à direção ao longo da qual está sendo realizada a ligação. Ou seja, dois elementos de volume adjacentes são modelados por instâncias da classe *AirVol3D* e se estas estiverem justapostas ao longo do eixo  $x$ , serão intermediadas por um elemento de *NavStokesElemX*. Da mesma forma é realizada a conexão entre elementos ao longo dos eixos  $y$  e  $z$ .

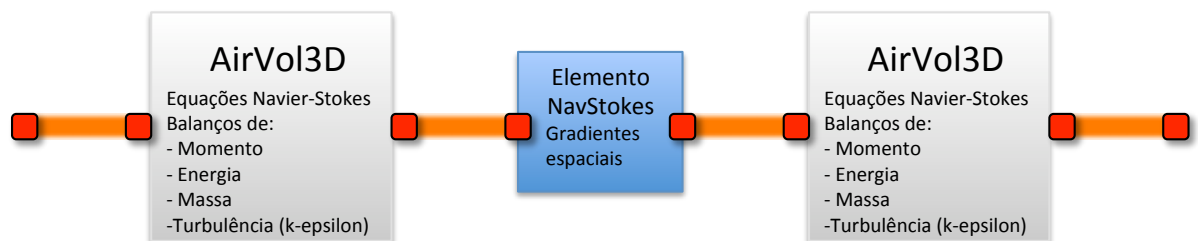


Figura 7.2: Conectando dois elementos de volume

Na figura a seguir é mostrado um exemplo da formação da geometria de forma bidimensional, no plano  $x$ - $y$ . Nesta maneira como foram implementadas as classes e suas funcionalidades da biblioteca *RoomAir*, o código que gera o domínio para o qual será realizada a simulação fica tão simples quanto implementar uma rotina recursiva (em *loop*) que crie tantas instâncias de volume quantas forem necessárias, juntamente com os elementos de interconexão que formem a malha de simulação.

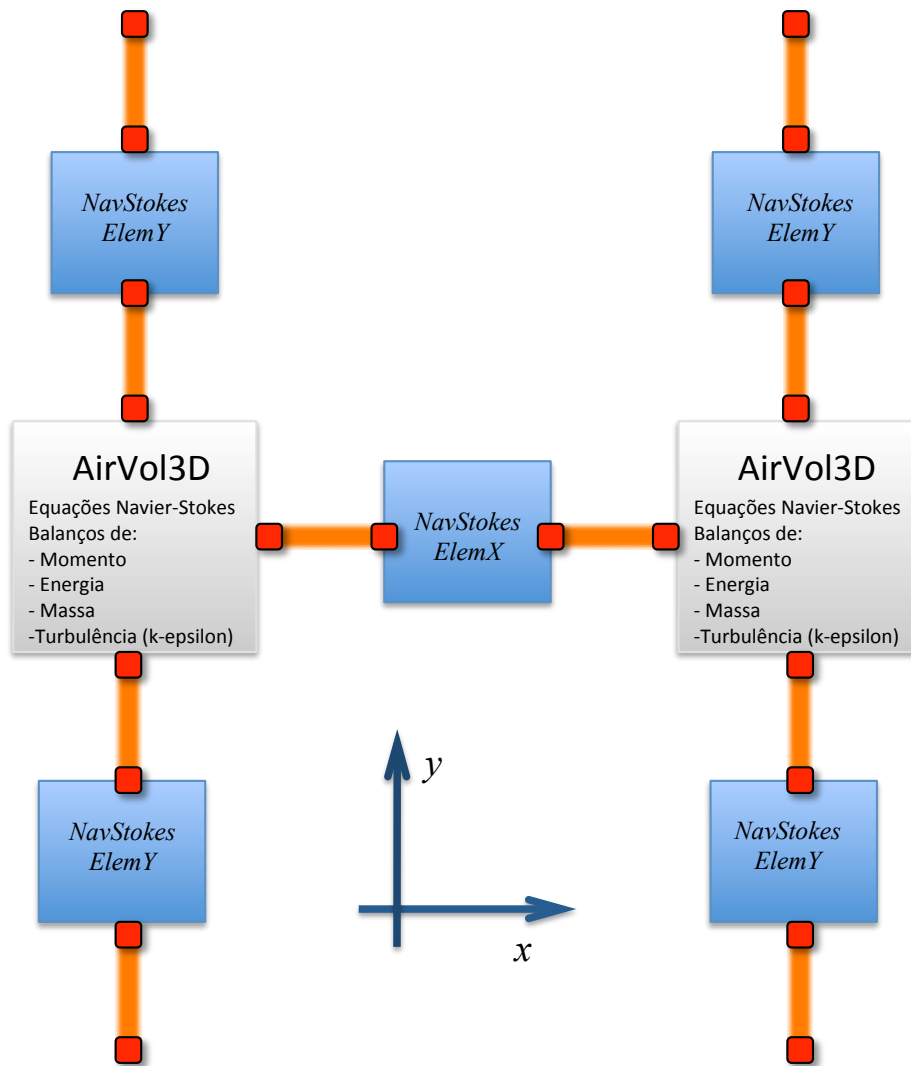


Figura 7.3: Classes que implementam os gradientes espaciais

A quantidade de equações geradas pelo tradutor Modelica quando são compiladas somente cada uma das classes discutidas neste capítulo é apresentada na tabela a seguir. É importante ressaltar que em um modelo onde os elementos de volume estejam

efetivamente conectados e são acrescidos de um elemento de fonte, o numero de equações sobe substancialmente. Isto é devido à conexão entre as variáveis nas interfaces entre volumes vizinhos. Elas geram um conjunto extra de equações. As variáveis de fluxo são compiladas em equações que somam nulo, e as demais variáveis são compiladas em equações onde elas têm igualdade com sua contraparte no elemento vizinho.

Tabela 7.1: Numero de equações geradas por algumas classes

Nome da classe ou modelo	Original	Traduzido (Equações diferenciais algébricas – EDA)
<i>AirVol3D</i>	97 (49 não triviais)	202
<i>NavStokesElemX</i> <i>NavStokesElemY</i> <i>NavStokesElemZ</i>	3 (3 não triviais)	54
Modelo completo (3x3x3)	2.842 (1.532 não triviais)	8.699
Modelo completo (4x4x4)	6.701 (3.615 não triviais)	21.393
Modelo completo (5x5x5)	13.086 (7.072 não triviais)	42.763

## 7.2. AVALIANDO O TEMPO DE EXECUÇÃO

Felgner (2008) executou simulações numéricas usando como caso-base uma sala de reuniões da Universidade de Kaiserslautern, de dimensões 7,3 metros de comprimento por 4,8 metros de largura com 3 metros de altura, com um ponto de ar condicionado insuflando ar em baixa temperatura. Foram feitas comparações para a escolha dentre duas soluções, avaliando requisitos de performance e precisão dos resultados. A primeira opção consistiu em simular o ambiente utilizando um modelo desenvolvido em Modelica, elaborado utilizando-se a biblioteca *RoomAir*. Neste modelo, o ambiente foi dividido em 100 volumes, cada um com as dimensões de 1,45m x 0,75m x 0,95m. Com esta primeira opção, foram obtidos resultados a um dado tempo de simulação. Os resultados obtidos foram validados com

os da segunda opção, a simulação do mesmo caso como base, simulado utilizando-se o pacote computacional comercial *Fluent*. Na segunda opção foi realizada a simulação utilizando-se a discretização do ambiente em 23.838 volumes finitos. Esta segunda opção mostrou-se insatisfatória no critério de desempenho, já que a simulação de um transitório de 10 minutos demandou um tempo de simulação superior a duas horas. Neste trabalho, o autor optou pela segunda opção, contornando a limitação do tempo excessivo de simulação por meio da simulação de um conjunto de cenários previamente, de modo *offline*. Assim, o modelo adotado para realizar as simulações foi, essencialmente o desenvolvido na plataforma *Fluent*.

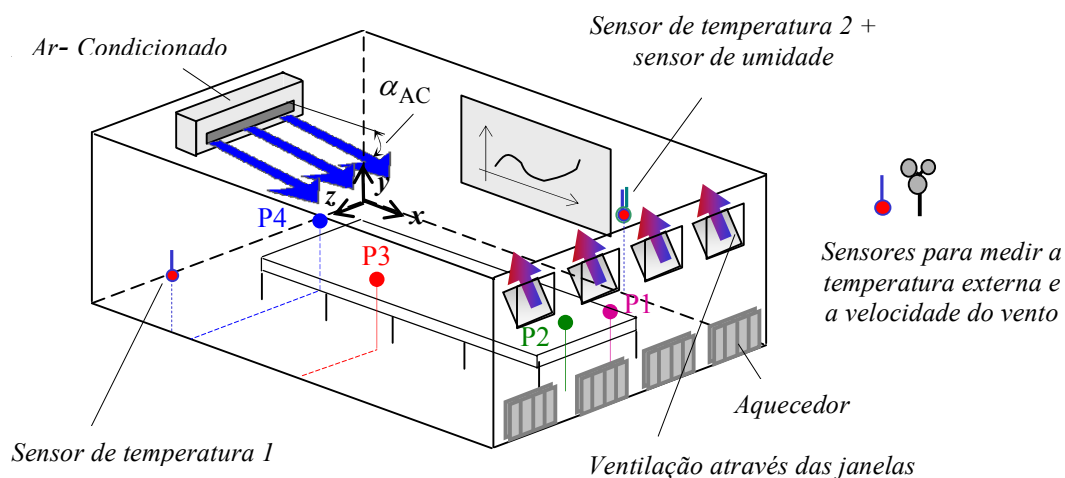


Figura 7.4: Sala de reuniões da Universidade de Kaiserslautern. Fonte: Felgner (2008)

Conforme exposto, a viabilidade de utilizar-se a linguagem Modelica para aplicações de tempo real requer que seja feita uma avaliação do desempenho do Modelo em simular por completo dado transitório, escrevendo o arquivo com os resultados em disco. O compromisso entre desempenho e precisão dos resultados deve ser também mensurado. Os fatores que afetam ambos e que foram avaliados neste trabalho para viabilizar o uso do Modelica em tempo real foram: o número de volumes em que foi dividido o volume de controle; o tamanho do intervalo de integração; a ordem máxima de integração utilizada na solução.

A avaliação de quão grande é a correlação entre o grau de discretização do ambiente que se deseja simular e o tempo demandado para realizar a simulação é aqui analisado. Para a simulação do escoamento do ar em um ambiente hipotético, o modelo construído em Modelica ganha considerável complexidade ao se aumentar também o número de volumes em que é dividido este ambiente. O quadro abaixo mostra o tempo de simulação

necessário para simular um transiente de 600 segundos. O sinal aplicado foi o equivalente a uma entrada em degrau, representada pelo início súbito da injeção de ar a baixa temperatura no interior de um ambiente onde previamente havia equilíbrio térmico do ar no interior. Os tempos de simulação mostrados foram obtidos por meio de simulações em uma máquina virtual rodando em um computador “hóspede” equipado com processador *Intel Core2Duo* rodando a 2,4 GHz com 4GB de memória RAM, dos quais 2GB foram alocados para uso da máquina virtual.

Tabela 7.2: Tempo de execução por número de volumes simulados

Nº de volumes	Tempo de simulação (s)
3x3x3	2,05
4x4x4	6,64
5x5x5	23,5
6x6x6	96,7
7x7x7	335
8x8x8	756
9x9x9	2.050

Portanto, ao formatar a malha que será utilizada numa aplicação onde há um sensor virtual e um sistema de controle que depende da leitura dos sinais gerados por meio das simulações numéricas, é importante dimensionar adequadamente o número de divisões e o grau de precisão da malha de simulação. Como o algoritmo de simulação DASSL é baseado em um passo de integração variável, a escolha do número de volumes em que será dividido o domínio da simulação é principalmente uma escolha de compromisso, onde deve ser ponderada a precisão do resultado pelo o esforço computacional requerido.

## 8. RESULTADOS

### 8.1. ALTERAÇÕES NA BIBLIOTECA ROOMAIR

A biblioteca *RoomAir* original foi objeto de validação em **Error! Reference source not found.** O autor avaliou a evolução dos valores médios de algumas variáveis termodinâmicas simulando um mesmo caso-base, primeiramente modelado utilizando os recursos da biblioteca *RoomAir* simulados em um ambiente de desenvolvimento e simulação para linguagem Modelica. Os resultados foram comparados com os obtidos em simulações realizadas utilizando uma plataforma de simulação comercial denominada *Fluent* (FLUENT INC, 2005a e FLUENT INC, 2006). A validação consistiu em comparar a evolução de algumas variáveis observadas ao longo do volume simulado quando é aplicada uma entrada em degrau. Tal sinal de entrada corresponde a uma injeção súbita de ar a baixa temperatura no interior do ambiente, comparável ao início da operação de um equipamento de ar-condicionado insuflando ar a baixas temperaturas.

Felgner construiu um modelo em *Fluent* com um grau de discretização bastante superior ao modelo equivalente construído em Modelica. A malha gerada no programa *Fluent* totalizava 23.838 volumes finitos, o que garantiu um detalhamento adequado à solução numérica ao longo de todo o domínio da solução. Uma discretização espacial com elementos de malha ainda menores foi gerada na região próxima às aberturas de tomada e retorno de ar, de forma a computar adequadamente a natureza turbulenta e de linhas de fluxo de pequena escala que ocorrem nessa região. Em Modelica, usando a biblioteca *RoomAir*, foi gerado um modelo equivalente com somente 100 volumes finitos para representar todo o domínio de simulação. Pela própria arquitetura em que foi implementada a geração de malha na biblioteca *RoomAir*, estes 100 volumes tinham uma geometria hexaédica, na forma de cubóides. Além disso, ao contrário da estratégia realizada no modelo *Fluent*, não foi realizado nenhum refinamento da malha em nenhum dos elementos finitos gerados, ficando o modelo descrito por somente um nível de discretização espacial.

Foi feita a comparação entre os resultados obtidos com o modelo com implementação em Modelica baseado em uma malha de solução esparsa ante aquele simulado utilizando a ferramenta comercial *Fluent* com uma malha muito mais refinada que o primeiro.



Comparando os resultados, é possível verificar que a evolução dos valores médios é bastante satisfatória, com alguma ressalva em relação aos valores durante transientes nas variáveis termodinâmicas que ocorrem logo após aplicado um estímulo súbito ao ambiente simulado. Estas oscilações são transientes observados em maior grau num período curto que antecede um período de acomodação. O autor decidiu então utilizar o modelo implementado em *Fluent* para desenvolver seu conceito de sensor virtual destinado ao controle em tempo-real. Este modelo com malha altamente refinada demanda enorme esforço computacional para ser solucionado o que o inviabiliza para uso em um sistema de tempo real. Mesmo em computadores bastante atuais, a simulação de um transiente com duração em torno de 5 minutos demanda mais de uma hora de processamento.

A validação das classes originais da biblioteca *RoomAir* foi realizada por Felgner (2008). Foi avaliado o padrão das respostas a uma entrada equivalente a um sinal em degrau para o ambiente elaborado em linguagem Modelica com base na biblioteca *RoomAir* e com uma malha de baixa densidade, equivalente à subdivisão do volume original em 100 volumes menores. Estes resultados foram comparados aos obtidos na simulação do modelo elaborado em *Fluent* com uma malha altamente refinada. A figura a seguir mostra a evolução da temperatura média do ambiente e da velocidade absoluta média do ar obtida com as simulações nas duas plataformas. À exceção do *overshoot* que ocorre instantes depois de aplicada uma entrada em degrau, a resposta dos dois ambientes de simulação são aderentes. Pelo fato de um sistema térmico da dimensão de um ambiente possuir constantes de tempo da ordem de dezenas de segundos ou até minutos, a reprodução exata das oscilações devidas ao transitório são menos importantes.

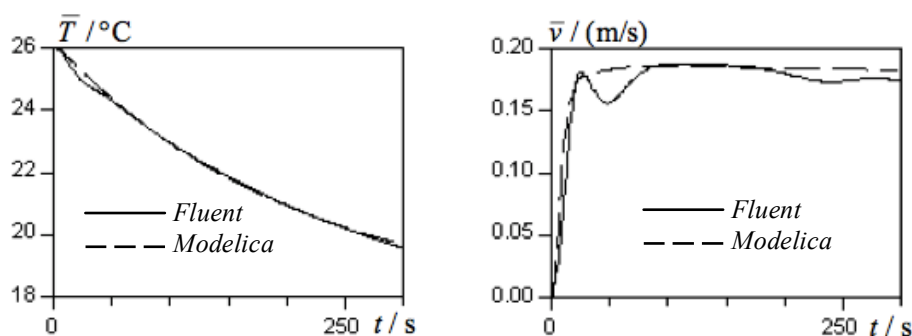


Figura 8.1: Comparação de resultados obtidos com um modelo escrito em Modelica e seu equivalente modelado na plataforma *Fluent*. Fonte: Felgner, 2008.

Portanto, no que concerne o cálculo das variáveis termodinâmicas principais do escoamento do ar em um ambiente interno, o resultado gerado pela biblioteca *RoomAir* já fora devidamente aferido com aquele obtido de um código comercial e amplamente utilizado em aplicações CFD. No entanto, Felgner optou por adotar a solução baseada na malha altamente refinada, calculada com o *solver Fluent*. Esta opção inviabilizou que fosse realizada a simulação em tempo real. O autor realizou previamente a simulação de uma variedade de cenários para as variáveis de entrada e condições de contorno da simulação. Os pares entrada-saída foram armazenados em um banco de dados e a simulação do modelo em tempo real foi substituído por um procedimento de busca neste repositório de simulações realizadas previamente.

A biblioteca *RoomAir* foi originalmente escrita utilizando as classes contidas na biblioteca padrão *Modelica* versão 2.1. Por estar em constante evolução alguns componentes da linguagem são constantemente aperfeiçoados. Isto inclui, inclusive a biblioteca padrão *Modelica*, que possui uma série de elementos construtores e classes que foram utilizadas no desenvolvimento das ferramentas de *RoomAir*. Desta feita, a biblioteca precisou ser atualizada para que guardasse compatibilidade integral com a última especificação da linguagem *Modelica*, que na ocasião de elaboração deste trabalho estava na versão 3.0 (MODELICA ASSOCIATION, 2008).

Como uma das principais propostas deste trabalho é a de desenvolver um modelo numérico capaz de estimar em pontos discretos de um ambiente as variáveis termodinâmicas e, principalmente aquelas relacionadas ao conforto térmico, foi necessário expandir as funcionalidades da biblioteca *RoomAir* original. A biblioteca é, portanto, capaz de gerar um conjunto de variáveis de saída que são resultado computado para simulações das equações do modelo de dinâmica dos fluidos. Contudo, a biblioteca não era originalmente capaz de fornecer diretamente os valores de conforto térmico avaliados por meio dos índices PMV e PPD, em cada ponto discretizado do domínio.

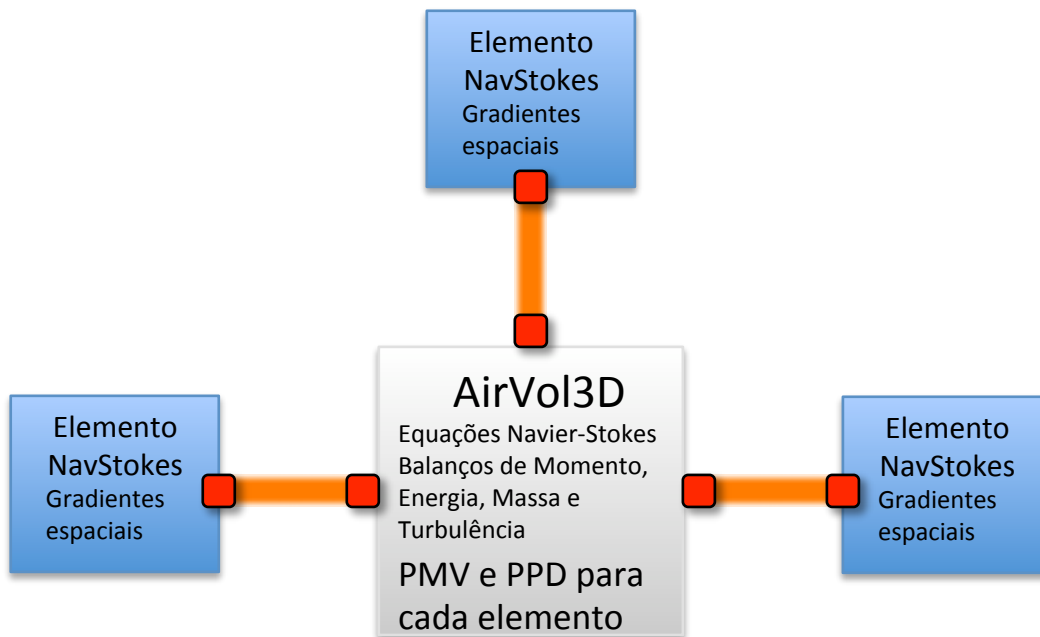


Figura 8.2: Extensão da biblioteca para calcular diretamente PMV e PPD

Para que o modelo desenvolvido pudesse ser aplicado na forma de um sensor virtual distribuído ao longo da malha de simulação, a classe *AirVol3D*, que representa um ponto do volume de simulação para o qual são calculadas as variáveis termodinâmicas, foi expandida para que, em cada uma de suas instâncias os valores de PMV e PPD correspondentes fossem calculados. Nas equações do modelo de conforto térmico que foram incorporadas à biblioteca RoomAir, todas as variáveis oriundas do modelo físico de escoamento do ar foram obtidas por meio de atribuição dos valores que já eram calculados na versão original na biblioteca. São os casos dos valores de velocidade absoluta do ar e temperatura. As demais variáveis do índice foram adotadas como parâmetro de entrada, de valor fixado previamente à simulação do modelo. São elas: o tipo de vestuário das pessoas, o nível de atividade realizada, a umidade relativa do ar e a temperatura media radiante. As duas últimas são consideradas constantes ao longo de todo o volume e não são calculadas do modelo de equações médias de Navier-Stokes.

## 8.2. VALIDAÇÃO DO CÓDIGO

A nova biblioteca RoomAir desenvolvida com este trabalho é capaz de calcular diretamente o valor do PMV em cada elemento da malha e foi avaliada por meio da comparação dos resultados obtidos de um mesmo caso-base simulado tanto em Modelica quanto na ferramenta comercial para simulação de dinâmica de fluidos computacional *Fluent*.

O ambiente integrado de desenvolvimento utilizado para a elaboração da geometria do caso-base e para a geração da malha de domínio da simulação foi o *AirPak*. Este software possui uma interface especialmente destinada à modelagem e simulação de problemas de engenharia que envolvam conforto ambiental, escoamento de ar em ambientes internos e sistemas de ventilação, ar condicionado e aquecimento (FLUENT INC, 2005b). No *AirPak*, após ter sido estabelecida a geometria do ambiente a ser simulado, seguida pelo estabelecimento da malha de simulação e terem sido parametrizadas as condições de contorno, é acionado o *solver* do *Fluent* para que seja executada a simulação numérica do modelo. O pós-processamento dos dados volta, então, a ser realizado no ambiente *AirPak*.

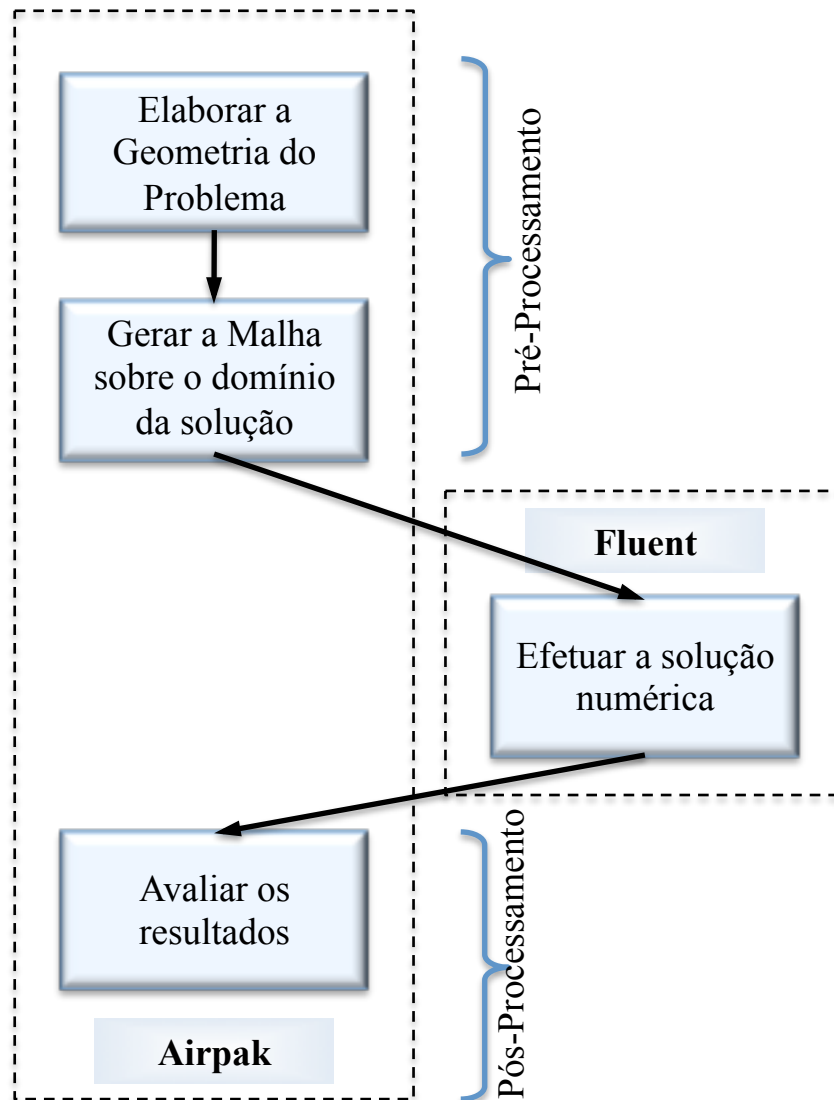


Figura 8.3: Fluxo de trabalho do software *AirPak*

Um mesmo ambiente hipotético, de formato cúbico, com 3 metros em cada um dos lados foi criado tanto na plataforma *AirPak* quanto utilizando as classes modificadas da biblioteca *RoomAir*. Como a implementação das equações de escoamento tridimensional do ar e do modelo de turbulência não foram alteradas diretamente nas modificações realizadas na biblioteca, esperava-se que o resultado da validação realizada por Felgner permanecesse inalterado. Contudo, as novas funcionalidades de cálculo do PMV para cada um dos elementos hexaédricos de volume resultam novas equações envolvendo as variáveis que já eram calculadas e disponíveis na versão original da biblioteca. Pelo princípio não-causal da linguagem, as novas equações devem ser resolvidas simultaneamente às já existentes, o que significa que o conjunto de equações diferenciais algébricas passa a ser o original expandido

das novas equações de cálculo do índice PMV. Portanto, uma nova validação foi conduzida, de forma a averiguar se a coerência entre os resultados obtidos na simulação de um mesmo modelo, ora implementado com a biblioteca *RoomAir* expandida ora implantado na plataforma *AirPak*, com solução realizada no *solver Fluent*.

A Figura 8.4 mostra um esquema gráfico do ambiente para o qual foi realizada a simulação. É importante destacar que a plataforma de simulação em Modelica não possui recurso de pré-processamento e portanto, toda a geometria do ambiente foi realizada em nível de código da linguagem. Portanto, a figura da esquerda é um esquemático do que seria o arranjo espacial do ambiente simulado e a malha gerada para ele. A malha gerada no *AirPak* consistiu em 8.968 elementos ao passo que o volume gerado para a simulação com a biblioteca *RoomAir* foi dividido em 27 subvolumes.

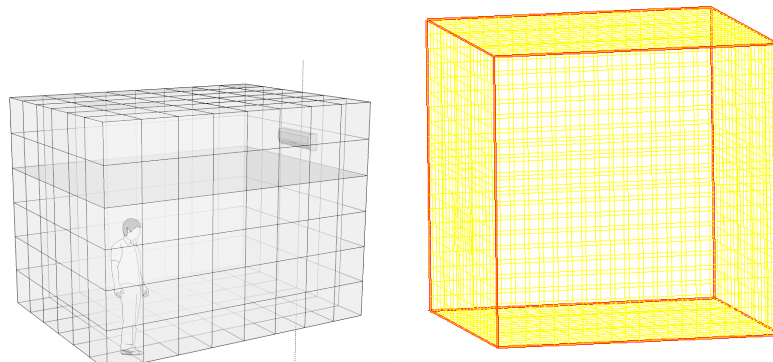


Figura 8.4: Malhas de solução geradas com *RoomAir* e *AirPak*

A evolução da temperatura média do ambiente em uma simulação que equivale a submeter o modelo a uma entrada em degrau foi aferida nos dois ambientes. O caso base utilizado para esta validação consistiu na simulação da evolução das variáveis termodinâmicas em um ambiente hipotético, cuja geometria total seria da forma de um cubo com 3 metros de lado. As trocas térmicas que eventualmente ocorreriam através das paredes deste ambiente foram consideradas nulas, caracterizando este sistema como sendo adiabático. Desta forma, tanto o fluxo de energia quanto de massa através das paredes do ambiente foram consideradas nulas. Como o que se deseja é avaliar a consistências do modelo de escoamento do fluido no interior do ambiente, tal simplificação fica coerente pois isola o modelo matemático que se deseja validar. No caso da simulação de um ambiente real, pode-se perfeitamente considerar as trocas térmicas através da parede, calculando o fluxo de energia térmica que ocorre em cada elemento da malha que é também fronteira limítrofe do domínio

de simulação. Para este domínio adiabático de simulação é necessário estabelecer a área por onde escoo o fluxo de ar do ar-condicionado para o ambiente e da mesma forma, a área por onde retorna o fluxo de ar. A menor densidade da malha criada na simulação com *RoomAir* resulta em uma resolução que é insuficiente para representar as áreas de saída do ar frio e de retorno em uma ou mais faces dos volumes finitos. Isto é, a ordem de grandeza das áreas de saída e de retorno de ar num equipamento convencional é muito menor do que as dimensões das faces dos volumes finitos gerados em uma malha esparsa. Como resultado, a saída e o retorno do ar devem ser mapeados em uma mesma face.

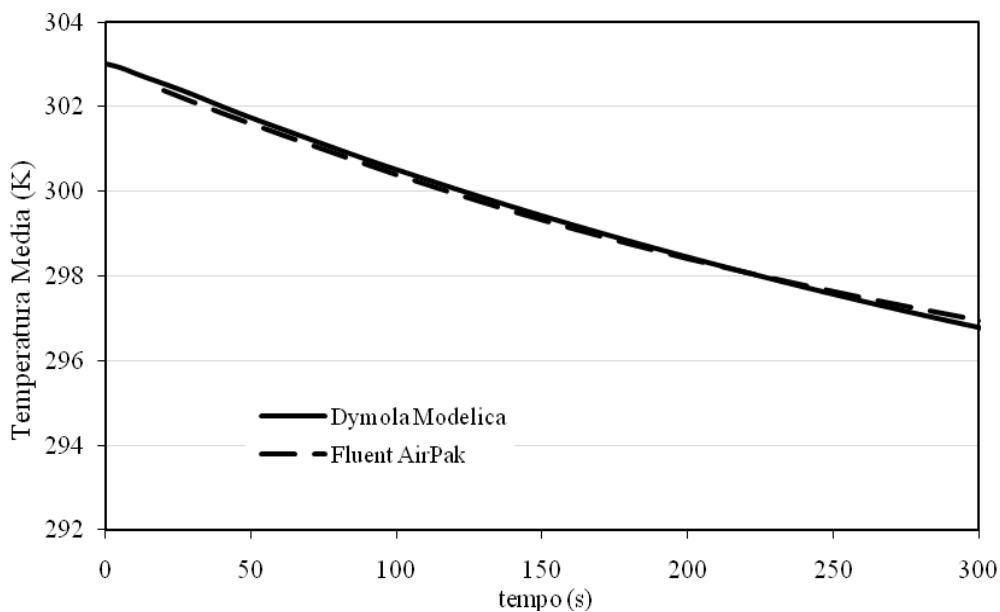


Figura 8.5: Temperatura média simulada no primeiro caso de validação

Alguns resultados da simulação do caso-base usado para validação da biblioteca *RoomAir* após suas alterações são apresentados nas figuras 8.6 e 8.7. Por possuir um ambiente de pós-processamento com capacidade de gerar gráficos ilustrativos dos resultados da simulação, serão mostrados ilustrações obtidas no ambiente AirPak. Um corte do ambiente ao longo do plano  $x$ - $y$ , com  $z$  igual a 5 mostrado na figura 8.6. A figura corresponde ao instante de tempo de 100 segundos. É possível observar o modelo de Boussinesq atuando sobre o caráter convectivo, uma vez que o ar frio é injetado no ambiente de forma perpendicular à parede e por possuir maior densidade resulta em um jato de ar descendente.

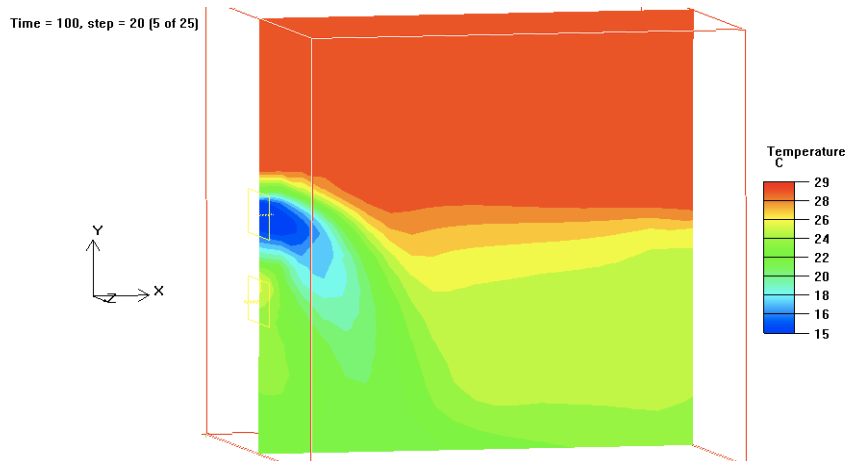


Figura 8.6: Curvas de temperatura do ambiente em uma resposta ao degrau

Para este mesmo instante algumas curvas isotérmicas são mostradas na figura a seguir, com a representação da distribuição de valores de temperatura mais baixos, médios e os mais altos.

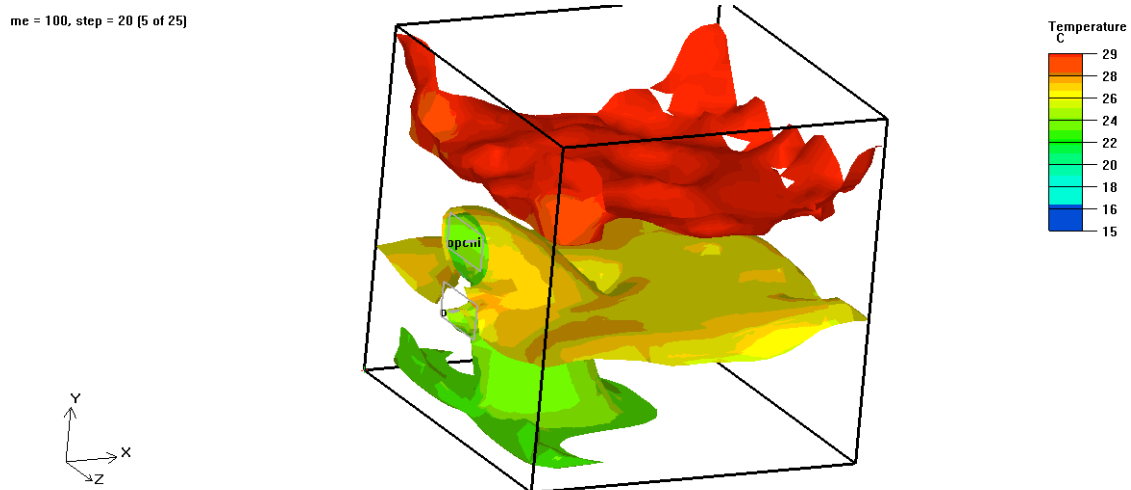


Figura 8.7: Curvas isotérmicas para a simulação

Uma segunda simulação foi efetuada, desta vez tendo como base um ambiente real. Foi utilizado como base uma sala de reuniões no complexo de laboratórios da Universidade de Brasília. Um sistema de sensores sem fio para este ambiente foi objeto da pesquisa apresentada por Oliveira (2010). A sala tem 15 metros quadrados, com dimensões de 3 por 5 metros.





Figura 8.8: Sala de reunião do segundo caso-base (Oliveira, 2010)

A simulação consistiu na aplicação de uma entrada em degrau, na forma de uma atuação súbita do sistema de ar-condicionado que passa a injetar ar frio no interior do ambiente. Nas condições iniciais do ambiente foi considerado ar em situação completamente estática e uniformemente distribuído a uma temperatura de 30°C. O ar frio foi injetado a 15°C e foi avaliado como evoluiu a temperatura média ao longo de todo o ambiente juntamente com a evolução da temperatura média do ar. A evolução das temperaturas médias no interior do ambiente ao longo do transiente são mostradas na figura abaixo.

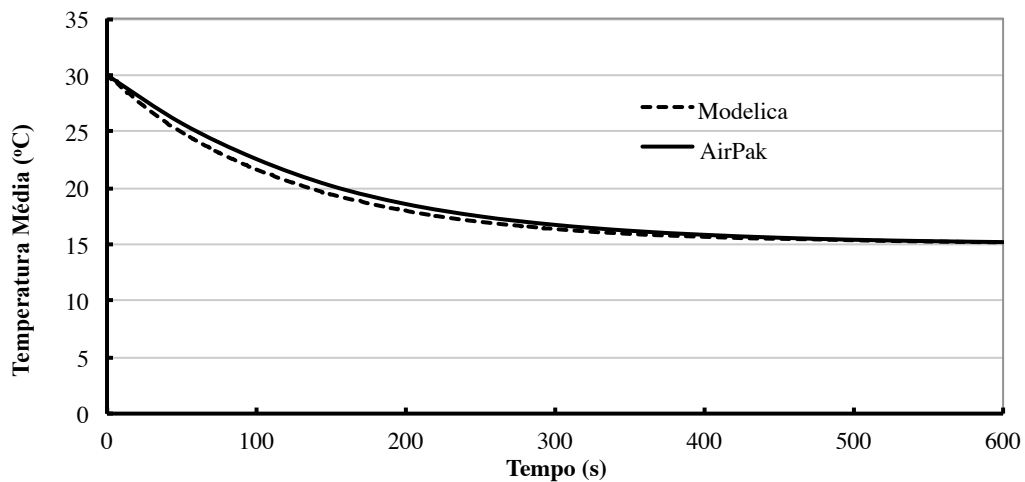


Figura 8.9: Temperatura média no segundo caso-base

Os resultados obtidos podem ser considerados satisfatórios, uma vez que discrepâncias mais apreciáveis ocorrem somente na evolução dos valores da velocidade média do ar no interior do ambiente. Pode-se atribuir tal variação à diferença nos modelos de turbulência adotados no Modelica (*k-epsilon*) e no *AirPak* (Zero-Equações *indoor*).

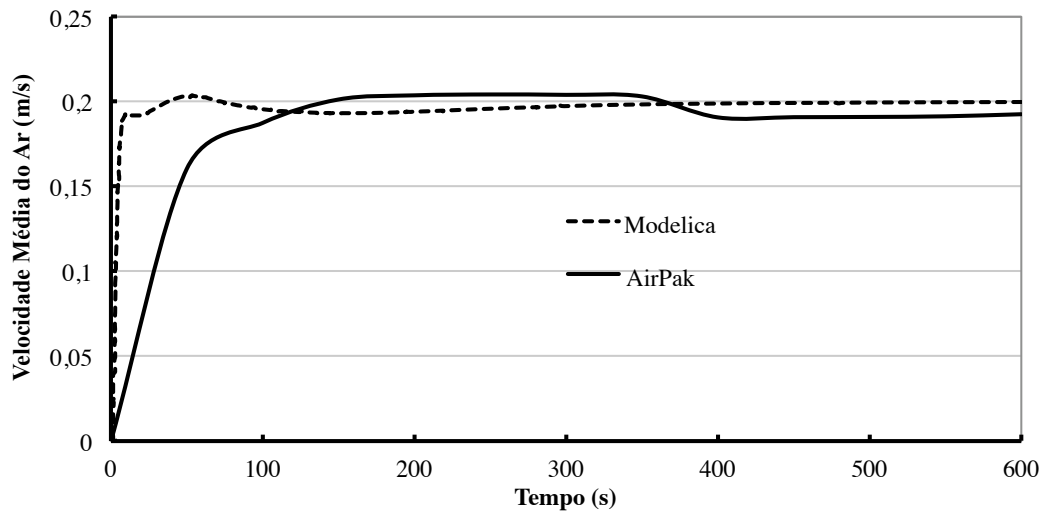


Figura 8.10: Velocidade média do ar no segundo caso-base

A tabela a seguir mostra alguns dos principais parâmetros aplicados nas duas ferramentas de simulação. É importante destacar que o tempo de simulação necessário para a simulação completa deste transiente de 600 segundos com Modelica foi de 352 segundos. Isto mostra que uma escolha adequada dos parâmetros da simulação, como o grau de refinamento da malha e a ordem de integração da solução numérica, permitem o uso deste sensor virtual em sistemas de controle em tempo-real.

Tabela 8.1: Parâmetros das simulações do segundo caso-base

	<i>AirPak</i>	Modelica
Modelo de turbulência	Zero-equações <i>indoor</i>	<i>k-epsilon</i>
Elementos da malha	9.411 elementos	4x4x4 = 64 elementos
Integrador numérico	Segunda ordem	Primeira ordem
Discretização temporal	13 pontos	561 pontos

O gráfico abaixo mostra a evolução do voto médio estimado (PMV) no interior de todo o ambiente simulado.

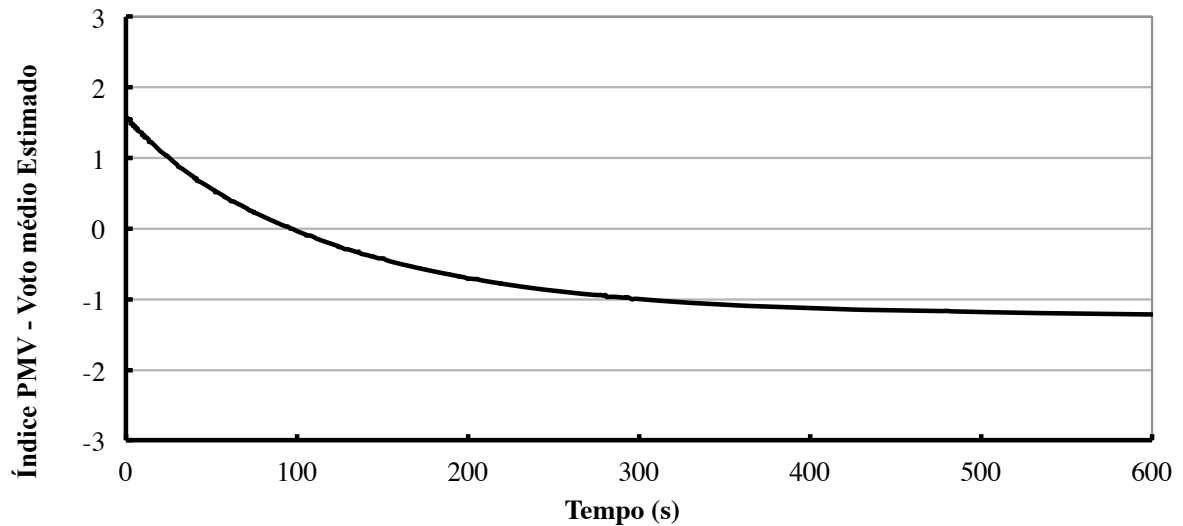


Figura 8.11: PMV em todo o ambiente do segundo caso-base

Pode-se observar pelo gráfico que apenas nesta simulação, o índice PMV parte de aproximadamente 1,5, demonstrando ligeiro desconforto no interior do ambiente principalmente devido à temperatura elevada e à ausência de ar circulando. Em poucos segundos após o ar a 15°C começar a ser soprado para o interior da sala, o índice se vê abaixo de 1,0, considerada uma zona de conforto térmico. Após 300 segundos insuflando ar a baixa temperatura e de forma ininterrupta, a sala já inicia uma trajetória de desconforto para os ocupantes, pois a temperatura já é quase homogênea a 15°C e o ar circulante se faz presente, levando o índice PMV abaixo de -1,0.

A seguir são mostrados os valores simulados de PMV em cada volume finito de um corte transversal do ambiente. A simulação foi realizada com o ar sendo insuflado no elemento de volume (0, 2, 3). Este ponto corresponde ao elemento onde está instalado o equipamento de ar condicionado. As figuras a seguir mostram os valores ao longo do segundo elemento da malha do eixo  $y$ , o que corresponde a um plano transversal com corte em  $y = 1,5$  m.

No instante inicial ( $t = 0$  s), observa-se que o valor de PMV é constante em todo o interior do ambiente.

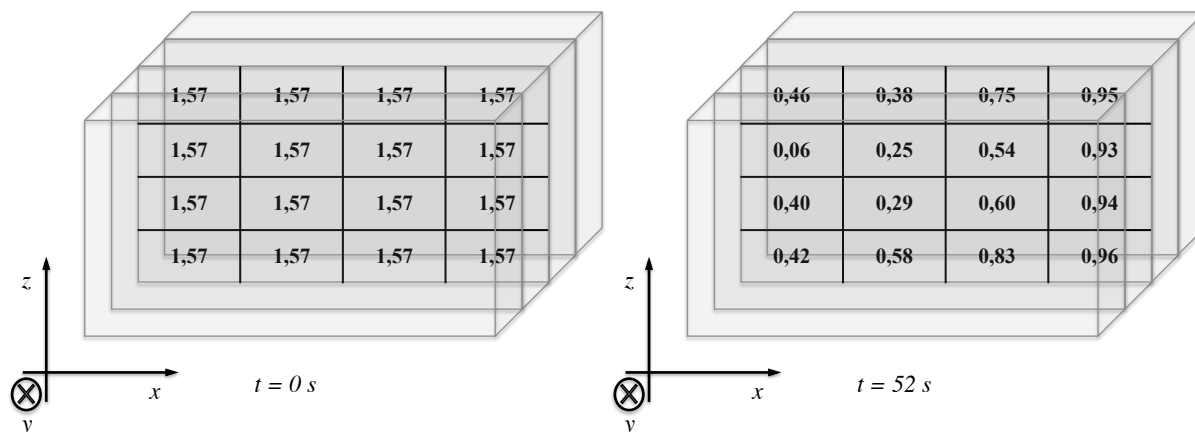


Figura 8.12: Distribuição do PMV na malha de simulação

A figura 8.13 a seguir, mostra a evolução do índice PMV decorridos 102 e 200 segundos do início de ar insuflado na sala. É importante notar que variações importantes do índice podem ser verificados ao longo do ambiente. Na vizinhança da saída do ar condicionado, no elemento  $(0,2,3)$  o índice atinge valores bem menores, quando comparado a outros pontos da sala.

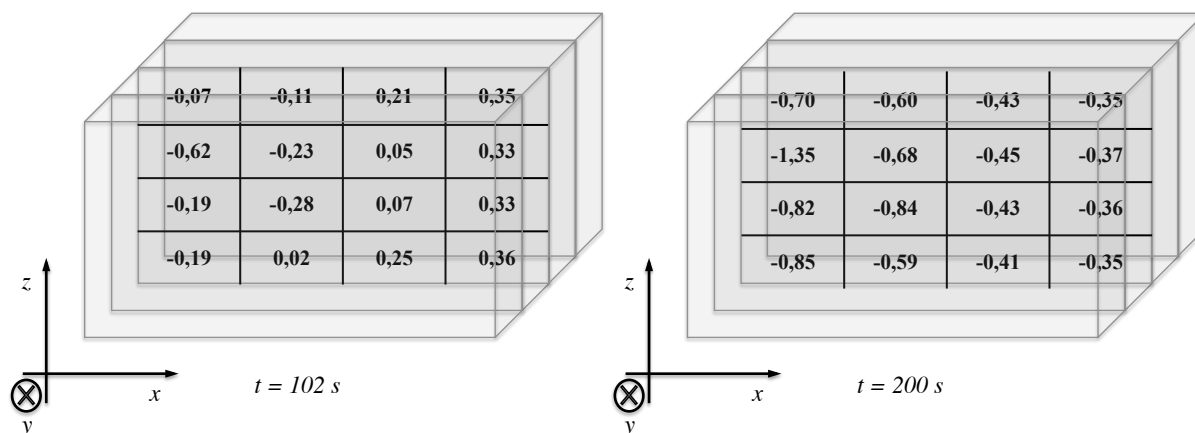


Figura 8.13: Valores do PMV para os instantes 102 e 200 segundos

Um exemplo de como o cálculo discretizado no índice PMV pelo volume da sala pode tornar o sistema de controle mais eficiente seria uma hipótese em que se deseja controlar o conforto térmico de uma sala parcialmente ocupada. Imaginemos a sala de reunião do caso mostrado com somente um ocupante, sentado no lado oposto à saída do ar condicionado. Esta posição corresponderia ao elemento de volume com coordenadas  $(3,2,2)$ .

Nesta situação, o sensor virtual que iria gerar a realimentação para o sistema de controle seria o PMV calculado pelo modelo neste volume. As informações sobre o conforto térmico em outros pontos do ambiente deixariam de ser utilizadas, pois não haveria ninguém localizado naqueles espaços.

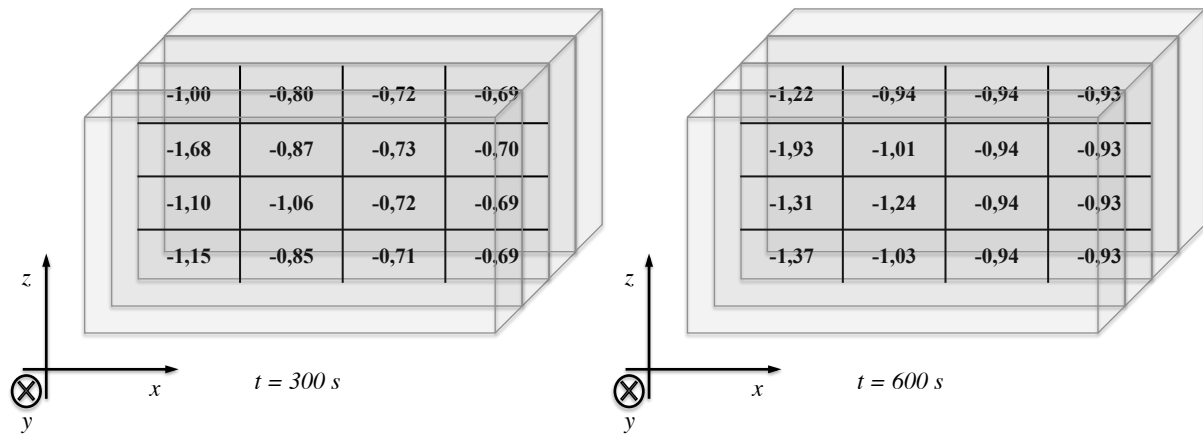


Figura 8.14: Distribuição do PMV nos instantes 300 e 600 segundos

## 9. CONCLUSÕES GERAIS

### 9.1. CONCLUSÕES

A demanda por energia para conforto térmico representa uma fatia bastante importante do total de usos finais de energia observados hoje no Brasil. O desenvolvimento da economia e as condições cada vez mais favoráveis para a população adquirir equipamentos eletrodomésticos em lojas de varejo vão gerar uma demanda significativa por aparelhos de ar-condicionado de pequeno porte. Estes aparelhos ainda são considerados um bem superior para o padrão médio de residências brasileiras. Se comparados aos demais eletrodomésticos, ele está presente em um percentual menor dos lares brasileiros. Por outro lado, a elevação do padrão de consumo resultado do desenvolvimento econômico brasileiro deverá aumentar a procura por aparelhos de ar-condicionado de uso residencial e comercial. Portanto, aliviar o impacto de um volume enorme de novos equipamentos demandando energia passa, necessariamente por torná-los mais eficientes.

No que tange o controle dos sistemas de condicionamento de ar de pequeno porte, há ainda um grande potencial de melhoria. Conforme foi discutido, os equipamentos de pequeno porte não contam com um sistema de controle mais sofisticado. São produtos projetados visando à simplicidade de uso e instalação e ao baixo custo. Não há, via de regra, uma medição da temperatura e velocidade do escoamento do vento em alguns pontos do ambiente. O uso de sensores reais tornaria a instalação complexa e cara, não atendendo aos anseios do consumidor do equipamento, que deseja um produto de instalação simples e com preço acessível. É por este motivo que simplesmente trazer as mesmas soluções de medição e controle utilizadas em instalações de maior porte é um caminho pouco viável. Por este motivo, soluções baseadas em sensores virtuais, como o mostrado neste trabalho, podem resultar em melhoria de desempenho dos equipamentos mantendo a mesma simplicidade já conhecida dos equipamentos de janela e *split*.

As diferenças nos valores das variáveis termodinâmicas, num mesmo instante e em diferentes pontos do ambiente sugerem que instalar sensores de temperatura em um só local não gera um sinal de realimentação adequado ao controlador. O uso do modelo de um sensor virtual capaz de complementar as variáveis lidas pelo sensor real pode resultar em um

controle mais preciso do conforto térmico.

Equipamentos de ar-condicionado do tipo híbrido reúnem em uma só unidade um equipamento convencional e agregam uma unidade evaporativa. Esta última, atua com base em fenômenos da psicrometria ao controlar a mistura de ar e vapor d'água, atuando no conforto térmico por meio das trocas de calor latente. Para este tipo de equipamento um sistema de controle adequado é mais sofisticado do que o de um ar-condicionado convencional. Isto porque, a umidade relativa do ar deixaria de ser aproximadamente constante dentro do ambiente, ficando susceptível a variações consideráveis. Resultado de uma ação ativa do ar-condicionado na distribuição de temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido ao longo do ambiente

O sensor virtual desenvolvido neste trabalho permite simular o índice de conforto térmico PMV ao longo de vários pontos do ambiente. Este cálculo deriva da simulação do escoamento do ar no interior do domínio simulado e é possível de ser feito com base no ajuste de alguns parâmetros utilizados para a simulação. Os ajustes no nível do usuário resumem-se ao tamanho do ambiente que será simulado e a posição relativa onde está instalada a unidade de saída de ar. Para o cálculo correto do índice de conforto térmico é também necessário informar ao modelo o tipo de atividade realizada pelo ocupante e a roupa que ele veste.

Ao simular o modelo, o ambiente de desenvolvimento em Modelica gera primeiro um código-fonte do modelo em linguagem C, para a partir daí compilar o arquivo executável. Isto significa que após o processo de criação do modelo ser concluído, pode-se trabalhar de forma isolada com o arquivo executável, sem que seja necessário dispor da plataforma de desenvolvimento para realizar simulações posteriores. Todos os parâmetros da simulação, bem como as condições das variáveis podem ser livremente alteradas nos arquivos de entrada de parâmetro para que depois seja possível fazer uma nova simulação de transiente. Com isto, conclui-se que o modelo pode ser constantemente aprimorado e evoluído. Ele poderá ainda ser compilado para que seja possível executá-lo em plataformas computacionais móveis, incluindo aquelas baseadas em processadores de arquitetura diferente da X86.

Os resultados da simulação de um caso-base hipotético mostraram que as equações implementadas na biblioteca *RoomAir* geram resultados aderentes com aqueles obtidos utilizando o programa *AirPak*. Em linguagem Modelica, a geometria do problema é construída com a geração da malha hexaédrica regular da biblioteca, intercalando as classes

*AirVol3D* com os elementos de interface *NavStokesElem*. Esta solução, juntamente com o modelo de discretização espacial das equações médias de Navier-Stokes com modelo de turbulência *k-epsilon* mostrou-se adequado para utilização em um sistema de controle. O desenvolvimento do sensor virtual tendo como base uma linguagem de modelagem orientada a objetos permite que novas situações e modelos sejam construídos e interajam com as classes já desenvolvidas e validadas da biblioteca.

## 9.2. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Dadas as possibilidades oferecidas por uma linguagem de modelagem orientada a objetos, a complementação e a introdução de novos modelos complementares à biblioteca *RoomAir* sempre será possível. Devido ao reaproveitamento de código proporcionado pela abordagem de orientação a objetos, novos elementos para a simulação podem ser introduzidos sem que haja a necessidade de alterar a formulação dos escoamentos turbulentos juntamente com o cálculo dos índices de conforto térmico que já estão implementados na biblioteca. A expansão de *RoomAir* poderia ser feita agregando à simulação maior complexidade em alguns fenômenos desconsiderados ou simplificados até este ponto de desenvolvimento. Cita-se como exemplo o efeito das trocas de energia térmica e de massa pelos perímetros do ambiente simulado, pois até este ponto, a biblioteca é realiza simulações de volumes adiabáticos. A introdução de modelos para trocas térmicas através das paredes passaria a considerar estes fenômenos, que por simplificação, foram desconsiderados nestas simulações.

Sugere-se também compilar o modelo traduzido em código fonte *C* para uma plataforma computacional autônoma, implementando simulação contínua do modelo, com condições de contorno efetivamente obtidas do ambiente. Esta trabalho permite que o código seja compilado para uma plataforma composta de um microcomputador dedicado no padrão *IBM PC*. No entanto, por meio de um compilador adequado, poder-se-ia compilar o código para outras plataformas mais compactas e características de sistemas embarcados, a fim de avaliar o desempenho nas simulações.

Reescrever as equações da modelagem física ou realizar simplificações no modelo de forma a avaliar a viabilidade de escrevê-lo como um sistema de equações



diferenciais ordinárias que permitam aplicar algoritmos de solução com passo de integração fixo. Isto garantiria o controle total dos requisitos de simulação em tempo real dos sensores virtuais.

Implementar novas classes à biblioteca incorporando outros modelos de turbulência conhecidos. Especialmente o modelo de “zero equações”, adotado como padrão para a simulação nas ferramentas comerciais *Fluent* e *AirPak* (FLUENT INC, 2005b). Alguns trabalhos mostram que o modelo de turbulência do tipo “zero equações” demanda menor esforço computacional e é, portanto, mais rápido para simulação (QUINGYAN & WEIRAN, 1998). Uma comparação de desempenho entre um sensor virtual implementado em Modelica com modelo de turbulência *k-epsilon* e um com modelo “zero equações” deve avaliar além da precisão nos resultados, o ganho de desempenho que poderia ser auferido.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ÁGUAS, Miguel P. N. Conforto Térmico: Módulo da disciplina de mestrado Métodos Instrumentais em Energia e Ambiente. Instituto Superior Técnico. Portugal. [2000 ou 2001].

ALVES, Marcelo José. Estudo da influência das variações de temperatura e umidade no comportamento da demanda de energia elétrica e formação do custo marginal de operação no Brasil. 2008. 115p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica. Área de concentração: Sistemas de Potência)- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS [ASHRAE]. *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ASHRAE Standard 55. Atlanta, EUA. 2004. 26 p.

\_\_\_\_\_. *Thermal Comfort*. In: ASHRAE Handbook. 30 p. Atlanta, EUA. 2009. CD-ROM.

AZEVEDO, Álvaro. F. M. *Método dos Elementos Finitos*. 1.ed. Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Abril de 2003.

BEAUSOLEIL-MORRISON, Ian. *The Adaptive Coupling of Heat and Air Flow Modelling Within Dynamic Whole-Building Simulation*. 2000. 229p. Tese (Doutorado em Sistemas de Energia)- Department of Mechanical Engineering. University of Strathclyde, Glasgow, UK.

BONVINI, Marco; DONIDA, Filippo; LEVA, Alberto. *Modelica as a design tool for hardware-in-the-loop simulation*. Proceedings of 7<sup>th</sup> Modelica Conference. Como, Itália, 2009.

CEBECI, Tuncer. *Turbulence Models and Their Application*. Long Beach, California: Horizons Publishing, 2004.

CHEONG, K.W.D. et al. Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics. *Building and Environment*. n° 38. 2003. pp. 63-73.

CLIMA. *Jornal Nacional*, Rio de Janeiro: Rede Globo de Televisão, 07 nov. 2009. Programa de TV.

DYNASIM AB. Dymola Dynamic Modeling Laboratory: User's Manual Version 5.3a. [2004].

EDWARDS, L. M.; KOZLOWSKI, D.; BAIR, A. et al. *A Review of the July 2006 Heat Wave in California*. American Geophysical Union, Fall Meeting 2006. Disponível em: <<http://adsabs.harvard.edu/abs/2006AGUFM.A13D0971E>>. Acesso em 16/04/2010.

ELMQVIST, Hilding. *A Structured Model Language for Large Continuous Systems*. 1978. 228p. Tese (Doutorado em Controle Automático). Lund Institute of Technology, Suécia.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA [EPE]. *Balanco Energético Nacional 2008: Ano base 2007*. Rio de Janeiro: EPE, 2008. pp. 65-80.

FANGER, Povl Ole. *Thermal Comfort*. New York: McGraw-Hill Book Company, 1970.

FELGNER, Felix. *Design of Virtual Airflow Sensors for Thermal Comfort Control*. 2008. 144p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica)- Fachbereich Elektrotechnik und Informationstechnik. Technischen Universität Kaiserslautern. Kaiserslautern, Alemanha.

FLUENT INC. *AirPak 2.0 User's Guide*. Fluent Inc., Maio de 2005a.

\_\_\_\_\_. *Fluent 6.2 User's Guide*. Fluent Inc., Janeiro de 2005b.

\_\_\_\_\_. *Fluent 6.3 Tutorial Guide*. Fluent Inc., 2006.

FRITZON, Peter. et al, *OpenModelica System Documentation*. Programming Environment Laboratory. Department of Computer and Information Science. Linköping University, Sweden. Janeiro de 2009a.

\_\_\_\_\_. *OpenModelica User's Guide*. Programming Environment Laboratory. Department of Computer and Information Science. Linköping University, Sweden. Janeiro de 2009b.

\_\_\_\_\_. Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1. 939 p. Wiley-IEEE Press. ISBN 0-471-47163. 2003.

GRUPO TÉCNICO OPERACIONAL DA REGIÃO NORTE [GTON]. *Plano de Operação 2007: Sistemas Isolados*. Rio de Janeiro: Eletrobras, 2007.

HABTOM, R.W. *Dynamic System and Virtual Sensor Modeling Using Neural Networks*. Dissertação. Departamento de Engenharia Elétrica. Universidade de Kaiserslautern, 1999..

HAINES, Roger W.; HITTLE, Douglas C. *Control Systems for Heating, Ventilating, and Air Conditioning*. 6.ed. New York: Springer Science+Business Media. 2006.

HUI, Li; QUINGFAN, Zhang. *Reducing Air-Conditioning System Energy Using a PMV Index*. Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Building Operations, Shenzhen, China, Novembro de 2006.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION [ISO]. Moderate thermal environments: Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. ISO 7730. Genebra, 1994.

LIMA, Daniele. *Light responsabiliza calor por apagão que deixou 12 mil sem luz no RJ*. Correio Brasiliense. 24 nov. 2009 Disponível em: <[http://www.correiobrasiliense.com.br/app/noticia/economia/2009/11/24/internas\\_economia,156816/](http://www.correiobrasiliense.com.br/app/noticia/economia/2009/11/24/internas_economia,156816/)> . Acesso em 16 abr de 2010.

MANGIAVACCHI, Norberto; PONTES, José da Rocha Miranda. *Fenômenos de Transferência*. Rio de Janeiro. Março de 2009. 427p.

MODELICA ASSOCIATION. *Modelica Standard Library Version 3.0: Tutorial and Reference*. 2008. 1711p. Disponível em <[www.modelica.org](http://www.modelica.org)>. Acesso em Outubro de 2009.

\_\_\_\_\_. *Modelica – A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling: Tutorial*. Dezembro de 2000. Disponível em: <[www.modelica.org](http://www.modelica.org)>. Acesso em Outubro de 2009.

\_\_\_\_\_. *Modelica, A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling: Language Specification. Version 3.2*. Disponível em: <<https://www.modelica.org/documents/ModelicaSpec32.pdf>> Acesso em: 30 de dezembro de 2010.

NEWMAN, Michael. *BACNet: A Tutorial Overview*. Apresentação. Disponível em: <<http://www.bacnet.org/Tutorial/HMN-Overview/sld001.htm>> . Acesso em: 22 de jan 2011.

OLIVEIRA FILHO, Álvaro Henriques. *Análise Computacional dos Campos de Velocidade e Temperatura do Ambiente Interno da Usina Termelétrica de Santana-Amapá*. 2008. 130p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Instituto de Tecnologia. Universidade Federal do Pará, Belém.

OLIVEIRA, Flávio Augusto Rodrigues. *Instrumentação e Identificação de um Ambiente Predial Visando Controle Preditivo do Conforto Térmico*. 2010. 100p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica)- Universidade de Brasília, Brasília .

PENA, Sérgio Meirelles. *Sistemas de ar condicionado e refrigeração*. 1ª ed. Rio de Janeiro: PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. 2002.

PETZOLD, Linda R. *A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver*. 1982.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA [PROCEL]. *Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso: Ano base 2005*. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2007.

QINGYAN, Chen; WEIRAN, Xu. *Simplified Method for Indoor Airflow Simulation*. Proceedings of CLIMA 2000 World Congress. Bruxelas, Bélgica. 1997.

\_\_\_\_\_. *A Zero-Equation Turbulence Model for Indoor Airflow Simulation*. Energy and Buildings. n° 28. 1998. pp. 137-144.

RAMOS, João E.; PITARMA, Rui A.; CARVALHO, Maria da Graça. *Modelação do Conforto Térmico em Salas Climatizadas*. Primeiras Jornadas Nacionais do Colégio de Engenharia Mecânica. 1998. Universidade do Porto. Porto, Portugal.

RESTIVO, Antonio Manuel de Oliveira. *Turbulent Flow in Ventilated Rooms*. 1979. 301p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)- Imperial College os Science and Technology, Mechanical Engineering Department, University of London. Londres, Inglaterra.

SCIENCE DAILY. *Hot Summer Topic: Economist Explains Why Heat Waves Spur Electricity Blackouts*. 24 de Agosto de 2006. Disponível em: <<http://www.sciencedaily.com/releases/2006/08/060822173500.htm>>. Acesso em 16/04/2010.

SODJA, Anton; ZUPANCIC, Borut. *Some aspects of thermal and radiation flows modelling in buildings using Modelica*. 10<sup>th</sup> International Conference on Computer Modeling and Simulation. 2008. pp. 637-642.

TAEYOUNG, Han; LINJIE, Huang. *A Sensitivity Study of Occupant Thermal Comfort in a Cabin Using Virtual Thermal Comfort Engineering*. 12 p. SAE World Congress. Michigan, EUA. 2005.

WEIRAN, Xu. *New Turbulence Models for Indoor Airflow Simultaion*. 1998. 170p. Tese (Doutorado em Arquitetura, Artes e Estudos Ambientais)- Massachusetts Institute of Technology, Boston, EUA.

YANLI, Ren; DEYING, Li; YUFENG, Zhang. *Numerical Simulation of Thermal Comfort Degree in Radiant Floor Cooling Room*. Proceedings of Building Simulation. Beijing, China. 2007. pp.427-431.

ZHAO, Zhang; WEI, Zhang; ZHIQUIANG, Zhai et al. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part-2: Comparison with Experimental Data from Literature. ASHRAE HVAC&R Research. n° 13. pp. 871-886. 2007.

ZHIQUIANG, Zhai; ZHAO, Zhang; WEI, Zhang et al. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part-1: Summary of Prevalent Turbulence Models. ASHRAE HVAC&R Research. n° 13. 2007.

## APÊNDICE A: EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES

A avaliação de como escoo o ar em um ambiente que se deseja simular pode ser realizada por meio do estudo da mecânica e de outros fenômenos físicos envolvidos. A avaliação pode ser realizada de forma determinística conhecendo-se, em cada ponto do espaço de interesse, as variáveis físicas que determinam o estado do fluido. As equações que descrevem a forma como estas variáveis comportam-se em todo o espaço e ao longo do tempo devem também ser conhecidas e, assim, pode-se determinar por completo o estado do fluido em qualquer instante de tempo  $t$  e em qualquer ponto do espaço. A descrição mais simples de um fluido consiste na determinação das funções que descrevem seu estado ao longo do espaço e tempo:

- Densidade (massa por unidade de volume):  $\rho(x, y, z, t)$ ;
- Velocidade  $\vec{v}(x, y, z, t)$ ;
- Pressão  $p(x, y, z, t)$ ;
- Temperatura  $T(x, y, z, t)$ ;

Dois abordagens são possíveis na sistemática de análise teórica da mecânica dos fluidos. Na primeira, a de Lagrange, a análise parte da definição de um grande número de partículas de fluido de tamanho finito, que têm massa, momento, energia interna e outras propriedades intrínsecas. Todas as leis físicas são então escritas matematicamente para cada uma dessas partículas de fluido. A outra técnica é a chamada abordagem de Euler, utilizada aqui para descrição do fundamento teórico e das equações que governam a evolução das propriedades físicas do fluido. Na sistemática de Euler, as análises são realizadas utilizando referenciais inerciais, delimitados em uma certa região do espaço, chamada de *volume de controle*. Dessa forma, a análise é feita verificando-se como as propriedades do fluido se alteram em um determinado ponto do espaço ao longo do tempo. Na abordagem anterior, a análise recai sobre as mesmas partículas de fluido ao longo do tempo. Uma ilustração que mostra a diferença dentre as duas abordagens é mostrada na Figura A.1, abaixo.



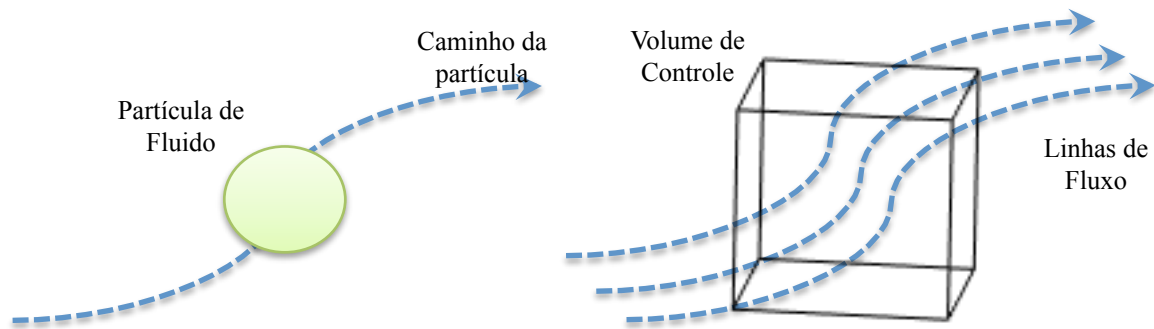


Figura A.1: Abordagens: de Lagrange à esquerda e de Euler, à direita

A obtenção das equações que regem a evolução do fluido em seu escoamento é obtida por meio da extensão dos conceitos da mecânica clássica ao meio contínuo do fluido. Ressalta-se que para a validade das equações, pressupõe-se que o fluido em análise é um contínuo. Ou seja, mantêm sua composição molecular e seu estado físico durante toda a análise.

Numa análise lagrangeana, o referencial acompanha a partícula de fluido em análise, ao passo que na análise euleriana, por basear-se em um referencial fixo no espaço, a posição das partículas no espaço passa a ser variável. Com isso, digamos que estejamos analisando a variação de uma dada característica do fluido, descrita por  $\vec{f}$ . A derivada total da variável  $\vec{f}$  pode ser escrita em função do tempo e das coordenadas retangulares.

$$\Delta \vec{f} = \Delta t \frac{\partial \vec{f}}{\partial t} + \Delta x \frac{\partial \vec{f}}{\partial x} + \Delta y \frac{\partial \vec{f}}{\partial y} + \Delta z \frac{\partial \vec{f}}{\partial z} \quad (\text{A.1})$$

Tomando o limite da variação desta função em relação ao tempo, é possível escrever

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{f}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta t}{\Delta t} \frac{\partial \vec{f}}{\partial t} + \frac{\Delta x}{\Delta t} \frac{\partial \vec{f}}{\partial x} + \frac{\Delta y}{\Delta t} \frac{\partial \vec{f}}{\partial y} + \frac{\Delta z}{\Delta t} \frac{\partial \vec{f}}{\partial z} \right) \quad (\text{A.2})$$

Com isso, é possível reescrever a equação conforme abaixo, na forma retangular e na forma vetorial. É possível verificar que há dois termos no lado direito da

equação. O primeiro computa a variação da variável  $\vec{f}$  para o fluido estacionário e é referido como o termo de variação local. O segundo termo forma a parcela de variação convectiva de  $\vec{f}$ , que ocorre devido à variação da posição das partículas na atmosfera.

$$\frac{D\vec{f}}{Dt} = \frac{\partial\vec{f}}{\partial t} + v_x \frac{\partial\vec{f}}{\partial x} + v_y \frac{\partial\vec{f}}{\partial y} + v_z \frac{\partial\vec{f}}{\partial z} + [v_x \quad v_y \quad v_z] \cdot \begin{bmatrix} \frac{\partial\vec{f}}{\partial x} \\ \frac{\partial\vec{f}}{\partial y} \\ \frac{\partial\vec{f}}{\partial z} \end{bmatrix} \Rightarrow \frac{\partial\vec{f}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)\vec{f} \quad (\text{A.3})$$

Esta equação é chamada de derivada material, ou de derivada substancial, ou ainda de derivada lagrangeana e pode ser escrita de forma mais geral conforme equação a seguir. Esta equação corresponde à derivada de uma função em relação ao tempo para o caso da análise da dinâmica de um fluido utilizando-se a abordagem de Lagrange e remonta à derivada simples em relação ao tempo no caso da análise usando a abordagem de Euler.

$$\frac{D\Gamma}{Dt} = \frac{\partial\Gamma}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)\Gamma \quad (\text{A.4})$$

Supondo um volume de controle  $D$ , que será tomado como o domínio espacial sobre o qual serão obtidas todas as equações que descrevem a mecânica do fluido. A lei da conservação da massa preconiza a não criação nem destruição de massa no interior do volume de controle circundado pelo domínio espacial  $D$ . Portanto as partículas de massa que adentram  $D$ , ou acumulam-se em seu interior elevando a densidade do fluido ou escoam para fora do volume, cruzando a superfície perimetral do volume de controle. A parcela responsável por computar a taxa de acumulação temporal de massa no interior do volume pode ser escrita conforme a equação (A.5)

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_D \rho dV \quad (\text{A.5})$$

A segunda parcela da equação de conservação da massa leva em conta o balaço total de fluido que atravessa o contorno da região  $D$ . Para isso, deve-se computar somente a componente de velocidade que é ortogonal à superfície de  $D$  e efetuar a integração sobre toda esta superfície  $\partial D$ . Isto é feito tomando-se o produto interno do vetor de interesse com o vetor unitário normal à superfície e integrando-se sobre toda a superfície.

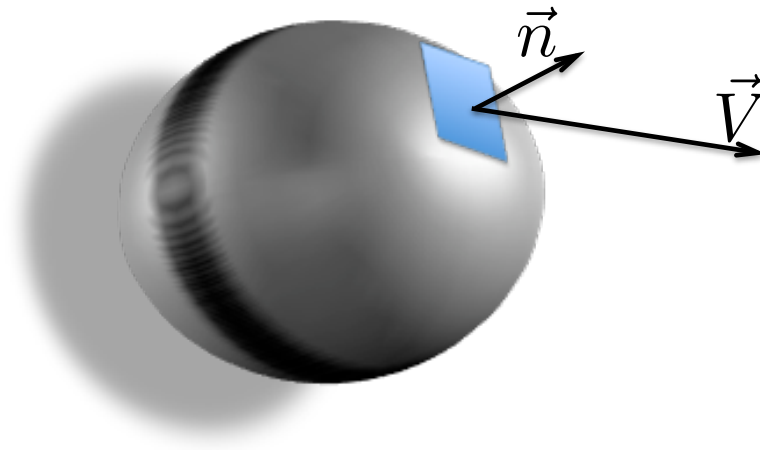


Figura A.2: Fluxo líquido sobre uma superfície arbitrária

$$\int_{\partial D} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{A.6})$$

Somando-se as duas parcelas obtêm a equação da conservação da massa com as duas parcelas, cuja soma deve ser nula.

$$\int_D \frac{\partial}{\partial t} \rho dV + \int_{\partial D} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{A.7})$$

Para transformar a segunda parcela da equação anterior, de uma integral de

superfície, em uma integral de volume e uniformizar os dois termos, aplica-se o teorema de Gauss, tornando possível unir os dois termos da equação.

$$\int_D \left[ \rho + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \right] dV \quad (\text{A.8})$$

Como a integral é válida para um volume infinitesimal  $dV$ , ela será válida para qualquer domínio contínuo no espaço.

$$\rho + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \quad (\text{A.9})$$

A seguir será aplicado o princípio da conservação do momento ao fluido encerrado pelo volume de controle. A partir daí são aplicadas as relações constitutivas de conservação da quantidade de movimento do fluido.

Para o caso da mecânica do contínuo, a aplicação da conservação da quantidade de movimento pode ser equacionada como a soma entre duas parcelas: uma que exprime a taxa de acumulação da quantidade de movimento dentro do volume de controle; e outra que totaliza o fluxo total de quantidade de movimento que deixa o volume, por meio do escoamento do fluido. A soma destas duas parcelas dá a conservação da quantidade de movimento para determinado volume de controle ao longo do tempo.

Para calcular a taxa de acumulação da quantidade de movimento no volume de controle, basta tomar um volume infinitesimal  $dV$  e obter a massa de fluido nele contida fazendo o produto  $\rho dV$ . Portanto, a taxa de variação para todo o volume de controle será a derivada parcial em relação ao tempo e depois tomada a integral de volume para todo o volume de controle. Esta parcela da equação será:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) dV \quad (\text{A.10})$$

A próxima parcela refere-se ao balanço total da quantidade de movimento que deixa o volume de controle. Tomando-se uma área infinitesimal  $dA$  na superfície de controle, é necessário computar somente os fluxos perpendiculares a este elemento. Para tal, faz-se o produto escalar do vetor velocidade do elemento de fluido pelo vetor unitário perpendicular

ao elemento  $dA$ . O balanço de todo o volume de controle é feito aplicando-se a integral fechada para toda a superfície  $S$  que encerra o volume de controle, conforme a equação que segue:

$$\oint_S \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) dV \quad (\text{A.11})$$

as duas últimas equações exprimem, para todo o volume de controle onde estuda-se o comportamento do fluido, as variações de quantidade de movimento, sendo que na primeira equação é considerada a variação dentro do volume de controle e na segunda a variação resultante pelo fluxo através da superfície.

Nesta etapa, as equações que exprimem todas as forças que atuam no fluido devem ser obtidas. No fluido de interesse deste trabalho, o ar, deveremos considerar a atuação das forças de volume, dadas pela atuação da gravidade na massa que compõe o meio e as forças de superfície, aquelas aplicadas diretamente aos elementos de fluido que situam-se na fronteira do volume de controle.

As forças de contato são dadas pelo deslocamento das várias camadas de fluido umas sobre as outras, fazendo surgir efeitos mecânicos de cisalhamento e tração/compressão. Estas componentes são dadas por um tensor  $\sigma$ , que operando sobre o vetor normal unitário a uma área infinitesimal  $dA$  especificará completamente o vetor Força associado a este elemento infinitesimal.

$$d\vec{F} = (\sigma \cdot \vec{n})dA \Rightarrow \vec{F} = \oint_S (\sigma \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{A.12})$$

A parcela referente às forças de volume refere-se à gravidade atuando sobre a massa de fluido encerrada no volume de controle.

$$F_V = \int_D \rho \vec{g} dV \quad (\text{A.13})$$

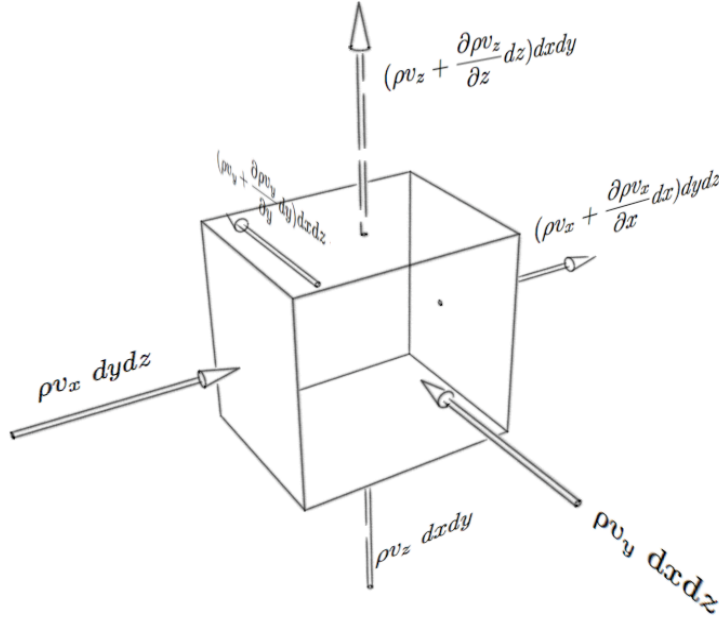


Figura A.3: Fluxos de fluido através de um elemento infinitesimal de volume. Fonte: Elaboração própria

Agrupando todas as parcelas, pode-se escrever a equação de conservação da quantidade de movimento em notação vetorial.

$$\oint_S \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) dA + \oint_{\partial D} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \int_D \rho \vec{g} dV + \oint_{\partial D} (\sigma \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{A.14})$$

A esta equação aplica-se o teorema de Gauss para transformar as integrais de superfície em integrais de volume, obtendo-se a forma a seguir.

$$\int_D \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) dV + \int_D \rho (\vec{v} \cdot \nabla \vec{v}) dV = \int_D \rho \vec{g} dV + \int_D (\nabla \cdot \sigma) dV \quad (\text{A.15})$$

Esta equação tem validade para volumes de controle de quaisquer dimensão, inclusive infinitesimais, desta forma pode-se tomar a equação na seguinte forma, sem perda de generalização.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \rho(\vec{v} \cdot \nabla \vec{v}) = \rho \vec{g} + (\nabla \cdot \sigma) \quad (\text{A.16})$$

A equação anterior é chamada de equação de Navier-Stokes e juntamente com a equação da continuidade forma um conjunto de equações diferenciais parciais não-lineares com acoplamento das variáveis de velocidade e pressão. A solução analítica destas equações é possível se forem feitas simplificações que tornem possível que algumas variáveis sejam eliminadas ou se a geometria do problema for bastante simplificada. Para problemas reais de engenharia, mesmo aqueles mais simples, as equações devem ser resolvidas por meio de métodos numéricos que possibilitem encontrar a solução deste sistema de equações diferenciais parciais não-lineares.