

Universidade Federal de Santa Catarina  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil

**PREVISÃO DO RÚIDO EM SALAS POR RAIOS ACÚSTICOS  
E ENSAIOS EXPERIMENTAIS**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do  
grau de Mestre em Engenharia

**Mauricy Cesar Rodrigues de Souza**

Orientador: Prof. Samir N. Y. Gerges, PhD.

Florianópolis  
Março de 1997

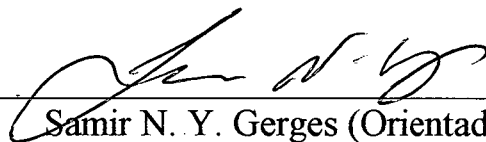
# PREVISÃO DO RUÍDO EM SALAS POR RAIOS ACÚSTICOS E ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Mauricy Cesar Rodrigues de Souza

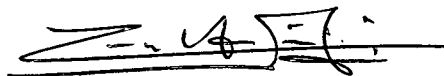
Esta dissertação foi julgada para obtenção do título de

**Mestre em Engenharia**

Especialidade **Engenharia Civil** e aprovada em sua forma final pelo programa de  
**Pós-Graduação em Engenharia Civil**




Samir N. Y. Gerges (Orientador)

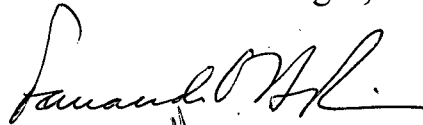


Carlos Alberto Szücs (Coordenador do Curso)

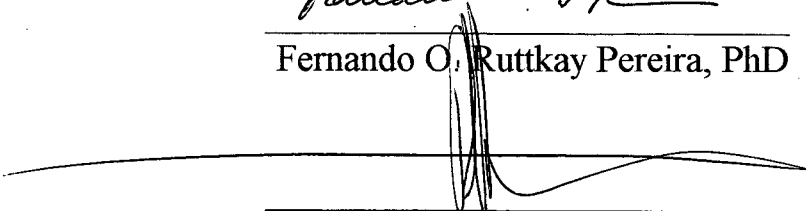
Comissão Examinadora



Samir N. Y. Gerges, PhD



Fernando O. Ruttkay Pereira, PhD



Roberto A. Tenenbaum, D. Sc.

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Samir Gerges, meu orientador;

Ao Laboratório de Vibrações e Acústica do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, pelo uso de suas instalações e de seus equipamentos;

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da UFSC, pelos recursos oferecidos;

Aos bolsistas do LVA, Mário Trichês Jr., Júlio Cordioli e Fabiano Lima, pelo auxílio em várias etapas do trabalho;

À CAPES, pelo apoio financeiro;

À illbruck Industrial Ltda., pelo apoio financeiro.

**SUMÁRIO**

<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>ix</b>
-------------------------	-----------

<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>xi</b>
-------------------------	-----------

<b>SIMBOLOGIA</b>	<b>xiii</b>
-------------------	-------------

<b>ABREVIATURAS</b>	<b>xv</b>
---------------------	-----------

<b>RESUMO</b>	<b>xvi</b>
---------------	------------

<b>ABSTRACT</b>	<b>xvii</b>
-----------------	-------------

<b>CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
-------------------------------	----------

1.1 - Considerações iniciais	1
------------------------------	---

1.2 - Objetivos	2
-----------------	---

1.3 - Previsão dos Níveis de Pressão Sonora	2
---	---

1.4 - Modelos de Simulação Numérica em Acústica	3
---	---

1.5 - Calibração dos Modelos de Simulação	4
---	---

---

<b>CAPÍTULO 2: ACÚSTICA DE SALAS</b>	<b>6</b>
2.1 - Introdução	6
2.2 - Acústica Geométrica	6
2.3 - Propagação Sonora em Salas	7
2.3.1 - Propagação sonora em campo livre	7
2.3.2 - Propagação sonora em campo difuso	8
2.3.3 - Propagação sonora em sala plana	11
2.3.4 - Propagação sonora em sala longa.	11
2.4 - Curva de Propagação Sonora	11
<b>CAPÍTULO 3: MÉTODOS DE SIMULAÇÃO DO CAMPO ACÚSTICO</b>	<b>14</b>
3.1 - Introdução	14
3.2 - Equações do Campo Sonoro Difuso	15
3.3 - Método da Fonte Imagem Especular	16
3.4 - Método dos Raios Acústicos	18
3.5 - Métodos Híbridos de Raios Acústicos	19
3.5.1 - Método dos raios cônicos	19
3.5.2 - Método dos raios triangulares	22
3.6 - Comparação entre os Métodos	23

---

<b>CAPÍTULO 4: PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO DO CAMPO ACÚSTICO</b>	<b>24</b>
4.1 - Características Físicas	24
4.1.1 - Geometria das superfícies de entorno da sala	24
4.1.2 - Características acústicas das superfícies de entorno da sala	25
4.1.3 - Emissão sonora das fontes	27
4.1.4 - Objetos de dispersão do som: dimensões e características acústicas	29
4.1.5 - Absorção do meio de propagação do som	30
4.2 - Métodos de Cálculo	31
4.2.1 - Equações do campo difuso	31
4.2.2 - Método de fonte imagem especular	32
4.2.3 - Método de raios acústicos	32
4.3 - Outros Tópicos	33
4.3.1 - Ruído de fundo	33
4.3.2 - Transmissão sonora	33
4.3.3 - Critérios de interrupção da simulação	34
4.3.4 - Difração	35

---

<b>CAPÍTULO 5: ESTUDO DE CASO</b>	<b>37</b>
5.1 - Introdução	37
5.2 - Sala em Estudo	38
5.3 - Ensaio Experimentais	40
5.3.1 - Determinação experimental dos coeficientes de absorção sonora	40
5.3.2 - Determinação experimental dos níveis de potência sonora	42
5.3.3 - Determinação das curvas de propagação sonora experimentais	43
5.3.4 - Medição dos níveis de pressão sonora	45
5.4 - Construção dos Modelos de Simulação	45
5.4.1 - Modelo Difuso	47
5.4.2 - Modelo VDI	48
5.4.3 - Modelo RAYNOISE	50
5.5 - Calibração dos Modelos	51
5.5.1 - Calibração do modelo Difuso	51
5.5.2 - Calibração do modelo VDI	53
5.5.3 - Calibração do modelo RAYNOISE	55
5.5.4 - Comparação entre as CPS dos modelos	55
5.6 - Previsão dos Níveis de Pressão Sonora	58
5.6.1 - Cálculo através do modelo Difuso	58
5.6.2 - Simulação numérica através do modelo VDI	60
5.6.3 - Simulação numérica através do modelo RAYNOISE	60
5.6.4 - Comparação entre as previsões dos modelos	63
5.7 - Comparação entre os Modelos	63

---

<b>CAPÍTULO 6: CONCLUSÕES</b>	<b>65</b>
6.1 - Conclusões	65
6.1.1 - Conclusões sobre o modelo Difuso	66
6.1.2 - Conclusões sobre o modelo VDI	67
6.1.3 - Conclusões sobre o modelo RAYNOISE	67
6.2 - Sugestões quanto à continuidade da pesquisa	68
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>70</b>
Anexo I: VDI 3760 - Resumo do Método de Cálculo	72
Anexo II: Sub-Rotina do Programa Utilizado no Modelo VDI	81
Anexo III: Geração de Malhas no Autocad 12	84
Anexo IV: Difusão do Campo Sonoro na Câmara Reverberante	87



**LISTA DE FIGURAS**

	página
Figura 3.1: Caminhos de reflexão de primeira ordem em salas retangulares	17
Figura 3.2: Fonte imagem de terceira ordem, $F_{124}$	17
Figura 3.3: Teste de visibilidade, $R_1$ : receptor visível a $F_1$ e $R_1'$ : receptor não visível a $F_1$	18
Figura 3.4: Traço de um raio acústico da fonte ao volume receptor	19
Figura 3.5: Feixe de raios cônico ou triangular	20
Figura 3.6: Compensação dos raios cônicos	20
Figura 3.7: Estreitamento de raio que ocorre tanto em feixes cônicos quanto triangulares	21
Figura 3.8: Feixe de raios acústicos na forma de cone e de pirâmide triangular	22
Figura 3.9: Receptor relativo a uma falsa imagem e receptor relativo a uma imagem perdida.	23
Figura 4.1: Reflexão especular e difusa	26
Figura 5.1: Diagrama em planta e corte da sala em estudo	39
Figura 5.2: Desenho da sala em estudo com os objetos e as fontes $F_1$ e $F_2$	41
Figura 5.3: Fontes $F_1$ e $F_2$ e medidor de nível sonoro na sala em estudo	44
Figura 5.4: CPS experimental da sala em estudo por faixa de frequência	46
Figura 5.5: CPS experimental, inicial e ajustada do modelo Difuso	52

---

Figura 5.6: CPS experimental, inicial e ajustada do modelo VDI	54
Figura 5.7: CPS experimental, inicial e ajustada do modelo RAYNOISE	56
Figura 5.8: NPS experimental, inicial e ajustado, modelo Difuso	59
Figura 5.9: NPS experimental, inicial e ajustado, modelo VDI	61
Figura 5.10: NPS experimental, inicial e ajustado, modelo RAYNOISE	62
Figura 5.11: Valores de $Dif_m$ inicial e ajustado, modelos Difuso, VDI e RAYNOISE	64
Figura 5.12: Diferença de $Dif_m$ inicial e ajustado, modelos Difuso, VDI e RAYNOISE	64
Figura I.1: Aproximando formas para salas retangulares	75
Figura IV.1: Posição dos difusores no interior da câmara	90
Figura IV.2: Coeficiente de absorção médio conforme número de difusores	92

**LISTA DE TABELAS**

	página
Tabela 4.1 - Absorção sonora no ar, em dB/100 m, a 20 °C e 60% de umidade relativa	31
Tabela 5.1: Modelos de previsão utilizados	37
Tabela 5.2: Coeficientes médios de absorção determinados em sala reverberante	40
Tabela 5.3: Níveis de potência sonora	43
Tabela 5.4: Coeficientes de absorção, $\alpha_s$ , dos objetos de madeira utilizados para os modelos	47
Tabela 5.5: Constantes de atenuação do ar utilizadas no modelo VDI	49
Tabela 5.6: Parâmetros iniciais e ajustados do modelo Difuso	51
Tabela 5.7: Parâmetros iniciais e ajustados do modelo VDI	53
Tabela 5.8: Parâmetros iniciais e ajustados do modelo RAYNOISE	55
Tabela 5.9: Valores de $Dif_m$ das CPS após o ajuste	58
Tabela 5.10: Valores de $\alpha_m$ e $Dif_m$ iniciais e ajustados do modelo Difuso	58
Tabela 5.11: Valores de $Dif_m$ iniciais e ajustados do modelo VDI	60
Tabela 5.12: Valores de $Dif_m$ iniciais e ajustados do modelo RAYNOISE	60
Tabela I.1: Descrição da sala segundo VDI 3760	74
Tabela I.2: Descrição dos objetos segundo VDI 3760	74

---

Tabela I.3: Métodos de cálculo segundo VDI 3760	75
Tabela IV.1: Coordenadas das extremidades dos difusores no piso	89
Tabela IV.2: Coeficientes de absorção sonora de Sabine da amostra de teste	91

## SIMBOLOGIA

$\alpha, \alpha_m$	coeficiente de absorção sonora de Sabine, médio	[m <sup>2</sup> ]
$\Delta_{Lrest}$	erro máximo	[dB]
$\varepsilon$	densidade de energia sonora estacionária	[Ws/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	ângulo sólido de emissão sonora	[rd]
$\rho$	densidade do ar	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho c$	impedância acústica específica	[rayls]
$\tau$	coeficiente de transmissão sonora	adimensional
$A, A_{Sabine}, A_{Eyring}$	área de absorção, conforme equação de Sabine, de Eyring	[m <sup>2</sup> ]
$c$	velocidade do som	[m/s]
$d$	coeficiente de difusão sonora	adimensional
$D$	diretividade da fonte sonora	adimensional
$D_L$	absorção do ar	[dB/m]
$m$	constante de atenuação do ar/expoente de absorção do ar	[m <sup>-1</sup> ]
$N$	número de raios	adimensional
$NO$	ordem máxima de reflexão	adimensional
$NPS, NPS(r)$	nível de pressão sonora, na distância $r$	[dB]
$NWS$	nível de potência sonora	[dB]
$P, P_m, P_0$	pressão, quadrática média, de referência	[Pa]
$PS, PS(r)$	propagação sonora, na distância $r$	[dB]
$PT$	perda de transmissão sonora	[dB]

---

q	densidade de objetos	[m <sup>-1</sup> ]
R	ordem de reflexão	adimensional
r	distância fonte-receptor	[m]
r <sub>h</sub>	distância reverberante	[m]
S, S <sub>s</sub>	área da superfície, dos objetos de dispersão sonora	[m <sup>2</sup> ]
T	tempo de reverberação	[s]
V	volume	[m <sup>3</sup> ]
W, W <sub>0</sub>	potência, de referência	[W]

**ABREVIATURAS**

AG	acústica geométrica
CBM	<i>conical beam method</i> (método de raios cônicos)
CPS	curva de propagação sonora
F	fonte sonora
MISM	<i>mirror image source method</i> (método de fonte imagem especular)
NRF	nível de ruído de fundo
R	receptor sonoro (microfone, por exemplo)
RTM	<i>ray-tracing method</i> (método de raios acústicos)
TBM	<i>triangular beam method</i> (método de raios triangulares ou piramidais)

**RESUMO**

A necessidade de previsão do ruído em ambientes de trabalho implica na confecção de modelos de simulação. A teoria do campo sonoro difuso tem sido utilizada indiscriminadamente, tanto por proporcionar boas aproximações em ambientes que atendem a essa hipótese quanto por apresentar cálculos simples. Para salas com campo sonoro não homogêneo, onde as equações do campo difuso resultam em previsões distantes da realidade, os métodos baseados na Acústica Geométrica são os mais utilizados. No entanto, o uso do computador digital tornou-se indispensável em função da grande quantidade de cálculos envolvidos.

De acordo com as hipóteses e teorias assumidas por cada método, há necessidade da definição de um grupo de parâmetros que caracterizam o ambiente acústico.

Devido às limitações, tanto dos métodos de cálculo quanto da determinação dos seus dados de entrada, sugere-se a calibração dos modelos através de ensaios experimentais.

Neste trabalho, estudou-se uma sala retangular, com móveis e duas fontes sonoras, através de três modelos que exemplificam os principais métodos de previsão. Esses modelos foram baseados em diferentes teorias: nas equações do campo difuso, no método de fonte imagem especular e no método híbrido de raios acústicos.

Procedeu-se uma calibração experimental dos modelos. Alguns parâmetros de entrada foram alterados até o melhor ajuste das Curvas de Propagação Sonora prevista e medida. As previsões foram sensivelmente melhores com os parâmetros ajustados do que com os originais, mesmo sendo estes obtidos através de ensaios em laboratório.



**ABSTRACT**

The noise level prediction in workrooms requires the use of simulation models.

The diffuse sound field theory has been used for almost all the cases, due the simple equations involved and the good results when the field is approximately diffuse.

The development of the digital computers has permitted predictions more realistic by numerical methods, specially those based on geometrical acoustics.

There are some distinct methods with specific input parameters. So, the calibration of the models by acoustic measurements becomes essential.

In this work, a rectangular room with two sound sources was modeled by three different methods. They were based on the diffuse field equation, the mirror image source method and the hybrid ray tracing method.

The calibration of the models was performed by some input data adjustments until good agreement between the predict and measured sound propagation curves.

The predictions were considerably better after the adjustment even for our simple case and with input parameters taken by laboratory methods.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1 - Considerações Iniciais

Os problemas causados pelo excesso de ruído em ambientes de trabalho são demasiadamente conhecidos, mas ainda há muito a ser feito para reduzir os níveis sonoros a valores adequados. Diversos autores têm proposto métodos para caracterizar o campo acústico em salas, desde as equações baseadas no campo difuso até análises mais complexas para sua descrição em qualquer posição na sala. Esses métodos visam prever os níveis de ruído que serão atingidos na implantação tanto de um novo projeto quanto de um tratamento acústico corretivo (redução de ruído na fonte, enclausuramento ou substituição dos equipamentos ruidosos, aumento da absorção ou difusão da sala etc.).

O campo sonoro de um ambiente é consequência de várias características, como dimensões e geometria da sala, absorção sonora das superfícies envolventes, absorção e difusão do som pelos objetos, potência e diretividade das fontes sonoras, entre outras.

As salas também se distinguem mesmo tendo funções semelhantes. Em escritórios, por exemplo, há diferenças quanto a revestimento de piso; tipo de forro; disposição, forma, dimensões e revestimento de móveis etc.. As instalações industriais também se diferenciam quanto a tipo de construção, dimensões e disposição de máquinas, matérias-primas etc..

Dessa forma, para se caracterizar o campo sonoro de uma sala com precisão, necessita-se da criação de modelos para cada caso.

A distribuição do nível sonoro em ambientes de trabalho é calculada, em geral, considerando-se campo sonoro difuso. As medições acústicas realizadas mostram, todavia, que essa condição apenas raramente é confirmada [VDI 3760,1996].

## 1.2 - Objetivos

Esta pesquisa tem por objetivo estudar os métodos existentes para a previsão do ruído em salas. Particularmente visa-se aos métodos que podem ser utilizados na solução de problemas reais existentes em escritórios, fábricas e outros ambientes tipicamente ruidosos.

A previsão dos níveis sonoros é feita através da criação de modelos baseados tanto nas equações simplificadas do campo difuso quanto nos métodos derivados da Acústica Geométrica.

Enfatiza-se nesta pesquisa a importância da calibração experimental dos modelos criados como forma de ajuste dos dados de entrada.

O comportamento do som em uma sala e o uso de modelos na previsão de níveis sonoros são exemplificados através de um estudo de caso. Dessa forma, pretende-se comparar e analisar os resultados de medições e simulações.

Finalmente a pesquisa também objetiva esclarecer dúvidas sobre o uso da simulação numérica em acústica, principalmente do ponto de vista do usuário. O conhecimento das limitações dos métodos, em função das hipóteses adotadas no seu desenvolvimento, faz com que os resultados obtidos possam ser utilizados criteriosamente em projetos e previsões de níveis de ruído.

## 1.3 - Previsão dos Níveis de Pressão Sonora

A forma mais simplificada de prever o ruído em salas é através das equações do campo difuso. Esse método ainda é o mais utilizado, embora muitas vezes de forma incorreta.

Alguns autores desenvolveram equações empíricas para a previsão do ruído. No entanto, a precisão destas diminui conforme aumentam as diferenças entre o ambiente em avaliação e as restrições impostas no desenvolvimento dessas equações.

Diversos pesquisadores e projetistas também se utilizam de simulações através de modelos físicos em escala reduzida. Algumas dificuldades restringem o uso do método, como custo,

tempo na construção e alteração do modelo, caracterização precisa das propriedades acústicas dos materiais e outras.

Os métodos de simulação auxiliada por computador se apresentaram nos últimos anos como a ferramenta mais poderosa na previsão do campo acústico de salas, em especial aqueles baseados em raios acústicos e fonte imagem.

#### **1.4 - Modelos de Simulação Numérica em Salas**

Simulação é a técnica que permite imitar o funcionamento de um sistema real. Através da simulação numérica por computador objetiva-se solucionar um problema pela análise de um modelo que descreve o comportamento do sistema. Entende-se por Sistema o conjunto de objetos que possuem alguma interdependência e é o que se deseja estudar.

Modelo significa a representação de um sistema. São modelos: maquete em escala reduzida de um edifício ou em escala ampliada de um átomo (modelos icônicos); representação de um sistema mecânico pelo correspondente sistema elétrico (modelos analógicos); equações matemáticas ou diagramas que se assemelham ao sistema de forma conceitual ou simbólica (modelos simbólicos) [Prado, 1995].

O computador digital tornou viável o uso da simulação. A razão disso se deve à enorme quantidade de cálculos necessários para se chegar a resultados conclusivos.

Ao usar modelos de simulação acústica por computador, no entanto, é de suma importância entender suas limitações e simplificações.

A confecção de um modelo constitui-se de duas etapas básicas: a criação do modelo inicial e a inclusão de alterações. Na primeira etapa procura-se reproduzir o mais fielmente possível o sistema. Trata-se da etapa geralmente mais demorada, pois, a partir de dados de entrada apropriados, o resultado obtido deve ser o mais próximo possível do sistema real.

Finalmente, com o modelo ajustado, tem-se confiança para sua utilização no estudo do sistema.

## 1.5 - Calibração dos Modelos de Simulação

O modelo é uma representação abstrata e simplificada do sistema. Apresenta, portanto, limitações provenientes tanto dos métodos de cálculo quanto da determinação dos seus dados de entrada. Por isso sua calibração experimental é essencial, embora essa não seja uma tarefa simples, principalmente se o sistema real ainda não existe.

A calibração do modelo pode ser alcançada por inúmeros conjuntos de dados. No entanto, deve-se selecionar um conjunto que possa representar corretamente o fenômeno físico envolvido. Deve-se considerar os limites de definição e a incerteza na determinação dos parâmetros. Dessa forma o modelo pode prever corretamente alterações no sistema.

Comentários de alguns trabalhos recentemente publicados dão uma idéia da precisão dos resultados obtidos com programas de simulação numérica e da utilidade da calibração dos modelos.

Vorländer [1995] organizou uma comparação entre diversos programas de simulação baseados nos métodos de raios acústicos e/ou fonte imagem, tanto comerciais (dBRay, CATT, EPIDAURE, RAMSETE, RAYNOISE, RAYPID, ODEON) como acadêmicos. Os usuários foram os próprios autores dos programas. Para um auditório, encontrou diferenças acentuadas tanto na estimativa dos parâmetros de entrada quanto nos resultados. Mesmo com idênticos parâmetros de entrada posteriormente padronizados, apenas três dos quatorze programas participantes geraram resultados considerados pelo autor como fidedignos às medições realizadas na sala real.

Muitos autores, principalmente aqueles do Instituto de Acústica Técnica de Aachen, têm considerado as possibilidades de combinar as vantagens de diferentes métodos. Todavia, ainda há a necessidade de um único algoritmo universal, que seja efetivo tanto para baixa quanto para alta ordem de reflexão, e para reflexões tanto difusas como especulares [Stephenson, 1996].

Os métodos de simulação por computador sofrem de limitações inerentes da acústica geométrica, dos valores de absorção dos materiais, dos valores da potência sonora das fontes e

do algoritmo usado. Por isso, é necessário verificar a confiança dos modelos acústicos criados antes de serem usados como ferramenta de avaliação da qualidade acústica de salas. Esse julgamento se dá através da verificação da consistência entre os dados numéricos e experimentais [Meng, De Borger & Van Overmeire, 1995].

Predições confiáveis só podem ser conseguidas se os dados de entrada, como coeficientes de absorção sonora e níveis de potência sonora, entre outras, forem conhecidos com precisão suficiente. Por essa razão, é benéfico acompanhar os cálculos de computador com medições. Os benefícios das medidas de controle de ruído podem ser avaliados com alta confiança quando a situação original é modelada com boa concordância com os dados medidos [Pleeck & De Geest, 1995].

## CAPÍTULO 2

### ACÚSTICA DE SALAS

O objetivo deste capítulo é apresentar as principais características da teoria da Acústica Geométrica e sua utilização dentro da Acústica de Salas, enfatizando a determinação da curva de propagação sonora, CPS, que será utilizada para a calibração dos modelos acústicos.

#### 2.1- Introdução

Na Acústica de Salas, assim como em outras áreas tecnológicas, o computador digital proporcionou extraordinário desenvolvimento, o que permitiu avanços, até então impensáveis, em precisão e rapidez na simulação do campo sonoro de ambientes fechados.

Sob um certo ângulo, a Acústica de Salas pode ser dividida no estudo dos estados transiente e estacionário do som. O estudo do estado transiente do som, que já não mais se limita ao tempo de reverberação, apresenta-se como fundamental para o projeto e a avaliação da qualidade acústica de certos tipos de sala. Tratam-se de auditórios, salas de concerto, igrejas e outros ambientes em que se exige boa percepção dos sons de vozes e instrumentos musicais. Já o estado estacionário do som, caracterizado pelo nível de pressão sonora, *NPS*, determina se o ambiente, seja ele um galpão de fábrica, um escritório ou mesmo um teatro, possui uma quantidade de energia acústica compatível com as atividades ali desenvolvidas.

#### 2.2 - Acústica Geométrica

Para Kuttruff [1991], pela técnica atualmente conhecida, vê-se claramente que não é muito promissor aplicar os métodos da teoria ondulatória para solucionar questões acústicas de interesse prático, especialmente se a sala considerada é grande e de forma razoavelmente

irregular. Nesses casos mesmo o cálculo de um simples autovalor e o modo normal associado é muito difícil. Além disso, para a determinação do campo sonoro, com diferentes tipos de excitação, seria necessário calcular um grande número de modos. Por outro lado, supondo a computação tornar isso praticável, daria informações muito mais detalhadas do que as necessárias para o julgamento das propriedades acústicas da sala.

Chega-se, então, a uma descrição altamente simplificada do campo sonoro, semelhante à ótica geométrica, através do emprego do caso limite de pequenos comprimentos de onda, isto é, frequências muito altas. Essa suposição é válida se as dimensões da sala são grandes comparadas com o comprimento da onda sonora. Em geral, ambientes de trabalho satisfazem essa condição. Por exemplo, para a frequência de 500 Hz corresponde um comprimento de onda de 0,69m. Dessa forma, as distâncias percorridas pelas ondas sonoras são normalmente muito maiores do que o comprimento de onda.

## 2.3 - Propagação Sonora em Salas

A recomendação alemã VDI 3760 [1996] define a propagação sonora,  $PS(r)$ , como a representação numérica da diferença do nível de pressão sonora,  $NPS(r)$ , causado por uma fonte pontual fixa, não direcional e de emissão estacionária, e o seu nível de potência sonora,  $NWS$ , em função da distância entre fonte e receptor:

$$PS(r) = NPS(r) - NWS \quad (2.1)$$

A curva de propagação sonora, CPS, é a representação gráfica dessa função.

Para uma certa distância  $r$ , a propagação sonora quantifica a influência do envoltório no nível de ruído de uma sala.

### 2.3.1 - Propagação sonora em campo livre

No campo livre o som pode propagar-se sem obstáculos. Apenas o som direto determina o nível



de pressão sonora em um receptor à distância  $r$  da fonte. A partir de uma fonte pontual e não direcional, a densidade de energia sonora em um receptor é inversamente proporcional à superfície de uma esfera de raio  $r$ . Tem-se, então [VDI 3760, 1996]:

$$NPS(r) = NWS - 10 \log r^2 - 11 \quad (2.2)$$

Dessa forma o  $NPS$  diminui 6 dB a cada duplicação da distância.

Na equação (2.2), considerou-se que a emissão sonora se dá em ângulo sólido  $\phi$  de  $4\pi$ , ou seja, em todas as direções. Quando a fonte não emite em todas as direções, como é o caso de máquinas no piso ( $\phi = 2\pi$ ), essa diretividade também deve ser considerada em função do ângulo  $\phi$  de emissão:

$$NPS(r) = NWS - 10 \log r^2 - 10 \log \phi \quad (2.3)$$

### 2.3.2 - Propagação sonora em campo difuso

De acordo com Beranek [1981], a densidade de energia sonora estacionária total  $\varepsilon$  gerada por uma fonte de diretividade  $D$  e potência sonora  $W$ , em um ponto da sala de área  $S$  e com coeficiente médio de absorção  $\alpha_m$ , à distância  $r$ , é dada pela soma das densidades de energia do som direto  $\varepsilon_d$  e do som reverberante  $\varepsilon_r$ :

$$\varepsilon = \varepsilon_d + \varepsilon_r \quad (2.4)$$

Sendo: 
$$\varepsilon_d = \frac{DW}{4\pi cr^2} \quad (2.5)$$

onde: 
$$D = \frac{4\pi}{\phi} \quad (2.6)$$

e  $c$  é a velocidade do som no meio de propagação.

Segundo Kuttruff [1991]:

$$\varepsilon_r = -\frac{4W(1-\alpha_m)}{cS\ln(1-\alpha_m)} \quad (2.7)$$

Portanto:

$$\varepsilon = \frac{DW}{4\pi cr^2} - \frac{4W(1-\alpha_m)}{cS\ln(1-\alpha_m)} \quad (2.8)$$

De acordo com Reynolds [1981], a densidade de energia sonora total  $\varepsilon$  em uma sala fechada de grandes dimensões pode ser expressa por:

$$\varepsilon = \frac{P_m^2}{\rho c^2} \quad (2.9)$$

onde  $P_m$  é a pressão quadrática média e  $\rho$  é a densidade do meio de propagação ( $\rho c$  é a impedância acústica específica do meio).

Então, igualando-se (2.8) e (2.9):

$$\frac{P_m^2}{\rho c^2} = W \left( \frac{D}{4\pi cr^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{cS\ln(1-\alpha_m)} \right) \quad (2.10)$$

Aplicando-se o logaritmo na igualdade acima, acrescentando-se alguns valores de referência e multiplicando-se por dez chega-se a uma expressão envolvendo níveis em decibels:

$$10\log\left(\frac{P_m^2}{P_0^2} \frac{P_0^2}{\rho c^2}\right) = 10\log\left(\frac{W}{W_0} \frac{W_0}{W_0}\right) + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{S\ln(1-\alpha_m)}\right) \quad (2.11)$$

$$NPS = NWS + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{S\ln(1-\alpha_m)}\right) + 10\log\left(\frac{\rho c}{P_0^2} W_0\right) \quad (2.12)$$

Na equação acima, desprezou-se a absorção pelo meio de propagação. Considerando-se a constante de atenuação do ar,  $m$ , tem-se então:

$$NPS = NWS + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{S\ln(1-\alpha_m) - 4mV}\right) + 10\log\left(\frac{\rho c}{P_0^2} W_0\right) \quad (2.13)$$

Adotando-se  $P_0 = 2 \times 10^{-5}$  Pa,  $W_0 = 10^{-12}$  W e  $\rho c = 415$  rayls (20° C), o termo  $10\log\left(\frac{\rho c}{P_0^2} W_0\right)$  resulta 0,16 dB, ou seja, para os casos práticos pode ser desprezado.

Portanto, considerando  $\alpha_m$  pequeno, ou seja,  $(1-\alpha_m) \approx 1$  e desprezando a absorção do ar, obtém-se a fórmula muito utilizada pelos projetistas em acústica:

$$NPS = NWS + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{S\alpha_m}\right) \quad (2.14)$$

A distância reverberante  $r_h$ , é a distância entre fonte e receptor em que as densidades de energia sonora provenientes do campo direto e do campo reverberante se igualam. Ela pode ser determinada de acordo com as aproximações feitas. Desprezando-se a absorção do ar e considerando  $\alpha_m$  pequeno, como na equação (2.14), tem-se:

$$r_h = \frac{1}{4} \left( \frac{DS\alpha_m}{\pi} \right)^{1/2} \quad (2.15)$$

Em distâncias inferiores a  $r_h$  predomina o ruído direto e em superiores o reverberante.

### 2.3.3 - Propagação sonora em sala plana

Descreve-se de maneira simples o campo acústico nas salas planas (pé direito baixo), onde despreza-se a influência (reflexões) das paredes laterais. Essas salas podem ser acusticamente aproximadas considerando-se duas superfícies infinitamente grandes (piso, teto).

Em uma sala com piso e teto refletores ( $\alpha = 0$ ) e sem objetos, o *NPS* decresce 3 dB a cada duplicação da distância (propagação da energia sonora de forma cilíndrica, desprezada a absorção do ar), com exceção do campo direto. Absorção do som no teto e/ou no piso ( $\alpha > 0$ ) resulta em maior redução do nível sonoro [VDI 3760, 1996].

Se a absorção colocada no teto é total ( $\alpha = 1$ ), o *NPS* decresce 6 dB a cada duplicação da distância, pois fonte e sua única imagem no piso radiarão como uma superfície esférica. De forma simplificada pode-se descrever a influência dos objetos na propagação sonora: próximo da fonte aumenta o *NPS* e afastado o decaimento é maior do que 6 dB a cada duplicação da distância [Lindqvist, 1982].

### 2.3.4 - Propagação sonora em sala longa

Tem-se estudado a propagação do som em salas onde uma dimensão é muito maior do que as outras duas, embora estas ainda permanecem grandes comparadas ao comprimento de onda (túneis, corredores, estações de metrô). Baseadas em diversas hipóteses e métodos, algumas fórmulas foram desenvolvidas por diferentes autores [Kang, 1996].

## 2.4 - Curva de Propagação Sonora

Vários autores já utilizaram a curva de propagação sonora, CPS, como meio de caracterizar o campo acústico de ambientes de trabalho.

Para a determinação da CPS, a recomendação alemã VDI 3760 [1996] estabelece para o ponto médio da fonte sonora a altura de 1,5 m sobre o piso refletor e a distância mínima de 1,5 m de todas as superfícies refletoras. A CPS média é determinada ao longo de uma linha paralela ao piso a partir da fonte. Essa linha deve ser inclinada em relação às paredes laterais e à distância mínima de 1,5 m destas, bem como de outras superfícies refletoras, principalmente estruturas de grandes dimensões dispostas como um corredor. A fonte deve ter visibilidade a mais livre possível de todos os receptores. Deve-se determinar a CPS em duas linhas perpendiculares entre si e calcular a média aritmética dos níveis.

As distâncias para a determinação da CPS são escolhidas de preferência gradualmente constantes ou logaritmicamente constantes, a princípio em bandas de oitava. Bandas de frequência mais estreitas, como por exemplo um terço, não são recomendadas por causa da possível ocorrência de efeitos de interferência.

Hodgson [1989] realizou medições da propagação sonora em salão de máquinas, nas bandas de 250 a 4000 Hz. Utilizou um arranjo de alto-falantes na forma de dodecaedro, não direcional dentro de 1 dB para as bandas entre 250 e 1000 Hz, 2 dB para 2000 Hz e 3 dB para 4000 Hz. Este foi posicionado a 5 m de uma parede de fundo e na altura de 1,7 m. A partir da fonte, gerando ruído de banda larga, foram medidos os valores de NPS em bandas de oitava nas distâncias de 1, 2, 5, 10, 15, 20, 25 e 30 m ao longo da linha central da sala. Nas curvas obtidas, os níveis decrescem com a distância inclusive longe da fonte. Nas baixas frequências as curvas apresentaram-se menos suaves do que nas altas.

Ondet & Barbry [1988] posicionaram a fonte no piso (altura 0,1 m) e distante pelo menos 10 m das paredes de um galpão de fábrica com máquinas uniformemente distribuídas. A partir de dois conjuntos de pontos diferentes, determinaram-se as respectivas CPS, que os autores chamaram de curvas de decaimento espacial da energia sonora. Uma curva foi obtida no corredor principal e a outra reconstruída a partir de medições feitas em 27 pontos espalhados aleatoriamente pelos setores em estudo. As medições de ruído feitas por todo o galpão demonstraram, segundo os autores, que a hipótese de uma CPS característica é aceitável, para uma sala desse tipo, se considerada a curva reconstruída a partir de pontos aleatoriamente distribuídos. Calculando-se o nível de ruído para diversos receptores através da potência acústica das fontes e da CPS na distância respectiva, chegou-se a resultados médios que divergiram na ordem de 1 dB para a

curva reconstruída. Quando usada a CPS medida no corredor central, sem obstáculos, os desvios foram da ordem de 4 a 5 dB. Os autores utilizaram o método dos mínimos quadrados para modelar cada uma das CPS por um  $1/r$  polinomial, como a seguir:

$$f(r) = \frac{A}{r^2} + \frac{B}{r} + C \quad (2.16)$$

sendo A, B e C as constantes encontradas para o polinômio.

Ainda segundo Ondet & Barbry [1988], o nível de ruído , para  $n$  fontes, foi previsto pela expressão:

$$NPS = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n \left( 10^{NWS_i/10} \cdot f(r_i) \right) \quad (2.17)$$

Para verificar a validade de modelos matemáticos, Lindqvist [1982] realizou medições do decaimento sonoro com a distância (CPS) em uma sala de 10,8m x 5,51m x 3,36m. Essa sala foi considerada como um modelo em escala 1:4 de uma grande fábrica. Um alto-falante foi posicionado um pouco acima do piso, 1 m á frente de uma das paredes de fundo e na metade da distância entre as paredes laterais. Os NPS foram medidos a 0,5 m de altura e em pontos, a partir da fonte, separados por 1m ao longo de uma linha central, paralela às paredes laterais. Uma outra linha de pontos, paralela à anterior e próximo à parede lateral, também foi utilizada. Esta última apresentou decaimento mais lento. As curvas calculadas pelos modelos de Lindqvist apresentaram boa concordância com as curvas medidas.

## CAPÍTULO 2

### ACÚSTICA DE SALAS

O objetivo deste capítulo é apresentar as principais características da teoria da Acústica Geométrica e sua utilização dentro da Acústica de Salas, enfatizando a determinação da curva de propagação sonora, CPS, que será utilizada para a calibração dos modelos acústicos.

#### 2.1- Introdução

Na Acústica de Salas, assim como em outras áreas tecnológicas, o computador digital proporcionou extraordinário desenvolvimento, o que permitiu avanços, até então impensáveis, em precisão e rapidez na simulação do campo sonoro de ambientes fechados.

Sob um certo ângulo, a Acústica de Salas pode ser dividida no estudo dos estados transiente e estacionário do som. O estudo do estado transiente do som, que já não mais se limita ao tempo de reverberação, apresenta-se como fundamental para o projeto e a avaliação da qualidade acústica de certos tipos de sala. Tratam-se de auditórios, salas de concerto, igrejas e outros ambientes em que se exige boa percepção dos sons de vozes e instrumentos musicais. Já o estado estacionário do som, caracterizado pelo nível de pressão sonora, *NPS*, determina se o ambiente, seja ele um galpão de fábrica, um escritório ou mesmo um teatro, possui uma quantidade de energia acústica compatível com as atividades ali desenvolvidas.

#### 2.2 - Acústica Geométrica

Para Kuttruff [1991], pela técnica atualmente conhecida, vê-se claramente que não é muito promissor aplicar os métodos da teoria ondulatória para solucionar questões acústicas de interesse prático, especialmente se a sala considerada é grande e de forma razoavelmente

irregular. Nesses casos mesmo o cálculo de um simples autovalor e o modo normal associado é muito difícil. Além disso, para a determinação do campo sonoro, com diferentes tipos de excitação, seria necessário calcular um grande número de modos. Por outro lado, supondo a computação tornar isso praticável, daria informações muito mais detalhadas do que as necessárias para o julgamento das propriedades acústicas da sala.

Chega-se, então, a uma descrição altamente simplificada do campo sonoro, semelhante à ótica geométrica, através do emprego do caso limite de pequenos comprimentos de onda, isto é, frequências muito altas. Essa suposição é válida se as dimensões da sala são grandes comparadas com o comprimento da onda sonora. Em geral, ambientes de trabalho satisfazem essa condição. Por exemplo, para a frequência de 500 Hz corresponde um comprimento de onda de 0,69m. Dessa forma, as distâncias percorridas pelas ondas sonoras são normalmente muito maiores do que o comprimento de onda.

### 2.3 - Propagação Sonora em Salas

A recomendação alemã VDI 3760 [1996] define a propagação sonora,  $PS(r)$ , como a representação numérica da diferença do nível de pressão sonora,  $NPS(r)$ , causado por uma fonte pontual fixa, não direcional e de emissão estacionária, e o seu nível de potência sonora,  $NWS$ , em função da distância entre fonte e receptor:

$$PS(r) = NPS(r) - NWS \quad (2.1)$$

A curva de propagação sonora, CPS, é a representação gráfica dessa função.

Para uma certa distância  $r$ , a propagação sonora quantifica a influência do envoltório no nível de ruído de uma sala.

#### 2.3.1 - Propagação sonora em campo livre

No campo livre o som pode propagar-se sem obstáculos. Apenas o som direto determina o nível



de pressão sonora em um receptor à distância  $r$  da fonte. A partir de uma fonte pontual e não direcional, a densidade de energia sonora em um receptor é inversamente proporcional à superfície de uma esfera de raio  $r$ . Tem-se, então [VDI 3760, 1996]:

$$NPS(r) = NWS - 10\log r^2 - 11 \quad (2.2)$$

Dessa forma o  $NPS$  diminui 6 dB a cada duplicação da distância.

Na equação (2.2), considerou-se que a emissão sonora se dá em ângulo sólido  $\phi$  de  $4\pi$ , ou seja, em todas as direções. Quando a fonte não emite em todas as direções, como é o caso de máquinas no piso ( $\phi = 2\pi$ ), essa diretividade também deve ser considerada em função do ângulo  $\phi$  de emissão:

$$NPS(r) = NWS - 10\log r^2 - 10\log\phi \quad (2.3)$$

### 2.3.2 - Propagação sonora em campo difuso

De acordo com Beranek [1981], a densidade de energia sonora estacionária total  $\varepsilon$  gerada por uma fonte de diretividade  $D$  e potência sonora  $W$ , em um ponto da sala de área  $S$  e com coeficiente médio de absorção  $\alpha_m$ , à distância  $r$ , é dada pela soma das densidades de energia do som direto  $\varepsilon_d$  e do som reverberante  $\varepsilon_r$ :

$$\varepsilon = \varepsilon_d + \varepsilon_r \quad (2.4)$$

Sendo: 
$$\varepsilon_d = \frac{DW}{4\pi cr^2} \quad (2.5)$$

onde: 
$$D = \frac{4\pi}{\phi} \quad (2.6)$$

e  $c$  é a velocidade do som no meio de propagação.

Segundo Kuttruff [1991]:

$$\varepsilon_r = -\frac{4W(1-\alpha_m)}{cS\ln(1-\alpha_m)} \quad (2.7)$$

Portanto:

$$\varepsilon = \frac{DW}{4\pi cr^2} - \frac{4W(1-\alpha_m)}{cS\ln(1-\alpha_m)} \quad (2.8)$$

De acordo com Reynolds [1981], a densidade de energia sonora total  $\varepsilon$  em uma sala fechada de grandes dimensões pode ser expressa por:

$$\varepsilon = \frac{P_m^2}{\rho c^2} \quad (2.9)$$

onde  $P_m$  é a pressão quadrática média e  $\rho$  é a densidade do meio de propagação ( $\rho c$  é a impedância acústica específica do meio).

Então, igualando-se (2.8) e (2.9):

$$\frac{P_m^2}{\rho c^2} = W \left( \frac{D}{4\pi cr^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{cS\ln(1-\alpha_m)} \right) \quad (2.10)$$

Aplicando-se o logaritmo na igualdade acima, acrescentando-se alguns valores de referência e multiplicando-se por dez chega-se a uma expressão envolvendo níveis em decibels:

$$10\log\left(\frac{P_m^2}{P_0^2} \frac{P_0^2}{\rho c}\right) = 10\log\left(\frac{W}{W_0} W_0\right) + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{S\ln(1-\alpha_m)}\right) \quad (2.11)$$

$$NPS = NWS + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{S\ln(1-\alpha_m)}\right) + 10\log\left(\frac{\rho c}{P_0^2} W_0\right) \quad (2.12)$$

Na equação acima, desprezou-se a absorção pelo meio de propagação. Considerando-se a constante de atenuação do ar,  $m$ , tem-se então:

$$NPS = NWS + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} - \frac{4(1-\alpha_m)}{S\ln(1-\alpha_m) - 4mV}\right) + 10\log\left(\frac{\rho c}{P_0^2} W_0\right) \quad (2.13)$$

Adotando-se  $P_0 = 2 \times 10^{-5}$  Pa,  $W_0 = 10^{-12}$  W e  $\rho c = 415$  rayls (20° C), o termo  $10\log\left(\frac{\rho c}{P_0^2} W_0\right)$  resulta 0,16 dB, ou seja, para os casos práticos pode ser desprezado.

Portanto, considerando  $\alpha_m$  pequeno, ou seja,  $(1-\alpha_m) \approx 1$  e desprezando a absorção do ar, obtém-se a fórmula muito utilizada pelos projetistas em acústica:

$$NPS = NWS + 10\log\left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{S\alpha_m}\right) \quad (2.14)$$

A distância reverberante  $r_h$ , é a distância entre fonte e receptor em que as densidades de energia sonora provenientes do campo direto e do campo reverberante se igualam. Ela pode ser determinada de acordo com as aproximações feitas. Desprezando-se a absorção do ar e considerando  $\alpha_m$  pequeno, como na equação (2.14), tem-se:

$$r_h = \frac{1}{4} \left( \frac{DS\alpha_m}{\pi} \right)^{1/2} \quad (2.15)$$

Em distâncias inferiores a  $r_h$  predomina o ruído direto e em superiores o reverberante.

### 2.3.3 - Propagação sonora em sala plana

Descreve-se de maneira simples o campo acústico nas salas planas (pé direito baixo), onde despreza-se a influência (reflexões) das paredes laterais. Essas salas podem ser acusticamente aproximadas considerando-se duas superfícies infinitamente grandes (piso, teto).

Em uma sala com piso e teto refletores ( $\alpha = 0$ ) e sem objetos, o *NPS* decresce 3 dB a cada duplicação da distância (propagação da energia sonora de forma cilíndrica, desprezada a absorção do ar), com exceção do campo direto. Absorção do som no teto e/ou no piso ( $\alpha > 0$ ) resulta em maior redução do nível sonoro [VDI 3760, 1996].

Se a absorção colocada no teto é total ( $\alpha = 1$ ), o *NPS* decresce 6 dB a cada duplicação da distância, pois fonte e sua única imagem no piso radiarão como uma superfície esférica. De forma simplificada pode-se descrever a influência dos objetos na propagação sonora: próximo da fonte aumenta o *NPS* e afastado o decaimento é maior do que 6 dB a cada duplicação da distância [Lindqvist, 1982].

### 2.3.4 - Propagação sonora em sala longa

Tem-se estudado a propagação do som em salas onde uma dimensão é muito maior do que as outras duas, embora estas ainda permanecem grandes comparadas ao comprimento de onda (túneis, corredores, estações de metrô). Baseadas em diversas hipóteses e métodos, algumas fórmulas foram desenvolvidas por diferentes autores [Kang, 1996].

## 2.4 - Curva de Propagação Sonora

Vários autores já utilizaram a curva de propagação sonora, CPS, como meio de caracterizar o campo acústico de ambientes de trabalho.

Para a determinação da CPS, a recomendação alemã VDI 3760 [1996] estabelece para o ponto médio da fonte sonora a altura de 1,5 m sobre o piso refletor e a distância mínima de 1,5 m de todas as superfícies refletoras. A CPS média é determinada ao longo de uma linha paralela ao piso a partir da fonte. Essa linha deve ser inclinada em relação às paredes laterais e à distância mínima de 1,5 m destas, bem como de outras superfícies refletoras, principalmente estruturas de grandes dimensões dispostas como um corredor. A fonte deve ter visibilidade a mais livre possível de todos os receptores. Deve-se determinar a CPS em duas linhas perpendiculares entre si e calcular a média aritmética dos níveis.

As distâncias para a determinação da CPS são escolhidas de preferência gradualmente constantes ou logaritmicamente constantes, a princípio em bandas de oitava. Bandas de frequência mais estreitas, como por exemplo um terço, não são recomendadas por causa da possível ocorrência de efeitos de interferência.

Hodgson [1989] realizou medições da propagação sonora em salão de máquinas, nas bandas de 250 a 4000 Hz. Utilizou um arranjo de alto-falantes na forma de dodecaedro, não direcional dentro de 1 dB para as bandas entre 250 e 1000 Hz, 2 dB para 2000 Hz e 3 dB para 4000 Hz. Este foi posicionado a 5 m de uma parede de fundo e na altura de 1,7 m. A partir da fonte, gerando ruído de banda larga, foram medidos os valores de NPS em bandas de oitava nas distâncias de 1, 2, 5, 10, 15, 20, 25 e 30 m ao longo da linha central da sala. Nas curvas obtidas, os níveis decrescem com a distância inclusive longe da fonte. Nas baixas frequências as curvas apresentaram-se menos suaves do que nas altas.

Ondet & Barbry [1988] posicionaram a fonte no piso (altura 0,1 m) e distante pelo menos 10 m das paredes de um galpão de fábrica com máquinas uniformemente distribuídas. A partir de dois conjuntos de pontos diferentes, determinaram-se as respectivas CPS, que os autores chamaram de curvas de decaimento espacial da energia sonora. Uma curva foi obtida no corredor principal e a outra reconstruída a partir de medições feitas em 27 pontos espalhados aleatoriamente pelos setores em estudo. As medições de ruído feitas por todo o galpão demonstraram, segundo os autores, que a hipótese de uma CPS característica é aceitável, para uma sala desse tipo, se considerada a curva reconstruída a partir de pontos aleatoriamente distribuídos. Calculando-se o nível de ruído para diversos receptores através da potência acústica das fontes e da CPS na distância respectiva, chegou-se a resultados médios que divergiram na ordem de 1 dB para a

curva reconstruída. Quando usada a CPS medida no corredor central, sem obstáculos, os desvios foram da ordem de 4 a 5 dB. Os autores utilizaram o método dos mínimos quadrados para modelar cada uma das CPS por um  $1/r$  polinomial, como a seguir:

$$f(r) = \frac{A}{r^2} + \frac{B}{r} + C \quad (2.16)$$

sendo A, B e C as constantes encontradas para o polinômio.

Ainda segundo Ondet & Barbry [1988], o nível de ruído , para  $n$  fontes, foi previsto pela expressão:

$$NPS = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n (10^{NWS_i/10} \cdot f(r_i)) \quad (2.17)$$

Para verificar a validade de modelos matemáticos, Lindqvist [1982] realizou medições do decaimento sonoro com a distância (CPS) em uma sala de 10,8m x 5,51m x 3,36m. Essa sala foi considerada como um modelo em escala 1:4 de uma grande fábrica. Um alto-falante foi posicionado um pouco acima do piso, 1 m à frente de uma das paredes de fundo e na metade da distância entre as paredes laterais. Os NPS foram medidos a 0,5 m de altura e em pontos, a partir da fonte, separados por 1m ao longo de uma linha central, paralela às paredes laterais. Uma outra linha de pontos, paralela à anterior e próximo à parede lateral, também foi utilizada. Esta última apresentou decaimento mais lento. As curvas calculadas pelos modelos de Lindqvist apresentaram boa concordância com as curvas medidas.

**CAPÍTULO 3****MÉTODOS DE SIMULAÇÃO DO CAMPO ACÚSTICO**

Este capítulo faz uma revisão dos métodos mais utilizados para a previsão do nível sonoro em salas.

**3.1- Introdução**

Os livros de Acústica recomendam, para a previsão dos níveis sonoros em campo difuso, as tradicionais equações como a de W. C. Sabine desenvolvida no final do século XIX. Na prática, no entanto, essas equações têm sido usadas para qualquer campo acústico, muitas vezes levando a previsões muito afastadas da realidade. Não que tais teorias devam ser desprezadas; deve-se, no entanto, estar consciente das suas hipóteses e limitações, sabendo-se que o campo difuso raramente acontece em áreas de fábricas ou escritórios devido, principalmente, a uma dimensão ser muito menor que as outras duas e à distribuição heterogênea da absorção.

Diversos pesquisadores desenvolveram métodos de utilização mais abrangentes, ainda que estes conservem algumas limitações. Esses métodos exigem, no entanto, dados de entrada melhor definidos e uma grande quantidade de cálculos, tornando obrigatório o uso de computadores. Tratam-se de métodos baseados principalmente nas teorias de Análise Modal (método dos elementos finitos, método dos elementos de contorno), Análise Estatística de Energia e Acústica Geométrica.

A Acústica Geométrica apresenta-se como a teoria mais utilizada para a simulação por computador em Acústica de Salas, inclusive por ser a mais intuitiva em função da analogia com a ótica. Os métodos da fonte imagem especular e dos raios acústicos, com diversas derivações, servem de base para a criação de algoritmos e programas de computador.

### 3.2 - Equações do Campo Sonoro Difuso

Para Hodgson [1992], os métodos mais bem conhecidos para previsão de campos sonoros em salas são baseados na hipótese de campo sonoro difuso. As teorias de Sabine e Eyring são as mais utilizadas. Elas são representadas pela fórmula do tempo de reverberação,  $T$ , e as expressões correspondentes para o nível de pressão sonora no estado estacionário,  $NPS(r)$ , a distância  $r$  de uma fonte pontual não direcional, como a seguir:

$$T = 0,16 \frac{V}{A} \quad (3.1)$$

$$NPS(r) = NWS + 10 \log \left[ \frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\alpha_m)}{A} \right] \quad (3.2)$$

com a absorção,  $A$ , de acordo com Sabine ou Eyring:

$$A_{Sabine} = 4mV + \alpha_m S \quad (3.3)$$

$$A_{Eyring} = 4mV - S \ln(1-\alpha_m) \quad (3.4)$$

$$\alpha_m = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{S}, \quad i: \text{superfícies da sala} \quad (3.5)$$

$NWS$  é o nível de potência sonora em dB,  $V$  é o volume da sala em  $m^3$ ,  $S$  é a área das superfícies da sala em  $m^2$ ,  $\alpha_m$  é coeficiente médio de absorção das superfícies da sala e  $m$  é o expoente de absorção do ar em  $m^{-1}$ .

Sabe-se que alguns usuários omitem, enquanto outros incluem, o termo  $(1-\alpha_m)$  no numerador do segundo termo em colchetes na expressão (3.2) do estado estacionário. A teoria de Sabine pode ser considerada uma aproximação da teoria de Eyring, válida, principalmente, no caso de baixos valores de  $\alpha_m$ .



No entanto, alguns profissionais consideram que a teoria de Sabine é precisa na maioria das aplicações, independente se o valor de  $\alpha_m$  é pequeno ou não.

Através de comparações entre NPS medidos e previstos para uma câmara reverberante em escala de 1:2,5, Hodgson [1992] sugeriu as seguintes conclusões com relação à precisão das previsões feitas usando a teoria do campo difuso no caso de superfície de absorção não baixa:

- (1) O modelo de campo sónico difuso usado para fazer previsões do campo sonoro deve ser o mesmo daquele usado para determinar os coeficientes de absorção usados nas previsões;
- (2) Quando da previsão de níveis no estado estacionário o fator  $(1-\alpha)$  deve ser incluído para previsões exatas. Sua omissão pode levar a níveis superestimados em vários decibels;
- (3) A teoria de Eyring é um pouco mais exata do que a teoria de Sabine que tende a superestimar níveis.

### **3.3 - Método da Fonte Imagem Especular (*Mirror Image Source Method-MISM*)**

O método da fonte imagem especular assume que o som se propaga como um raio. Esse raio se comporta como uma onda plana, embora considere a atenuação devido à divergência esférica.

O método não considera efeitos ondulatórios como difração e interferência. Esse comportamento é aproximadamente verdadeiro em altas frequências para as quais o comprimento de onda é muito menor do que as dimensões da sala, e para análise em banda larga onde os efeitos de coerência são pequenos [Hodgson, 1988].

Fontes de imagem especular virtuais são utilizadas para traçar os caminhos de reflexão sonora do receptor R para a fonte F. São determinadas fontes imagem de primeira ordem (Figura 3.1) e de ordens superiores (Figura 3.2). A contribuição energética de cada fonte imagem é computada levando-se em conta a distância percorrida e as atenuações ocorridas em cada reflexão.

Sua principal limitação reside na necessidade de testes de visibilidade para salas não retangulares [Vorländer, 1989] (Figura 3.3). Esses testes podem levar a longos tempos de processamento,

principalmente quando há: geometria da sala muito irregular, muitos objetos (máquinas, móveis) no interior da sala ou elevado número de reflexões de cada raio.

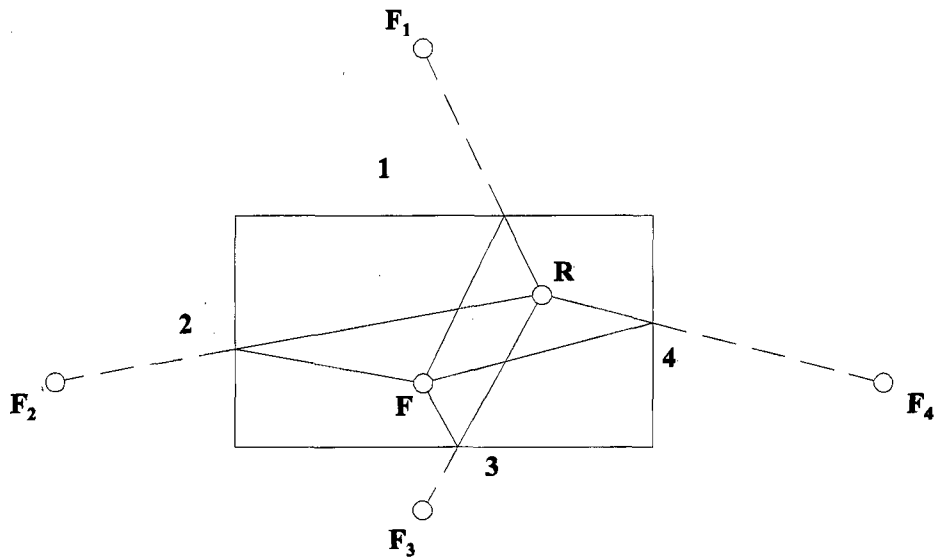


Figura 3.1: Caminhos de reflexão de primeira ordem em salas retangulares.

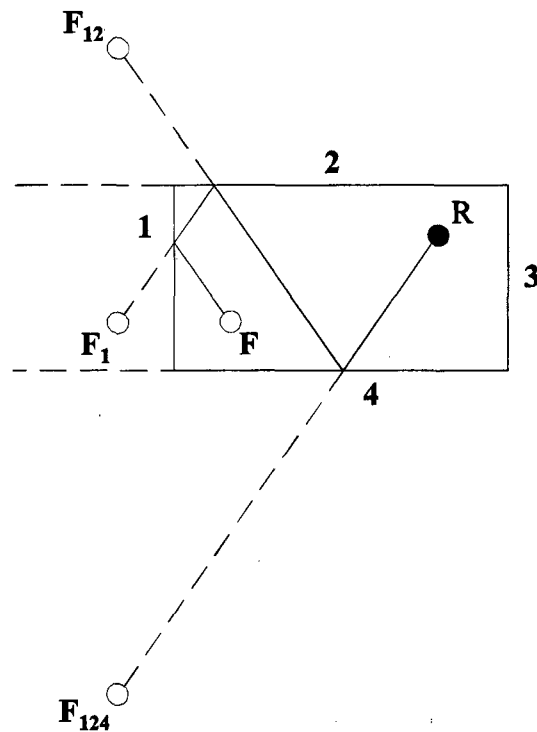


Figura 3.2: Fonte imagem de terceira ordem, F<sub>124</sub>.

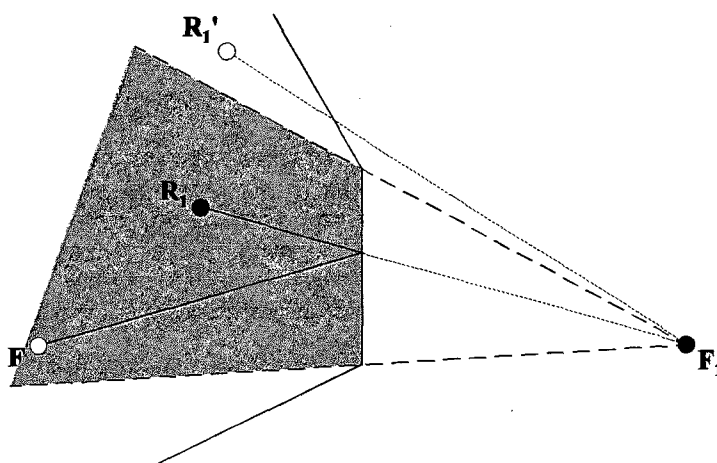


Figura 3.3: Teste de visibilidade,  $R_1$ : receptor visível a  $F_1$  e  $R_1'$ : receptor não visível a  $F_1$ .

### 3.4 - Método dos Raios Acústicos (*ray tracing method* - RTM)

O método considera que a energia emitida pela fonte sonora é distribuída igualmente entre um número discreto de raios sonoros. O raio, às vezes chamado de partícula, é emitido de forma determinística ou aleatória conforme o algoritmo. Cada raio viaja à velocidade do som e colide com as superfícies e obstáculos, onde é refletido de acordo com a lei de reflexão especular. Alguns algoritmos também permitem a consideração de reflexão difusa. O nível de energia de cada raio diminui tanto nas reflexões quanto progressivamente com a absorção do ar. Interrompe-se a propagação de um raio quando a energia nele contida não for mais representativa.

Definem-se áreas ou volumes receptores para o cálculo da energia sonora nos diferentes pontos da sala. Verifica-se se o raio cruza esse elemento receptor (Figura 3.4). O número de raios cruzando um receptor e as contribuições de energia desses raios determinam o nível de pressão sonora. Perdas devido à divergência esférica são incluídas como resultado da crescente separação entre os raios enquanto eles se afastam da fonte com o passar do tempo.

No entanto, a emissão de um número limitado de raios não garante que todos os possíveis percursos de raios entre fonte e receptor serão encontrados. Além disso, as dimensões finitas da célula receptora criam a possibilidade de se coletar falsos percursos ou o mesmo percurso mais de

uma vez. Dessa forma, a precisão dos resultados sofre das limitações dessas características de natureza estatística [Lehnert, 1993].

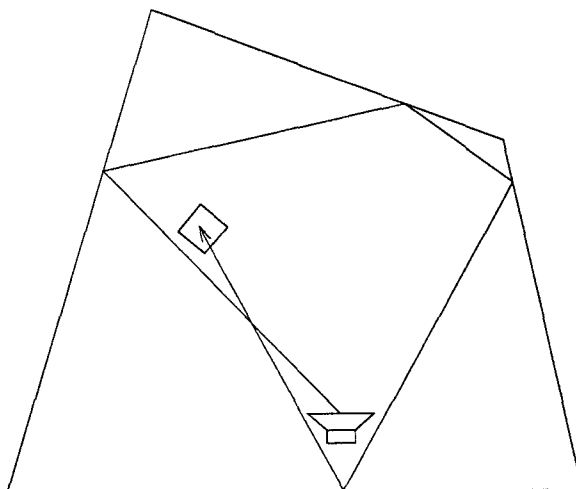


Figura 3.4: Traço de um raio acústico da fonte ao volume receptor.

### 3.5 - Métodos Híbridos de Raios Acústicos

Alguns pesquisadores têm desenvolvido novos métodos mesclando a natureza determinística, derivada do MISM, com algumas características estatísticas do RTM.

Segundo Maercke & Martin [1993], esses métodos aumentam bastante o desempenho do RTM pois eliminam a maioria das incertezas devido à natureza estatística dos raios.

Segundo Rindel [1995], os métodos híbridos combinam as melhores características dos métodos de fonte imagem e raios acústicos, reduzindo significativamente os tempos de computação.

#### 3.5.1 - Método dos raios cônicos (*conical beam method* - CBM)

Feixes de raios na forma de cones são emitidos com seus vértices na fonte. A propagação dos cones através da sala é conduzida pela aplicação de um algoritmo de raios acústicos aos seus eixos. Quando um ponto de recepção se encontra dentro do volume varrido pelo cone, uma fonte imagem visível é encontrada. Sua contribuição é, então, calculada, usando divergência esférica no

cone. Ao contrário do método de fonte imagem especular, nenhum teste de visibilidade é necessário. Somente fontes imagem visíveis serão detectadas (Figura 3.5).

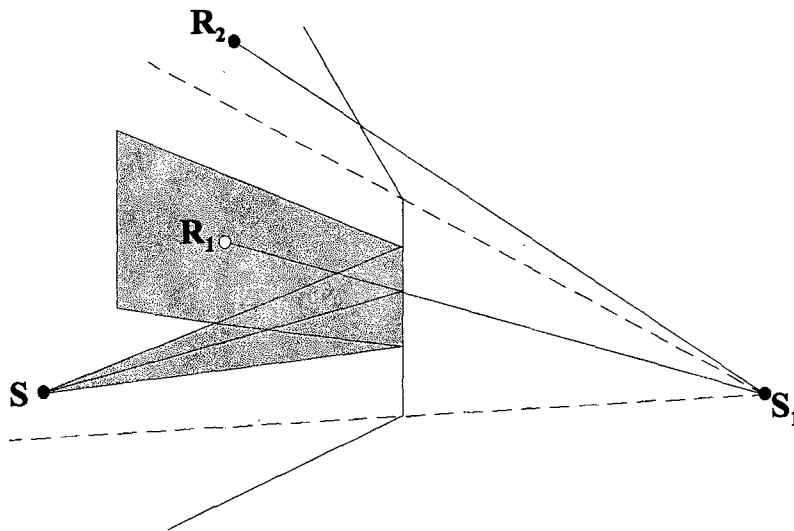


Figura 3.5: Feixe de raios cônico ou triangular.

No entanto, surgem dois problemas. O primeiro é a múltipla detecção do mesmo caminho devido à sobreposição de cones adjacentes. Isto se deve ao fato dos cones não cobrirem completamente a superfície esférica da fonte. Utiliza-se, então, um algoritmo para ponderar a energia recebida. Dessa forma, as múltiplas contribuições produzirão na média o nível sonoro correto (Figura 3.6).

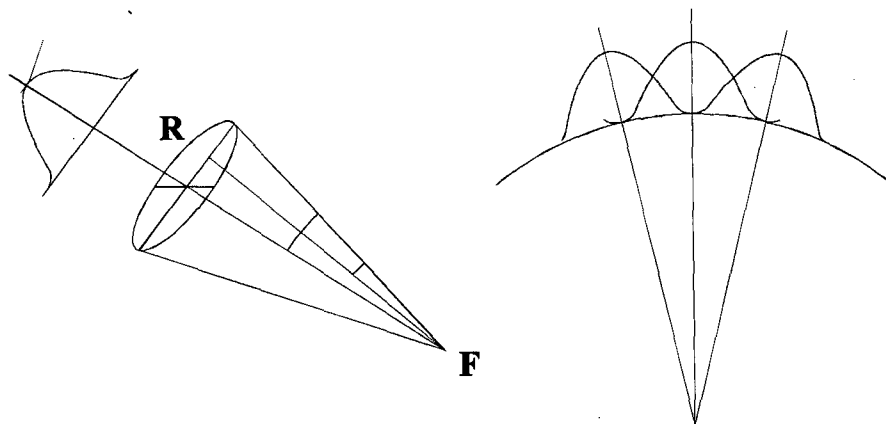


Figura 3.6: Compensação dos raios cônicos, ponderação máxima no centro e mínima nas bordas.

A frente do cone em propagação cresce com o seu afastamento da fonte. Com isso aumenta, também, a chance deste atingir uma aresta. Quando isso ocorre, aparece o efeito chamado de estreitamento do feixe de raios. Algumas das fontes imagem visíveis serão associadas com um caminho de reflexão errado e podem por isso não serem consideradas, tornando-se fontes imagem perdidas (Figura 3.7).

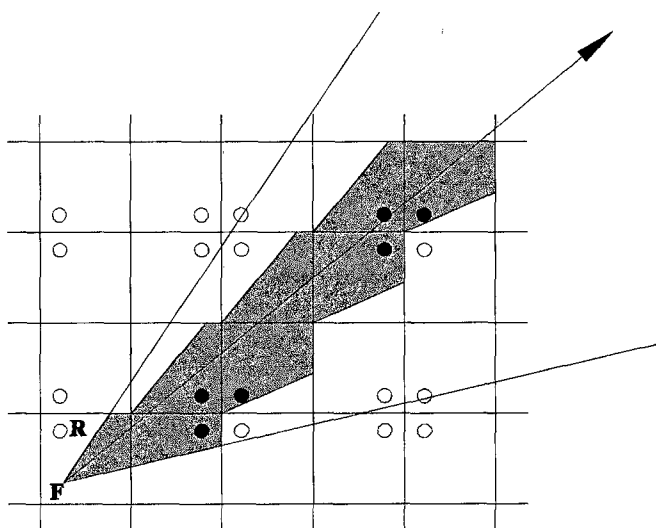


Figura 3.7: Estreitamento de raio que ocorre tanto em feixes cônicos quanto triangulares.

Por outro lado, algumas fontes imagem falsas podem ser tomadas. Esse problema, mais sentido nas fontes imagem de ordem elevada, pode ser reduzido pelo uso de um maior número de raios e conseqüente menor ângulo sólido do cone. Isso, no entanto, aumenta o tempo de computação. Entretanto, essas falsas fontes imagem tendem a compensar aquelas fontes imagem perdidas pelo estreitamento de raios. Na Figura 3.8 pode-se ver o Receptor 1, relativo a uma falsa fonte imagem. Nessa mesma figura pode-se ver também o Receptor 2, relativo a uma fonte imagem perdida. Esse é um pequeno desvio do método em relação ao comportamento determinístico [RAYNOISE Manual, 1993].

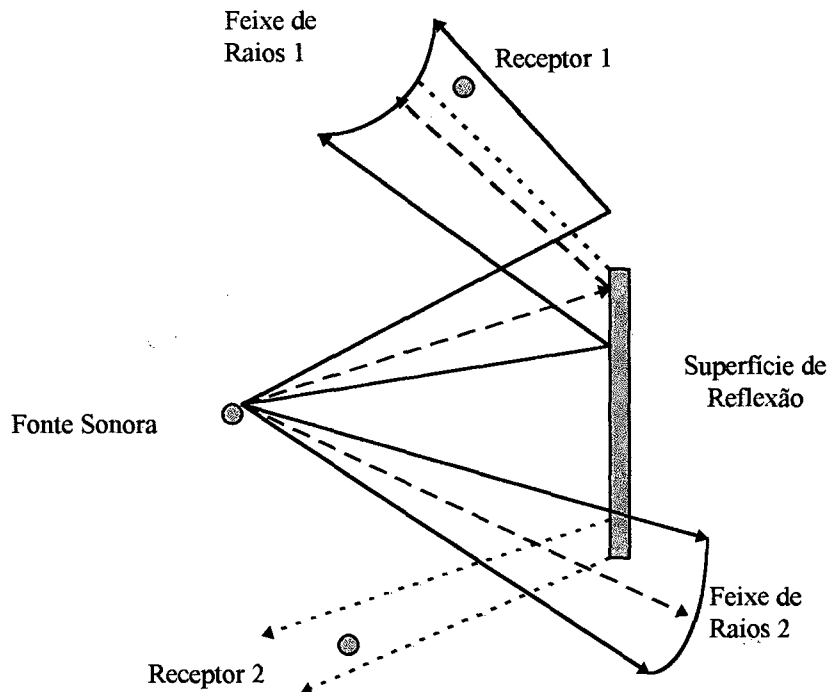


Figura 3.8: Receptor 1, relativo a uma falsa imagem e Receptor 2, relativo a uma imagem perdida.

### 3.5.2 - Método dos raios triangulares (*triangular beam method* - TBM)

O método é muito similar ao CBM mas, ao invés de emitir cones, utiliza pirâmides de base triangular para repartir a frente de ondas. Dessa forma não sofre do primeiro problema acima citado, pois, as pirâmides adjacentes cobrem perfeitamente a fonte esférica. Não necessita, então, de funções para compensar a sobreposição dos feixes de raios (Figura 3.9). Já o problema de estreitamento do feixe de raios permanece [Farina, 1995].

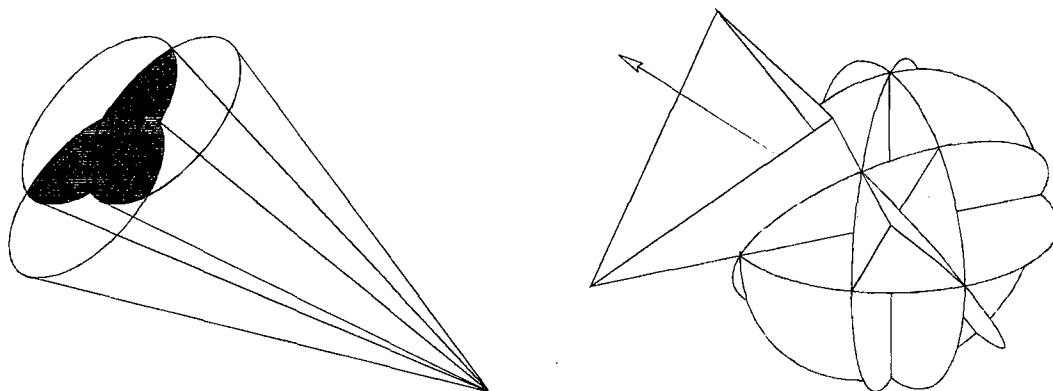


Figura 3.9: Feixe de raios acústicos na forma de cone e de pirâmide triangular.

### 3.6 - Comparação entre os Métodos

Devido às características totalmente determinísticas da obtenção das fontes imagem e do cálculo de sua contribuição energética, o MISM é, a princípio, mais preciso que o RTM. No entanto, o tempo de cálculo do MISM aumenta exponencialmente com a ordem de reflexão, enquanto que aumenta apenas linearmente para o RTM.

Os métodos híbridos, como o CBM, o TBM e outros, são misturas MISM / RTM, combinando as vantagens de ambos os métodos em um algoritmo.

O TBM fornece resultados mais precisos do que o CBM, mas gasta mais tempo para convergir [RAYNOISE Manual, 1993].

Seja qual for o método utilizado, entretanto, o uso da acústica geométrica mais se aproximará da realidade quanto maior for a relação entre as dimensões da sala e o comprimento de onda da frequência considerada.



**CAPÍTULO 4****PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO DO CAMPO ACÚSTICO**

A confecção de modelos de simulação computacional para a previsão do nível sonoro em salas requer a definição das características físicas do sistema e do método de cálculo. Este capítulo sintetiza a revisão bibliográfica realizada a esse respeito, ou seja, como os programas de simulação, comerciais ou acadêmicos, incorporam as características físicas do sistema e como se utilizam dos métodos de cálculo.

**4.1 - Características Físicas**

Os modelos de previsão se baseiam nas características físicas do sistema como: geometria e propriedades acústicas das superfícies de entorno da sala, emissão sonora das fontes, objetos de dispersão do som (dimensões e propriedades acústicas) e absorção do meio de propagação do som.

**4.1.1 - Geometria das superfícies de entorno da sala**

As dimensões das salas são incorporadas ao modelo através de coordenadas adequadas ao algoritmo de cálculo.

Alguns programas utilizam sistemas CAD, especialmente úteis para salas de geometria complexa.

Pleek & De Geest [1995] simularam a geometria da sala em AutoCAD, baseado nas plantas arquitetônicas e incorporando os grandes equipamentos.

O programa RAMSETE tem seu próprio CAD 3D sobre o Windows, sendo também compatível com o AutoCAD [Farina, 1995].

### 4.1.2 - Características acústicas das superfícies de entorno da sala

Praticamente todos os métodos e algoritmos caracterizam acusticamente o entorno da sala através dos coeficientes de absorção sonora de Sabine de cada superfície. Tratam-se dos coeficientes determinados através da medição de decaimentos sonoros em uma sala reverberante, com e sem uma amostra do material em teste, e subsequente cálculo utilizando a Equação de Sabine [ISO 354, 1985]. Difere do coeficiente teórico, relação entre a energia absorvida e a energia incidente em uma superfície, as vezes em até 50% em médias frequências e em 20% em altas. Essa diferença, que inclusive pode levar a coeficientes de Sabine 20 a 30% superiores à unidade, é creditada principalmente à difração nas bordas da amostra para baixas frequências e ao campo sonoro não suficientemente difuso nas proximidades da amostra para as altas frequências [Beranek, 1988].

O método mais preciso de obtenção dos coeficientes é através de ensaio normalizado em câmara reverberante. Coeficientes de materiais já instalados podem ser obtidos por medição do tempo de reverberação no próprio local, sendo a precisão dependente de cada caso (dimensões do ambiente, número de materiais de absorção desconhecida, condição do campo sonoro etc.).

Um bom conhecimento dos coeficientes de absorção de Sabine dos vários materiais de revestimento é crucial. Pleeck & De Geest [1995] recomendam utilizar os valores fornecidos pelos fabricantes e pela literatura para previsões preliminares do tempo de reverberação,  $T$ , e comparar com os valores medidos. Se necessário corrigir os coeficientes para assegurar boa concordância entre os valores medidos e previstos. Esses valores são, então, usados em todas as outras simulações posteriores. No trabalho citado, os autores utilizaram 20.000 raios refletindo até 30 vezes em um grande galpão industrial. Os valores de  $T$  previstos inicialmente em várias posições de microfone foram cerca de 7,5 % mais elevados.

Hodgson [1989] escolheu os coeficientes de absorção das superfícies com base em medições do tempo de reverberação em fábricas similares quando vazias.

A reflexão do som em uma superfície pode ser especular, segundo a ótica geométrica, ou difusa, de acordo com a lei do cosseno de Lambert [Kuttruff, 1991]. Superfícies planas e lisas são bem

modeladas através de reflexão especular, no entanto, outras, como teto com vigas ou cobertura de telhas onduladas podem ser melhor modeladas com reflexão em vários ângulos do espaço.

O coeficiente de difusão  $d$  representa o estado intermediário entre a reflexão especular,  $d = 0$ , e a difusão de Lambert,  $d = 1$  (Figura 4.1). O programa RAYNOISE considera a difusão através desses coeficientes para cada faixa de frequência. Trata-se de um método combinado. O método híbrido (cones ou pirâmides) é inicialmente aplicado para considerar todas as combinações especular-especular de raios incidente-refletido. Em um segundo passo, um método de raios acústicos (RTM) é usado para encontrar as combinações especular-difusa, difusa-especular e difusa-difusa. Quanto maior o coeficiente médio de difusão maior o tempo de processamento. Os cálculos com difusão levam muito mais tempo do que sem difusão [RAYNOISE Manual, 1993].

O programa SOPRAN permite o uso de coeficientes de difusão sonora para cada parede [Stephenson, 1996]

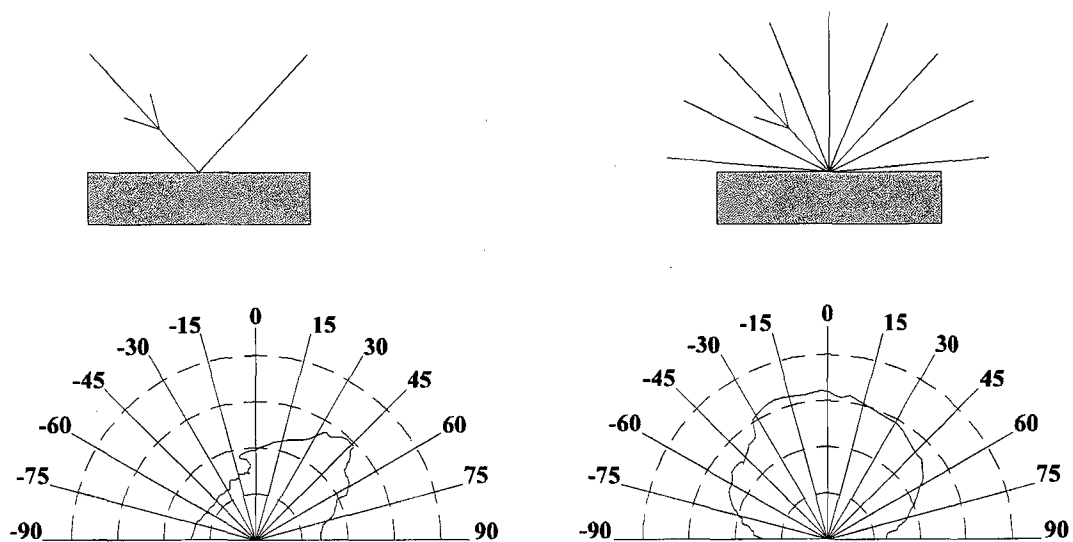


Figura 4.1: Reflexão especular e difusa (desenho e diagrama da distribuição da energia refletida).

A inclusão de reflexão difusa, no entanto, pode ser essencial na precisão dos resultados da simulação de determinados tipos de ambiente. Na comparação entre vários programas de

simulação acústica, Vorländer [1995] observou que três programas, entre quatorze, geraram os melhores resultados. Estes incluíam reflexões difusas, o que, segundo o autor, indicaria problemas envolvidos em “procedimentos especulares”.

### 4.1.3 - Emissão sonora das fontes

O Nível de Potência Sonora de uma fonte pode ser determinado por medições de NPS ou de Intensidade Acústica.

A série de normas ISO 3740 descreve vários métodos para determinar o NWS de máquinas e equipamentos. As normas ISO 3741 e 3742 são métodos de precisão para salas reverberantes. A norma ISO 3744 é um método de engenharia para ambientes externos ou grandes salas, a ISO 3745 é um método de precisão para salas anecóicas ou semi-anecóicas e a ISO 3746 é um método aproximado para qualquer tipo de sala. A escolha do método dependerá das características do equipamento, da disponibilidade de recursos e da precisão desejada.

O programa RAMSETE gerencia os arquivos de dados de potência sonora e diretividades das fontes (Gerenciador de Fontes), definindo automaticamente diagramas de diretividade a partir de medições experimentais conduzidas de acordo com as normas ISO 3744 e 3746, com leitura direta da maioria dos formatos de arquivos de analisadores de tempo real [Farina, 1995].

O programa RAYON 2.0 possui um módulo de identificação da potência de fontes através de calibração experimental, ou seja, minimização iterativa da diferença dos NPS previstos e medidos [Ricol & Junker, 1995].

Ondet & Barbry [1988] determinaram a potência sonora usando o chamado “método de substituição”, a partir das diferenças de nível sonoro entre as curvas de decaimento espacial no campo distante da fonte de referência e das máquinas reais.

Hodgson [1989] mediu previamente os NWS em bandas de oitava (250 a 4000 Hz) usando técnica de intensidade sonora.

Pleeck & De Geest [1995] recomendam identificar as fontes dominantes através do mapa de NPS. Então, determinar o NWS dessas fontes pela técnica de intensidade, ISO DP 9614-2, através do esquadramento de um invólucro imaginário (*scanning method*), mesmo com as máquinas operando. Segundo os autores, medindo-se o NWS por técnicas de intensimetria, obtém-se dados de qualidade superior aos do método clássico, pois a condição de campo sonoro perfeitamente difuso não é atendida. Além disso, toda fonte dominante é medida independente das outras, ou seja, os níveis de potência são medidos diretamente enquanto todas as fontes operam simultaneamente. Uma verificação dos níveis de potência assim obtidos pode ser feita comparando-se os mapas de NPS medidos e previstos.

Assim como na maioria das pesquisas consultadas, Hodgson [1989] assumiu as fontes como pontos de emissão não direcional e posicionados no centro de gravidade dos corpos das máquinas. No entanto, as seguintes características definem a emissão sonora das fontes de forma mais completa [RAYNOISE Manual, 1993]:

i) Ângulo de Emissão

Trata-se do ângulo sólido no qual a fonte emite seus raios.

ii) Diretividade (distribuição no espaço do NWS)

Relaciona-se ao fato de que a fonte não emite som com igual intensidade em todas as direções. É usual caracterizar a direcionalidade de uma fonte através de sua distribuição nos planos vertical e horizontal. Essa distribuição pode ser definida, como no programa RAYNOISE, pelo ângulo de corte de 3 dB. Trata-se do ângulo, referente ao eixo principal (intensidade máxima), para o qual a intensidade sonora é 3 dB menor do que a intensidade máxima.

iii) Orientação

No caso de fonte não isotrópica, não apenas as coordenadas do ponto são suficientes para definir a localização da fonte, mas também a orientação no espaço do seu eixo principal.

iv) Atraso de Tempo (fase)

Embora não considerado pela Acústica Geométrica, alguns programas de simulação acústica incorporam essa característica ondulatória do som. Sua consideração é importante no estudo de

fontes defasadas, como alto-falantes em auditórios, mas não é necessário na maior parte das situações de controle de ruído (obviamente que aqui não se considera o controle de ruído ativo).

v) Tipo da Fonte: linear, pontual ou plana

O programa RAYNOISE define as fontes lineares como um grupo de fontes pontuais ao longo de uma linha reta, assim como fontes planas são grupos de fontes pontuais ao longo de um paralelogramo regular.

Na verdade, manualmente pode-se dividir qualquer superfície plana em pontos, distribuindo a potência da fonte por esses pontos. O programa faz isso automaticamente no que ele chama de fontes lineares e planas. Da mesma forma, com parâmetros convenientes de diretividade, localização e orientação, pode-se definir fontes em um determinado volume.

Finalizando, para Pleeck & De Geest [1995] medir é mais confiável do que tentar aproximações baseadas em dados dos fabricantes.

#### **4.1.4 - Objetos de dispersão do som: dimensões e características acústicas**

Objetos são os vários obstáculos no espaço que dispersam e absorvem o som em propagação [Hodgson, 1989].

Resultados do trabalho de Vermeir & Mees [1995] indicaram que uma estrutura de painéis absorvedores suspensos (*Baffles*) pode ser modelada tanto por um forro plano refletindo de forma difusa como por um arranjo de pequenas superfícies refletindo de forma especular.

A recomendação VDI 3760 [1996] supõe valores médios de densidade e absorção dos objetos para toda a sala.

Alguns modelos exigem a definição de um parâmetro relativo à presença de objetos no interior da sala. Para Pleeck & De Geest [1995], isso dificulta o processo de modelagem, pois uma boa previsão desse parâmetro é difícil. Por outro lado, pode-se incluir a dispersão do som em equipamentos e obstáculos incluindo-os geometricamente no modelo. Esse procedimento, ainda segundo os autores citados, é aceitável por várias razões: o uso de CAD é muito eficiente, o

usuário mantém um bom sentimento com as atividades em modelagem e os resultados são do mesmo grau de qualidade que os baseados no modelo Ondet-Barbry.

Hodgson [1989] subdividiu o volume do galpão da fábrica em alguns volumes menores, cada qual assumindo uma densidade e um coeficiente de absorção dos objetos.

O programa SOPRAN, baseado no método de simulação das partículas sonoras, SPSM, permite simular diretamente os efeitos de dispersão (procedimento estatístico estendido de Leschnik e Ondet). Para simular uma distribuição não homogênea dos objetos de espalhamento, a sala total pode ser subdividida em salas menores pela introdução de “paredes transparentes”, fronteiras de transição para as partículas em relação aos parâmetros de dispersão (densidade e coeficiente de absorção) [Stephenson, 1995].

Para um salão de máquinas, Hodgson [1989] escolheu a densidade e o coeficiente de absorção dos objetos por comparação das curvas de propagação sonora medida e prevista, variando esses parâmetros até obter o melhor ajuste.

Uma deficiência mantida nos métodos da AG é a incerteza de alguns parâmetros de entrada, por exemplo a densidade de objetos dispersores do som que são freqüentemente subestimados [Stephenson, 1995].

#### **4.1.5 - Absorção do meio de propagação do som**

Os métodos de previsão consideram a atenuação do som provocada pelo seu meio de propagação. Em geral trata-se de um valor de absorção do ar, dependente da temperatura e da umidade relativa.

As fontes de dados mais utilizadas pelos projetistas de programas de simulação acústica são:

1. Harris, C. M., Absorption of sound in air versus humidity and temperature, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 40, number 1, 1966: utilizado pelo programa RAYNOISE.
2. ISO 9613-1: utilizado pela recomendação alemã VDI 3760 (ver Tabela 4.1)

Tabela 4.1 - Absorção sonora no ar, em dB/100 m, a 20 °C e 60% de umidade relativa

fonte	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
RAYNOISE	0.0	0.1	0.1	0.2	0.6	1.8
VDI 3760	0.0386	0.123	0.279	0.48	0.925	2.54

Relaciona-se a Constante de Atenuação do Ar,  $m$ , em  $m^{-1}$  e a Absorção do Ar,  $D_L$ , em dB/m, conforme [VDI 3760, 1996]:

$$D_L = 4,343.m.r, \quad (4.2)$$

onde  $r$  é a distância percorrida pelo som.

O programa SOPRAN aceita um expoente de absorção do meio (por exemplo ar ou “audiência” de um auditório) para cada subdivisão da sala [Stephenson, 1995].

## 4.2 - Métodos de Cálculo

Os resultados das previsões serão mais exatos quanto mais as premissas do método empregado forem atendidas pela sala modelada.

### 4.2.1 - Equações do campo difuso

A determinação da propagação sonora para a condição de campo sonoro difuso é especialmente simples, pois os níveis podem ser calculados a partir de poucos parâmetros.

Segundo a recomendação VDI 3760 [1996], um campo sonoro pode ser aceito como difuso quando a relação entre a maior e a menor dimensões da sala não é maior do que 3 e:

- o coeficiente médio de absorção de todas as seis áreas de entorno não é maior do que 0,3 , ou



- há quantidade suficiente de objetos de dispersão sonora (por exemplo máquinas) no caso de grande diferença na absorção isolada das áreas de entorno da sala, como piso de concreto e forro acústico.

#### 4.2.2 - Método de fonte imagem especular

A recomendação alemã VDI 3760, para ambientes de trabalho, considera o método de fonte imagem especular com dispersão sonora nos objetos no interior da sala. O método é aplicável a salas retangulares ou aproximadas a retangulares. Baseia-se no modelo de reflexão sonora especular em todas as seis áreas de contorno da sala. A influência dos objetos apresenta-se estatisticamente distribuída. Com isso adotam-se duas suposições: distribuição homogênea dos materiais de absorção sonora nas respectivas áreas do contorno da sala e distribuição homogênea dos objetos na sala. O método de cálculo recomendado divide-se essencialmente em dois passos:

- (1) Cálculo analítico da densidade de energia sonora para fonte e receptor à distância  $r$ , em sala plana com densidade de objetos  $q$ ,
- (2) Emprego dos resultados do item (1), acima, em método de fonte imagem especular para salas retangulares.

#### 4.2.3 - Método de raios acústicos

Hodgson [1989] utilizou, com modificações, o método de raios acústicos desenvolvido pelo INRS na França, detalhes completos foram publicados por Ondet & Barbry [1989].

Stephenson [1996] desenvolveu um método puro de raios acústicos, que ele chamou de Método de Simulação da Partícula Sonora - SPSM, seguindo os princípios das simulações de Monte Carlo. Simulação de Monte Carlo é o nome dado à técnica de se tomar amostras aleatórias da distribuição de uma variável.

Dalenbäck [1993] usou um método de fonte imagem acrescido com reflexões difusas para calcular a parcela inicial da resposta impulsiva da sala, e um método de raios acústicos para a parcela tardia, combinando os benefícios de ambos os métodos. Segundo o autor o cálculo será preciso e razoavelmente rápido para a parcela inicial. Além disso, a natureza estatística dos raios acústicos é usada para obter uma boa e rápida estimativa da sobre da energia reverberante. Ainda segundo o autor, essa combinação de métodos gera bons resultados com comparativamente baixas ordens de reflexão e mantém a possibilidade de recalculá-lo rapidamente, inerente nos métodos de fonte imagem.

### **4.3 - Outros Tópicos**

#### **4.3.1 - Ruído de fundo**

Em ambientes industriais geralmente o ruído externo não interfere no NPS interno (pelo menos 10 dB acima do nível de ruído de fundo, NRF). Caso isso não ocorra, por exemplo em escritórios próximo a áreas fabris, o NRF deve ser somado ao NPS previsto pelo modelo como uma outra fonte. De forma aproximada, pode-se considerar um valor único por frequência para toda a sala ou então valores diferenciados em cada receptor. Para valores mais exatos, no entanto, deve-se considerar o ruído externo como uma fonte sonora localizada na superfície do entorno da sala por onde ele está penetrando (teto, janelas, aparelho de ar condicionado etc.), pois o NRF é alterado por mudanças no ambiente como o aumento da absorção.

#### **4.3.2 - Transmissão sonora**

A princípio, os métodos da acústica geométrica não consideram a parcela do som transmitida para fora da sala em estudo, mas apenas a absorção e a reflexão. Essa consideração é, em geral, perfeitamente aceitável para as construções normais, exceto para baixas frequências [Hodgson, 1988].

Uma parede, por exemplo, com Perda de Transmissão,  $PT$ , igual 30 dB isola 99,9 % da energia acústica, como pode ser visto pela fórmula [Gerges, 1992]:

$$PT = 10 \log \frac{1}{\tau} \text{ ou } \tau = \left( 10^{\frac{PT}{10}} \right)^{-1} \quad (4.3)$$

sendo  $\tau$  o coeficiente de transmissão sonora.

Dessa forma, a parede transmite 0,1% da energia incidente que, no entanto, é considerada no procedimento de absorção e reflexão.

Também tem sido pesquisado o uso da acústica geométrica para prever a transmissão sonora. O programa SOPRAN permite que se considere em suas simulações paredes parcialmente transparentes, isto é, com um coeficiente de transmissão sonora  $\tau$  [Stephenson, 1995].

O programa RAMSETE considera não somente a energia sonora refletida das superfícies, mas também a parcela que ultrapassa painéis com índice finito de redução sonora [Farina, 1995].

### 4.3.3 - Critérios de interrupção da simulação

A exatidão dos resultados de uma simulação depende da convergência dos cálculos. O método de fonte imagem necessita de um parâmetro de convergência enquanto que os métodos de raios acústicos necessitam de dois.

O programa RAYNOISE utiliza, como parâmetros de convergência, o número de raios,  $N$ , e a ordem de reflexão,  $R$ . Teoricamente, se a frente de onda sonora pode ser bem reconstruída pelos feixes de raios e nenhum fenômeno de estreitamento aparece durante a sua propagação, os resultados seriam iguais para diferentes números de raios. Mas, tanto o CBM quanto o TBM sofrem parcialmente de erros estatísticos devido ao estreitamento dos feixes de raios. Esses erros estão relacionados ao número de raios, à posição da fonte sonora e à forma da sala. A fim de se evitar um erro significativo, necessita-se de um grande número de raios. Mesmo aumentando o número de raios até o infinito não se assegura uma completa compensação desse erro [Meng, De Borger & Van Overmeire, 1995].

A ordem de reflexão é uma indicação da energia residual nos métodos de simulação. Quanto maior a ordem de reflexão, menos energia residual é desprezada. A convergência do algoritmo significa que a energia carregada pelos feixes de raios tenderia a zero. Em consequência disso, a energia total nos receptores tenderia a manter-se constante na continuação da propagação dos raios.

O algoritmo do programa RAYNOISE permite coletar a energia contida nos feixes de raios e não computada, por exemplo, por cessar-se a simulação na ordem de reflexão R. Então, essa energia é distribuída por todos os receptores baseando-se em equações emprestadas da acústica estatística. Obtém-se, assim, resultados mais precisos consumindo menos tempo de processamento, ou seja, convergência mais rápida [Pleeck & De Geest, 1995].

A recomendação VDI 3760 [1996] apresenta um critério de corte das contribuições de energia das fontes sonoras imagem. Trata-se de uma equação que determina a máxima ordem de reflexão, a partir do coeficiente médio de absorção e da escolha do erro máximo admissível para o nível de pressão sonora (equação I.16 do Anexo I).

#### **4.3.4 - Difração**

Uma deficiência sistemática dos métodos da acústica geométrica deve-se ao desprezar os efeitos de difração em objetos individuais, com as características angulares corretas. Apesar disso, os resultados computacionais, devido à alta difusão, são razoavelmente bons comparados com as medições [Stephenson, 1995].

O programa RAMSETE considera a difração das bordas livres de cada painel, localizadas automaticamente. Assim, barreiras internas e externas podem ser estudadas [Farina, 1995].

O programa RAYNOISE permite modelar o fenômeno de difração nas bordas de biombos e barreiras finas. Entre duas reflexões sucessivas de um raio, o programa verifica todos os receptores que não foram capturados, mas poderiam ter sido caso as superfícies dentro do ângulo sólido do feixe de raios fossem temporariamente transparentes. Para todos os receptores encontrados que atendem essa condição, é verificado se poderiam ser alcançados por uma borda

de difração. No entanto, somente percursos de difração de primeira ordem são considerados, ou seja, após a difração o raio desaparece. É de responsabilidade do usuário definir bordas de difração que são compatíveis com o método usado [RAYNOISE Manual, 1993].

**CAPÍTULO 5****ESTUDO DE CASO**

Este capítulo apresenta as previsões do NPS feitas através de três modelos para uma sala de concreto com objetos (móveis) e piso com revestimento absorvedor acústico. Para tanto, cada modelo foi calibrado através da comparação entre as curvas de propagação sonora medida e simulada.

**5.1 - Introdução**

Foram criados três modelos acústicos para uma sala mobiliada (Tabela 5.1) . Considerou-se as bandas de frequência de uma oitava entre 125 e 4000 Hz. Essa faixa engloba a maioria dos ruídos encontrados em fábricas e escritórios. As características acústicas das superfícies e das fontes sonoras foram obtidas através de ensaios em laboratório.

Tabela 5.1: Modelos de previsão utilizados

Modelo	Nome	Descrição
1	Difuso	equação do estado estacionário para campo difuso com absorção de Sabine
2	VDI	simulação em programa baseado no algoritmo de fonte imagem conforme a recomendação alemã VDI 3760
3	RAYNOISE	simulação no programa comercial RAYNOISE baseado em método híbrido de raios acústicos

Determinaram-se os coeficientes de absorção sonora de Sabine, pela norma ISO 354 em câmara reverberante e as potências sonoras das fontes pela norma ISO 3745 em câmara semi-anecóica.

Para cada modelo foi prevista a CPS a partir da fonte isotrópica F1. Então, os modelos foram calibrados através de alterações dos valores dos parâmetros de entrada. Esses novos valores permaneceram coerentes com o significado de cada parâmetro.

A calibração consistiu em comparar a CPS simulada com a CPS experimental. Inicialmente a comparação das curvas é feita visualmente, mas para curvas já próximas procura-se o menor valor do parâmetro  $Dif_m$ , após sucessivas simulações com as alterações dos valores dos parâmetros.

$Dif_m$  é a média da diferença absoluta entre os valores previstos e medidos.

Foram, então, previstos os valores de  $NPS$  em 5 pontos da sala com as fontes sonoras F1 e F2 operando simultaneamente (Figura 5.1). Os resultados de cada modelo foram, por fim, comparados com os níveis obtidos por medição.

## 5.2 - Sala em Estudo

Como sala de estudos foi utilizada a câmara reverberante do LVA, Laboratório de Vibrações e Acústica do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Embora seja um ambiente de laboratório, a sala utilizada não apresenta características acústicas diferentes de uma sala comum, a não ser pelo elevado poder de isolamento acústico das paredes e porta.

Trata-se de uma sala de base quadrada de largura e comprimento de 7,39m e altura de 2,63m, portanto, área total interna,  $S$ , de 187 m<sup>2</sup>. As paredes opostas, inclusive piso e teto, são paralelas. As arestas apresentam ângulos de 90°. As superfícies da sala são de concreto. A sala possui apenas uma porta de 2,24 m de altura e 2,0 m de largura, com os batentes revestidos com borracha para diminuir vazamentos acústicos. Trata-se de uma porta de ferro dupla com recheio de espuma de poliuretano.

Estas dimensões conferem à câmara um volume de 143,6 m<sup>3</sup>.

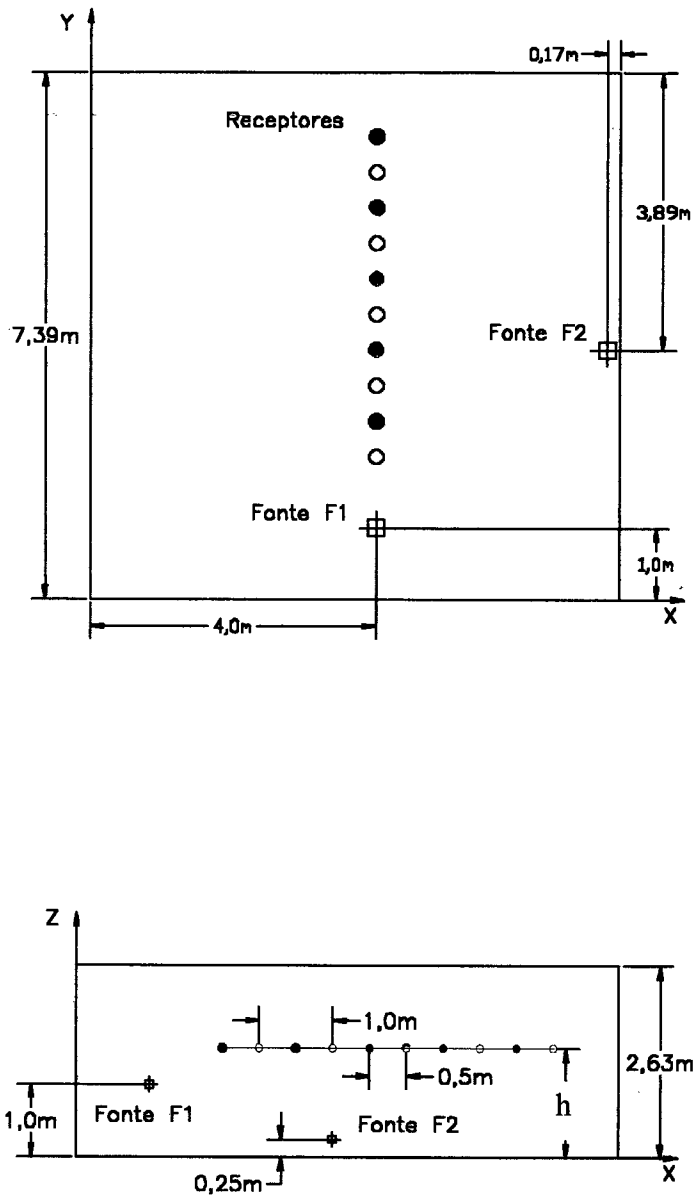


Figura 5.1: Diagrama em planta e corte da sala em estudo com indicações das fontes F1 e F2 (altura  $h = 1,0$  m para a calibração e altura  $h = 1,5$  m para a previsão do NPS com duas fontes).



O piso da sala foi coberto com espuma de significativa absorção sonora. Mesas, cadeiras e biombo de madeira foram dispostos sobre o piso. Esses objetos foram considerados como planos de área total,  $S_s$ , de  $26 \text{ m}^2$  (Figura 5.2).

### 5.3 - Ensaio Experimentais

As medições foram realizadas em temperatura de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  e umidade relativa de 60 %, em média.

#### 5.3.1 - Determinação experimental dos coeficientes de absorção sonora

A norma ISO 354 especifica um método para medição dos coeficientes de absorção sonora de materiais acústicos em sala reverberante. Os resultados assim obtidos podem ser usados nos cálculos em projetos de controle de ruído.

Utilizou-se a câmara reverberante do LVA (detalhes desta no item 5.2). Para aumentar a difusão do campo acústico, foram colocados painéis de compensado de madeira inclinados junto às paredes (total de  $26 \text{ m}^2$  de painéis). A localização e quantidade dos painéis foram definidos de acordo com o procedimento contido no Anexo A da ISO 354 - Difusão do Campo Sonoro em Sala Reverberante - (detalhes no Anexo IV).

O piso absorvedor foi constituído de cinco tipos de materiais distintos, todos à base de espuma. Os coeficientes de absorção de cada um deles foram determinados. Obteve-se, então o coeficiente médio de absorção do piso para cada frequência. Os coeficientes médios das paredes laterais e do teto foram determinados através do ensaio com a sala sem amostra (Tabela 5.2).

Tabela 5.2: Coeficientes médios de absorção determinados em sala reverberante

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$\alpha$ piso ( $\text{m}^2$ )	0,12	0,30	0,55	0,75	0,76	0,75
$\alpha$ paredes ( $\text{m}^2$ )	0,006	0,009	0,015	0,018	0,024	0,035

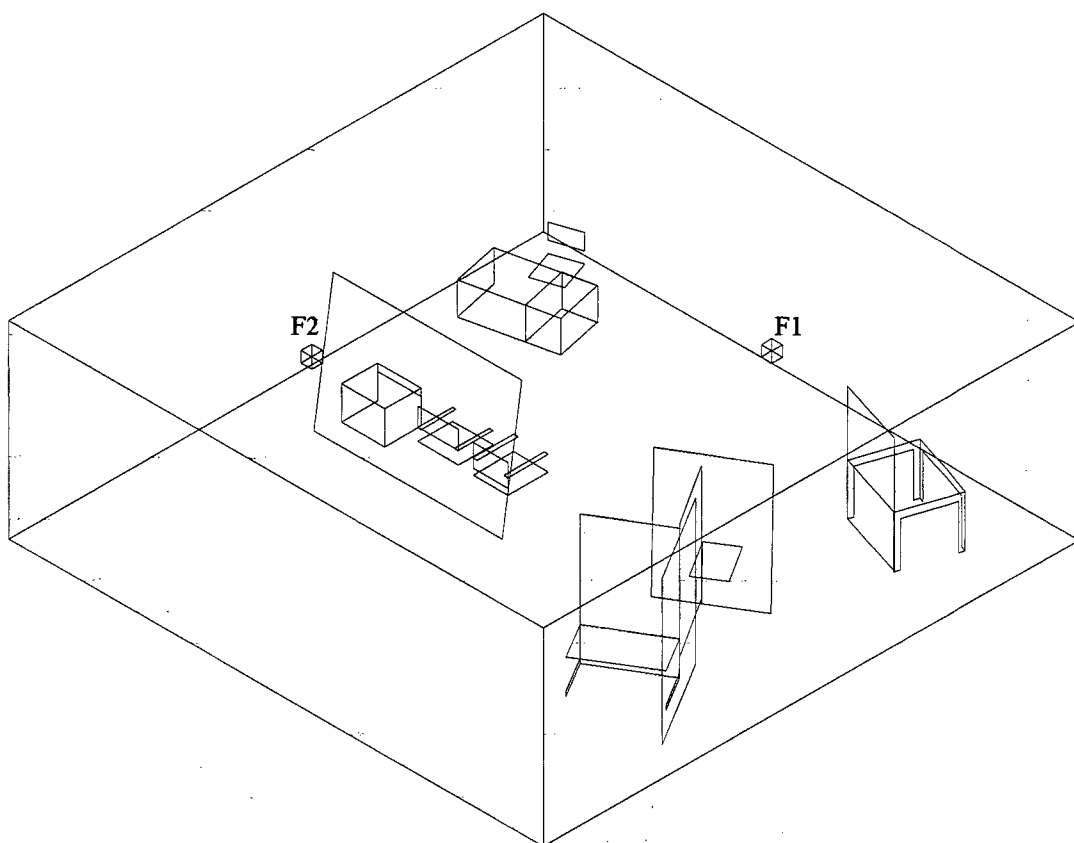


Figura 5.2: Desenho da sala em estudo com os objetos e as fontes F1 e F2.

### 5.3.2 - Determinação experimental dos níveis de potência sonora

A série de normas ISO 3740 descreve os métodos para a determinação do NWS de máquinas e equipamentos em diferentes tipos de campo sonoro. A seleção de uma das normas da série depende principalmente da finalidade dos resultados obtidos, da disponibilidade de instalações e das características de mobilidade da fonte a ser testada.

Utilizou-se a norma ISO 3745 (Métodos de precisão para salas anecóicas e semi-anecóicas) para ensaiar as fontes F1 e F2. O método escolhido atende nossos requisitos: fonte pequena e móvel, ruído estacionário, procedimento de precisão, uso dos dados obtidos para a previsão do NPS em bandas de oitava e, finalmente, pela disponibilidade da câmara semi-anecóica do Laboratório de Vibrações e Acústica do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Trata-se de uma câmara de 100 m<sup>3</sup> de volume interno e com revestimento de paredes e teto de cunhas de espuma de poliuretano com 0,90 m de espessura.

Para realização do ensaio foram utilizados os seguintes equipamentos:

- (1) microfone B&K tipo 4165;
- (2) pré-amplificador B&K tipo 2619;
- (3) analisador digital de sinais B&K tipo 2144.

A Tabela 5.3 apresenta o NWS, valores em bandas de frequência de uma oitava, das fontes F1 e F2 conforme ensaio. Também são apresentados o NWS da fonte B&K tipo 4204 conforme catálogo do fabricante e a incerteza em determinar o NWS de fontes em salas semi-anecóicas (desvio padrão do valor médio) conforme a norma ISO 3745-1977.

Como fonte F1 foi utilizada a fonte sonora isotrópica Brüel & Kjaer tipo 4241. Esta consiste de duas unidades: uma para altas frequências composta de doze alto-falantes dispostos em um dodecaedro e outra para baixas frequências (ressonador acústico constituído por um gabinete de madeira), esta última não utilizada em nossos ensaios. A fonte é isotrópica dentro de 3 dB para frequências de até 3000 Hz, segundo o catálogo do fabricante. Utilizou-se o Amplificador de Potência B&K 2706 (ruído branco, faixa de 100 a 10 KHz e atenuação de 20 dB) e o gerador de sinal tipo WB 1314 (atenuação de 5 dB).

Como fonte F2 foi utilizada a fonte sonora de referência Brüel & Kjaer tipo 4204 (ventilador centrífugo acionado por motor assíncrono). Segundo o catálogo do fabricante, a característica de direcionalidade da fonte no plano vertical varia menos que 6 dB e no plano horizontal menos que 0,2 dB, nas faixas de frequência de interesse desta pesquisa.

Os valores obtidos no ensaio experimental da fonte F2 foram comparados com os do catálogo do fabricante. As diferenças foram inferiores à incerteza do método para todas as faixas de frequência de interesse (Tabela 5.3).

Tabela 5.3: Níveis de potência sonora

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
NWS F1 (dB)	69,5	86,4	93,4	89,3	88,0	92,3
NWS F2 (dB)	84,1	85,4	85,5	90,2	89,7	86,1
NWS 4204 (dB)	83,7	84,9	84,9	89,5	89,0	87,0
Incerteza (dB)	1,5	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0

### 5.3.3 - Determinação da curva de propagação sonora experimental

Medições do nível de pressão sonora foram realizadas para a confecção da curva de propagação sonora (Figura 5.3).

Com o apoio de uma banquetta de madeira, posicionou-se a fonte F1, considerada pontual, com o seu centro geométrico a uma altura de 1,0 m do piso, a 1,0 m de uma parede e a 4,0 m de outra parede perpendicular (Figura 5.1, página 37).

Os pontos de recepção foram localizados em uma linha de altura  $h = 1,0$  m, paralela às paredes laterais e ao piso, a partir da fonte F1. Foram tomados pontos a cada 0,5m, distanciados da fonte F1 de 1,0 m até 5,5 m, totalizando 10 pontos (Figura 5.1, página 37).



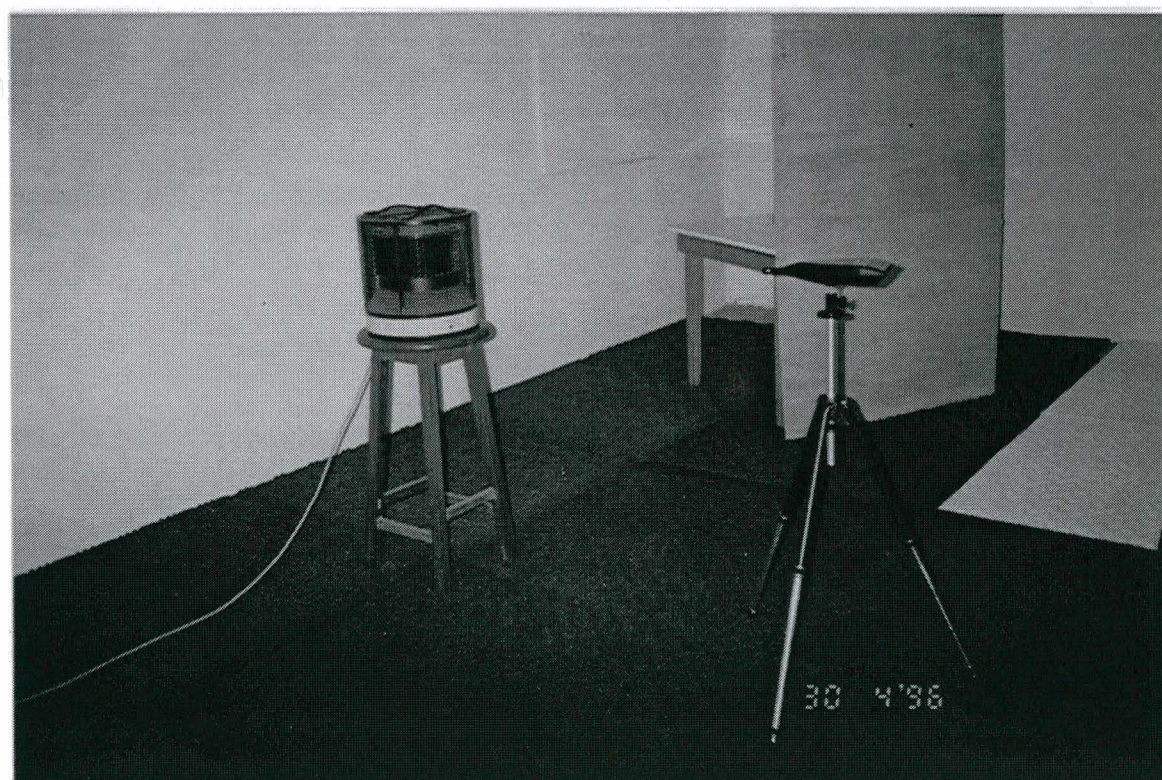
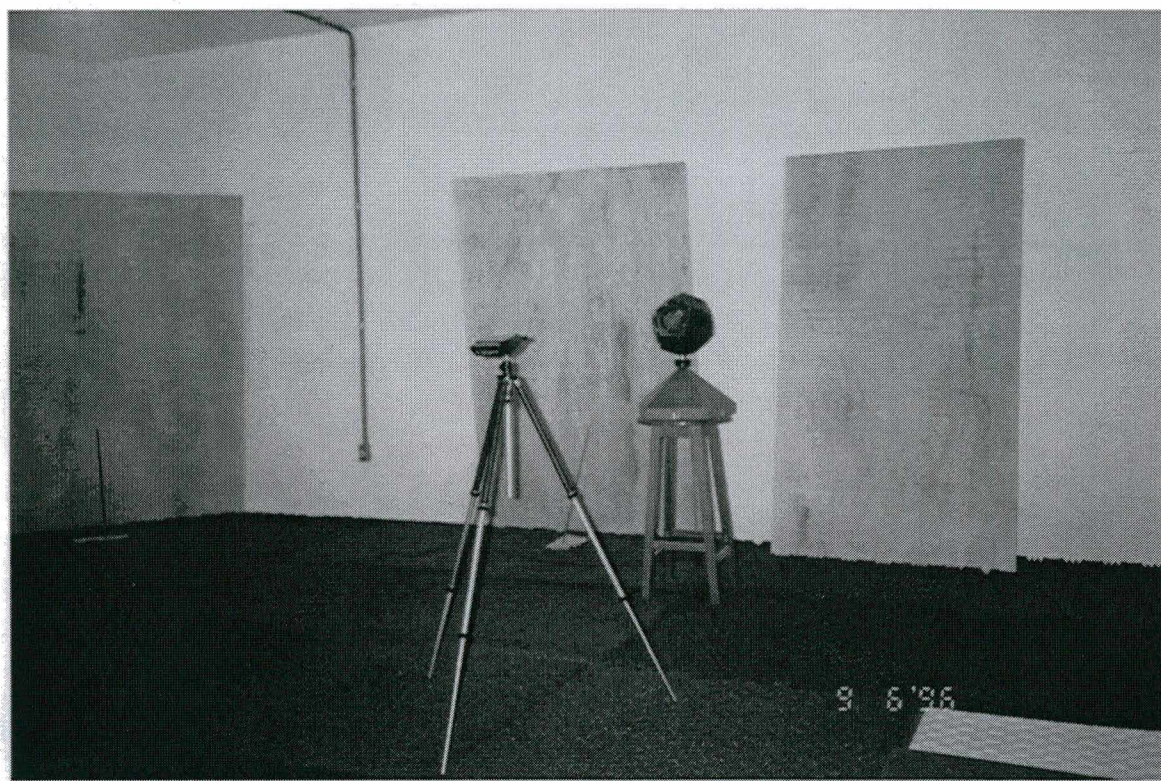


Figura 5.3: Fontes F1 (acima) e F2 (abaixo) e medidor de nível sonoro na sala em estudo.



Utilizaram-se os seguintes equipamentos:

- (1) Fonte: F1 (B&K tipo 4241 conforme descrito no item 5.3.2);
- (2) Receptor: Medidor de Nível de Pressão Sonora de Precisão com Integração Brüel & Kjaer tipo 2236, medidor tipo 1 de acordo com IEC 651-1979, segundo o manual do fabricante.

O medidor sonoro foi posicionado em um tripé e a leitura feita individualmente para cada ponto e frequência. Os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 5.4.

#### **5.3.4 - Medição do nível de pressão sonora**

Para a medição dos níveis de pressão sonora com duas fontes, partiu-se das mesmas condições do ensaio para determinação da CPS. Acrescentou-se, então, a fonte F2 colocada sobre o piso, junto a uma das paredes e próximo do centro dessa aresta. Como a fonte F1, a fonte F2 também foi considerada pontual e posicionada no seu centro geométrico. Com as duas fontes em funcionamento, foram medidos, então, os valores de *NPS* em uma linha paralela às paredes laterais e ao piso, partindo da fonte F1. Os pontos, na altura  $h = 1,5$  m, foram espaçados a cada 1,0m, totalizando 5 receptores (Figura 5.1, página 37).

Também foi utilizado o medidor de nível de pressão sonora Brüel & Kjaer tipo 2236.

#### **5.4 - Construção dos Modelos de Simulação**

Foram criados três modelos para a previsão do *NPS* da sala em estudo com duas fontes sonoras, cada um deles passando antes por um processo de calibração dos parâmetros de entrada.

Alguns valores dos parâmetros de entrada foram comuns para todos os modelos na previsão inicial.

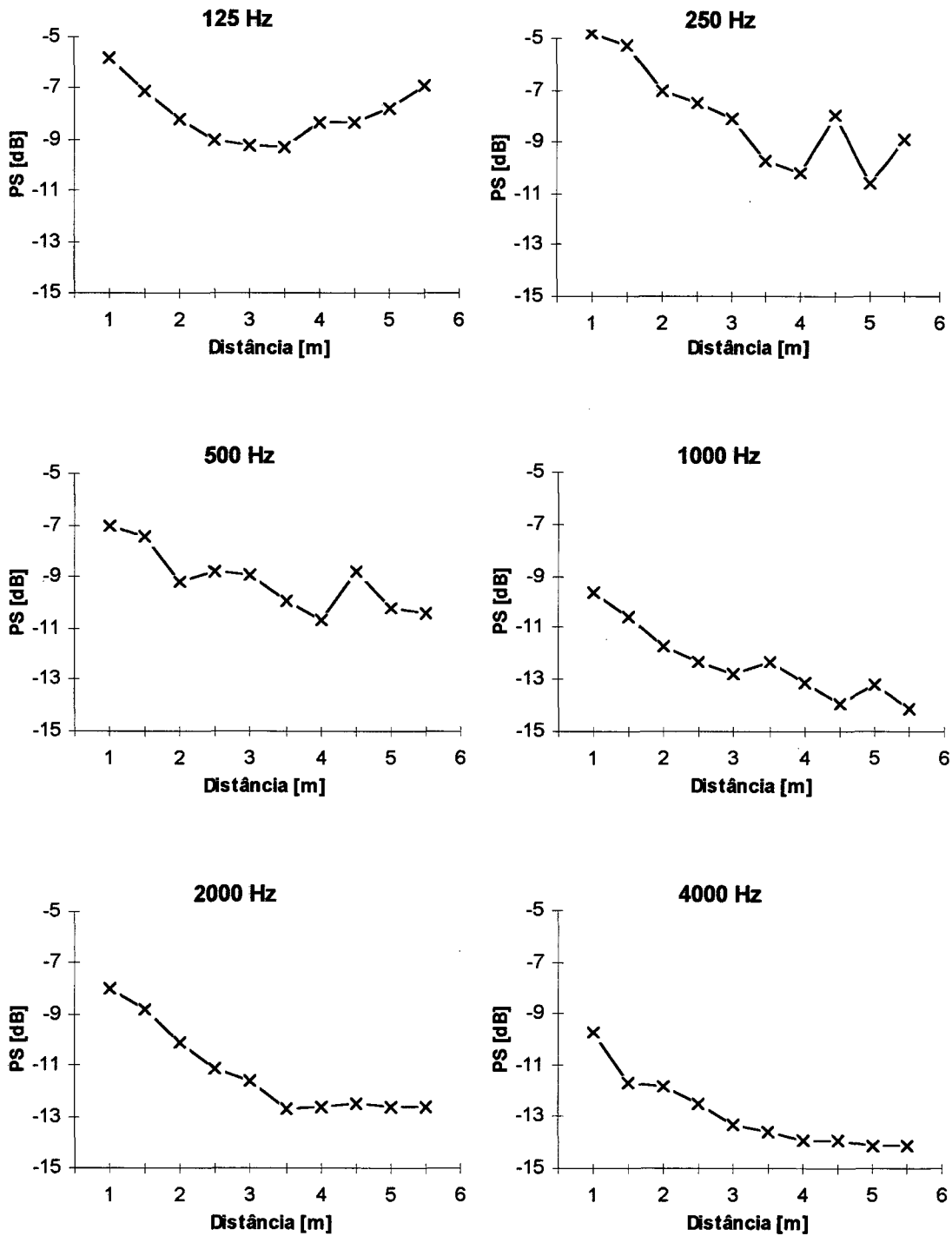


Figura 5.4: CPS experimental da sala em estudo por faixa de frequência.

Utilizaram-se os resultados das medições do *NWS* das fontes F1 e F2 (ver 5.3.2). Estas foram localizadas nos seus respectivos centros geométricos e consideradas pontuais e não direcionais, exceto a fonte F2 no modelo difuso.

Para os coeficientes de absorção das superfícies do envoltório, adotaram-se os coeficientes de Sabine conforme medição (ver 5.3.1). Para os objetos, foram atribuídos os valores recomendados na VDI 3760 (Tabela 5.4).

Considerou-se, para os três modelos, o ruído de fundo suficientemente baixo e o ar a 20 °C como meio de propagação. Desprezou-se a presença de uma pessoa realizando as medições.

A presença de objetos implica também no aparecimento dos fenômenos de difração e transmissão sonora. Quanto ao primeiro, pode-se diminuir o erro causado por seu efeito com o aumento do número de raios ou de fontes imagem, nos métodos baseados na acústica geométrica. Quanto à transmissão, sua influência torna-se importante em barreiras de baixo poder de isolamento. Em nossos modelos, nenhum dos dois fenômenos foi considerado.

Alguns parâmetros específicos de cada modelo foram adotadas conforme apresentado nos próximos itens.

Tabela 5.4: Coeficientes de absorção,  $\alpha_s$ , dos objetos de madeira utilizados para os três modelos

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$\alpha_s$ (m <sup>2</sup> )	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12

### 5.4.1 - Modelo Difuso

Os cálculos foram realizados através da equação do estado estacionário para o campo difuso.

Utilizou-se a absorção de Sabine com  $\alpha_m$  determinado a partir da absorção das seis paredes e dos objetos. Desprezou-se o termo  $(I-\alpha)$  e a absorção do ar. Resumindo:



$$NPS(r) = NWS + 10 \log \left[ \frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{S\alpha_m} \right] \quad (5.1)$$

$$\alpha_m = \frac{\sum_i \alpha_i S_i + \alpha_s S_s}{S} \quad (5.2)$$

onde o índice  $i$  representa cada parede de coeficiente de absorção  $\alpha_i$  e área  $S_i$ , totalizando a área do envoltório  $S$ , e  $\alpha_s$  e  $S_s$  representam o coeficiente e a área de todos os objetos.

Adotou-se a equação mais simples da teoria do campo difuso por ser esta, possivelmente, a de uso mais generalizado pelos profissionais da área para estimar os níveis sonoros em salas.

Os valores atribuídos aos coeficientes de absorção podem ser vistos na Tabela 5.6 (página 51).

Foi atribuído o valor  $D = 1$ , ou seja  $\phi = 4\pi$ , para a diretividade da fonte F1, posicionada distante pelo menos 1 m de cada uma das seis paredes. Para a fonte F2, posicionada em uma aresta, foi atribuído  $D = 4$ , ou  $\phi = \pi$ . Como F2 foi colocada sobre o piso de considerável absorção, seriam necessárias outras avaliações para determinar com maior exatidão o valor dessa diretividade. Teoricamente esse valor seria menor do que 4 para uma fonte não direcional, que não é o caso da fonte F2 como mencionado no item 5.3.2.

Para este modelo foi criada uma planilha de cálculos no programa Excel para Windows.

#### 5.4.2 - Modelo VDI

Utilizou-se o método de fonte imagem especular com distribuição homogênea dos objetos de dispersão do som, conforme VDI 3760. O algoritmo de cálculo se encontra no Anexo I.

Foram atribuídos os seguintes parâmetros de entrada:

1. Geometria: o algoritmo foi elaborado para salas retangulares de altura  $H$ , largura  $L$  e comprimento  $C$ .
2. Densidade de objetos,  $q$ : a recomendação VDI 3760 indica a fórmula de Kuttruff:

$$q = \frac{S_s}{4V} \quad (5.3)$$

A fórmula, que resulta no mesmo valor para qualquer frequência, é apenas uma aproximação. Adotou-se  $S_s$  como o somatório das superfícies de um dos lados dos objetos, considerados como planos (biombos, mesas e cadeiras).

3. Constante de atenuação do ar,  $m$ : conforme valores contidos na VDI 3760 (Tabela 5.5). Esse parâmetro não foi alterado na calibração do modelo.

Tabela 5.5: Constantes de atenuação do ar utilizadas no modelo VDI

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$m \text{ (m}^{-1}\text{) vdi}$	0.000089	0.000286	0.000649	0.001116	0.0021	0.005907

Para este modelo foram criados programas na linguagem FORTRAN (Anexo II).

Como critério de corte da simulação, deixou-se um erro máximo de 0,05 dB, que é garantido por uma ordem de reflexão máxima  $NO$  conforme a equação I.13 do Anexo I. Embora a VDI recomende 0,5 dB como suficiente, a convergência das simulações só aconteceu com o valor de 0,05 dB de erro máximo.

### 5.4.3 - Modelo RAYNOISE

Utilizou-se o programa comercial RAYNOISE, versão 2.1a, baseado no método híbrido de raios acústicos. Dentro das opções da forma do feixe de raios, entre cones e pirâmides, escolheu-se o método dos raios cônicos.

Também escolheu-se a opção MAPPING, em que uma superfície de recepção dos raios é definida para a computação da energia sonora. Nessa opção apenas uma medida é empregada para se abandonar ou não um feixe de raios, a ordem de reflexão.

Foram atribuídos os seguintes parâmetros de entrada:

- (1) Geometria da sala e dos objetos: através do AutoCAD 12 (Anexo III);
- (2) Constante de atenuação do ar,  $m$ : conforme valores contidos no programa RAYNOISE, em temperatura de 20 °C e umidade relativa de 60 % (Tabela 4.1, página 31). Este parâmetro não foi alterado na calibração;
- (3) Tipo do feixe de raios: cônicos (CBM);
- (4) Convergência: Foram realizadas simulações alterando-se os seguintes parâmetros até a estabilização dos níveis:
  - Número de raios: 50 000;
  - Ordem de reflexão: 30.

Utilizou-se o recurso do programa de divisão estatística da sobra de energia após a última reflexão considerada (*reverberation tail*). A convergência com o uso desse recurso acontece de forma sensivelmente mais rápida. No entanto, pode apresentar resultados não exatos para número insuficiente de raios.

A convergência foi acompanhada através da observação dos *NPS* nas frequências de 125 Hz e 2000 Hz, pois estas apresentam os extremos em termos de coeficientes médios de absorção das paredes. A convergência foi mais rápida para 125 Hz. A princípio pode parecer incoerente pois nessa faixa de frequência há menor absorção média e portanto menor perda de energia durante o percurso dos raios. No entanto, o que aparentemente mais influenciou foi a maior homogeneidade de distribuição da absorção pela sala nessa faixa de frequência.

## 5.5 - Calibração dos Modelos

As CPS resultantes dos modelos iniciais apresentaram diferenças significativas em relação à CPS experimental na maioria das frequências. Alterações dos parâmetros de entrada, dentro dos seus limites, e o respectivo acompanhamento das CPS resultaram em curvas melhor ajustadas. Foram obtidas, assim, curvas com valores menores de  $Dif_m$ , a média da diferença numérica absoluta entre os valores da propagação sonora prevista e medida nos dez pontos de recepção.

Valores não esperados dos parâmetros ajustados podem ser decorrentes de determinações imprecisas do *NWS*.

### 5.5.1 - Calibração do modelo Difuso

A propagação sonora foi superestimada nas previsões com este modelo em todas as frequências. Assim, foram feitas novos cálculos, aumentando-se os coeficientes de absorção, para aproximar a CPS calculada da CPS medida (Tabela 5.6 e Figura 5.5).

Tabela 5.6: Parâmetros iniciais e ajustados do modelo Difuso

Modelo difuso	Parâmetro	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$\alpha_{\text{objetos}} (m^2)$	inicial	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12
$\alpha_{\text{objetos}} (m^2)$	ajustado	0,10	0,08	0,09	0,18	0,10	0,23
$\alpha_{\text{paredes}} (m^2)$	inicial	0,006	0,009	0,015	0,018	0,024	0,035
$\alpha_{\text{paredes}} (m^2)$	ajustado	0,031	0,032	0,025	0,23	0,09	0,35
$\alpha_{\text{piso}} (m^2)$	inicial	0,12	0,30	0,55	0,75	0,76	0,75
$\alpha_{\text{piso}} (m^2)$	ajustado	0,38	0,39	0,60	0,99	0,95	0,99
$\alpha_{\text{médio}} (m^2)$	inicial	0,05	0,11	0,18	0,24	0,25	0,26
$\alpha_{\text{médio}} (m^2)$	ajustado	0,15	0,15	0,21	0,48	0,36	0,57
$Dif_m$ (dB)	inicial	4,4	1,8	0,7	2,5	1,4	2,8
$Dif_m$ (dB)	ajustado	0,7	1,2	0,6	0,4	0,7	0,3

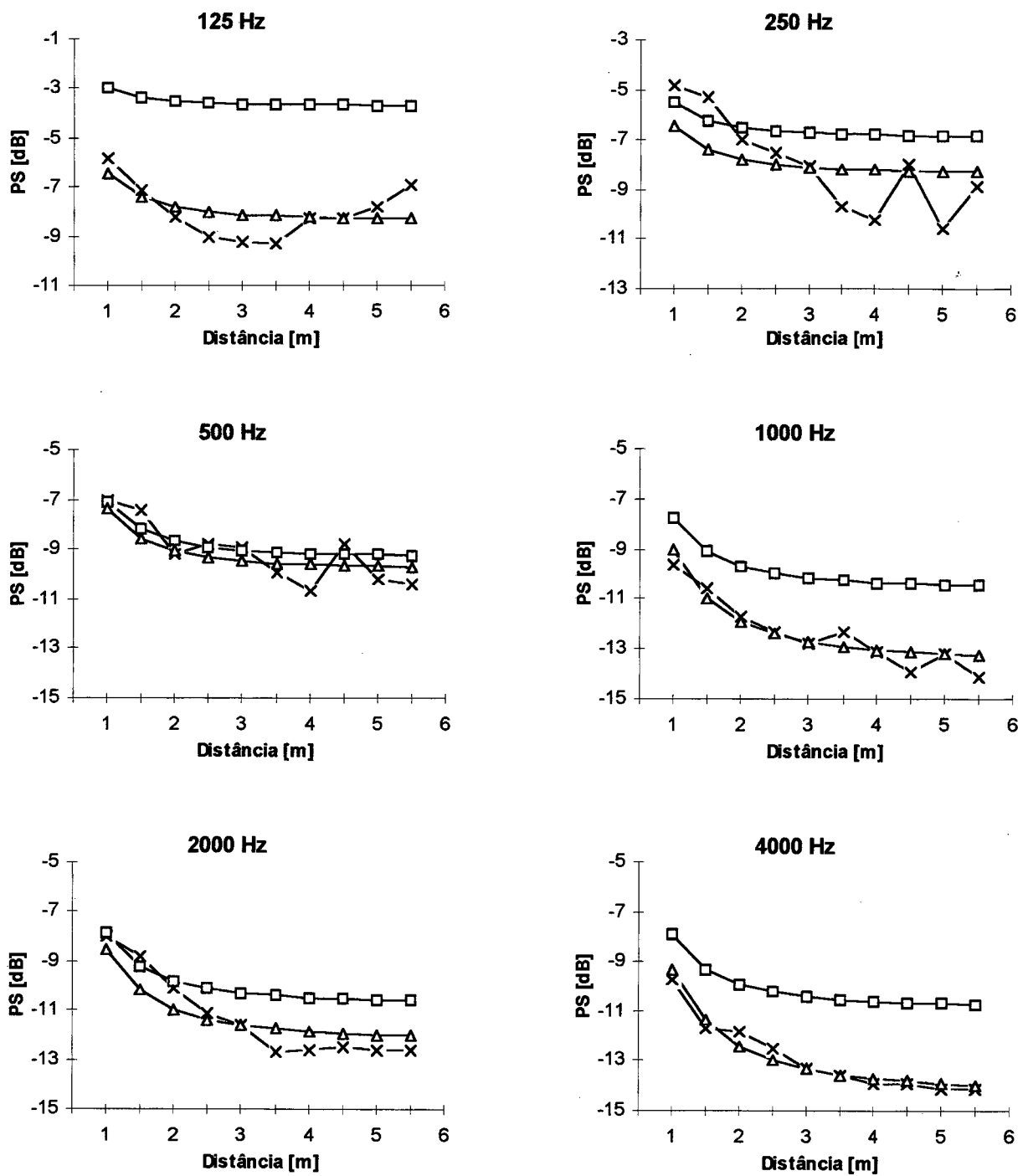


Figura 5.5: CPS experimental (x), inicial (□) e ajustada (Δ) do modelo Difuso.

### 5.5.2 - Calibração do modelo VDI

As curvas de propagação sonora também se apresentaram inicialmente superestimadas. Foram feitas, então, novas simulações com valores maiores da densidade de objetos  $q$  e dos coeficientes de absorção, para diminuir a propagação sonora (Tabela 5.7 e Figura 5.6).

Tabela 5.7: Parâmetros iniciais e ajustados do modelo VDI

modelo VDI	Parâmetro	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$q$ ( $m^{-1}$ )	inicial	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045
$q$ ( $m^{-1}$ )	ajustado	0,18	0,12	0,09	0,10	0,09	0,12
$\alpha_{\text{objetos}}$ ( $m^2$ )	inicial	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12
$\alpha_{\text{objetos}}$ ( $m^2$ )	ajustado	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12
$\alpha_{\text{paredes}}$ ( $m^2$ )	inicial	0,006	0,009	0,015	0,018	0,024	0,035
$\alpha_{\text{paredes}}$ ( $m^2$ )	ajustado	0,01	0,02	0,02	0,03	0,035	0,045
$\alpha_{\text{pisso}}$ ( $m^2$ )	inicial	0,12	0,30	0,55	0,75	0,76	0,75
$\alpha_{\text{pisso}}$ ( $m^2$ )	ajustado	0,32	0,40	0,60	0,99	0,91	0,99
$Dif_m$ (dB)	inicial	5,3	2,5	1,5	3,5	2,2	3,5
$Dif_m$ (dB)	ajustado	0,89	0,92	0,46	0,66	0,27	0,62

As simulações, para a determinação da propagação sonora  $PS$  nos dez pontos da curva, usaram em torno de um a dois minutos de processamento de um computador Pentium 133 MHz.

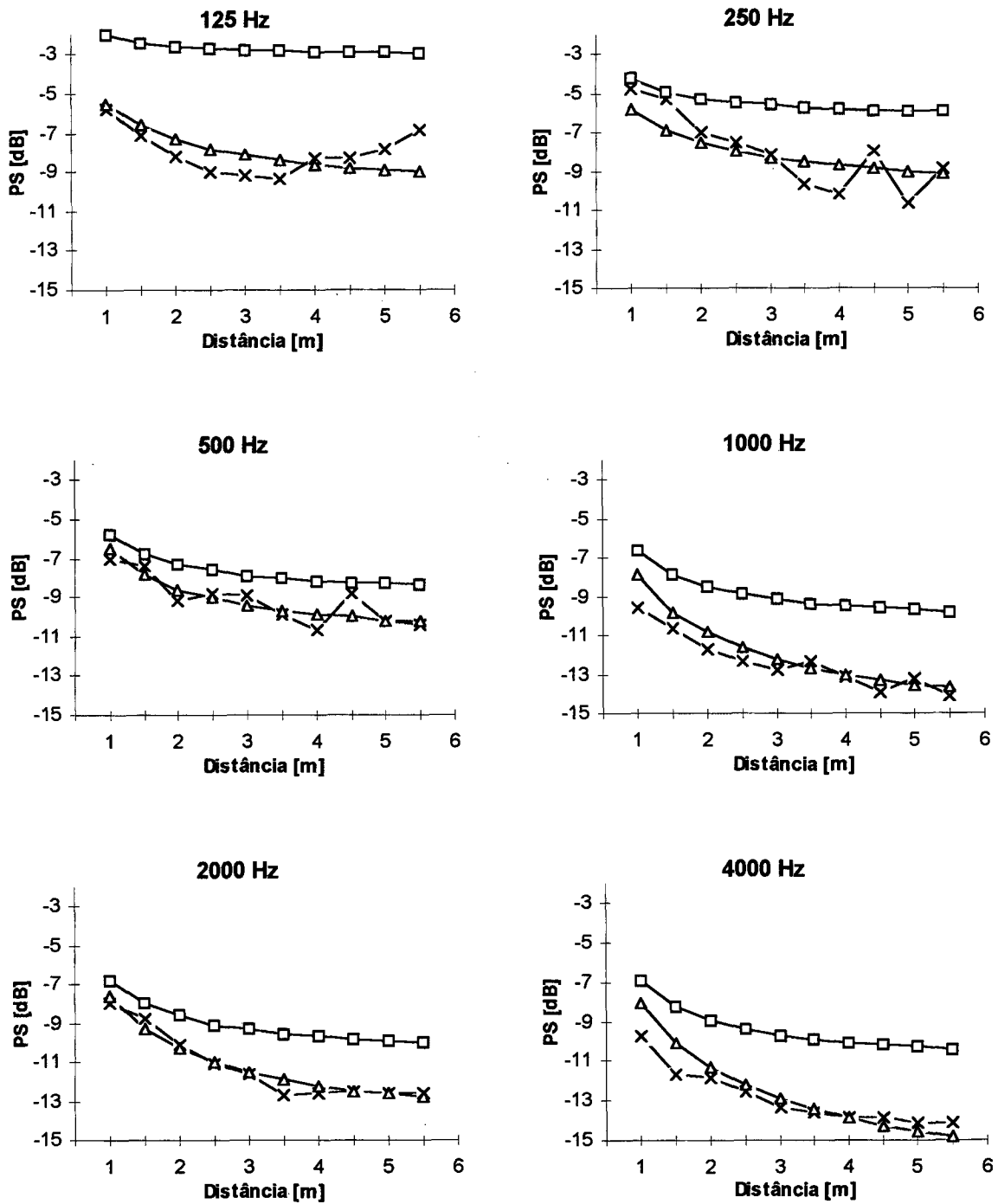


Figura 5.6: CPS experimental (x), inicial (□) e ajustada (Δ) do modelo VDI.

### 5.5.3 - Calibração do modelo RAYNOISE

Com exceção de 125 Hz, em que a curva apresentou-se nitidamente superestimada, a CPS prevista inicial já mostrou-se próxima da curva experimental nas outras faixas de frequência (Tabela 5.8 e Figura 5.7).

O tempo de processamento de uma simulação esteve em torno de 6 a 8 minutos em um computador Pentium 133 MHz.

Tabela 5.8: Parâmetros iniciais e ajustados do modelo RAYNOISE

mod RAYNOISE	Parâmetro	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$\alpha_{\text{objetos}} (m^2)$	inicial	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12
$\alpha_{\text{objetos}} (m^2)$	ajustado	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12
$\alpha_{\text{paredes}} (m^2)$	inicial	0,006	0,009	0,015	0,018	0,024	0,035
$\alpha_{\text{paredes}} (m^2)$	ajustado	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,08
$\alpha_{\text{piso}} (m^2)$	inicial	0,12	0,30	0,55	0,75	0,76	0,75
$\alpha_{\text{piso}} (m^2)$	ajustado	0,35	0,34	0,46	0,85	0,72	0,87
$Dif_m$ (dB)	inicial	3,54	1,08	0,79	1,06	0,35	0,81
$Dif_m$ (dB)	ajustado	0,98	0,86	0,47	0,61	0,33	0,60

### 5.5.4 - Comparação entre as CPS dos modelos

A CPS do modelo difuso estabiliza após o predomínio do campo reverberante enquanto que a curva dos outros modelos continua a decrescer, mesmo que levemente. Esses comportamentos, aliás, já eram esperados. A proximidade de uma parede nos pontos mais distantes da fonte não alterou essa tendência.



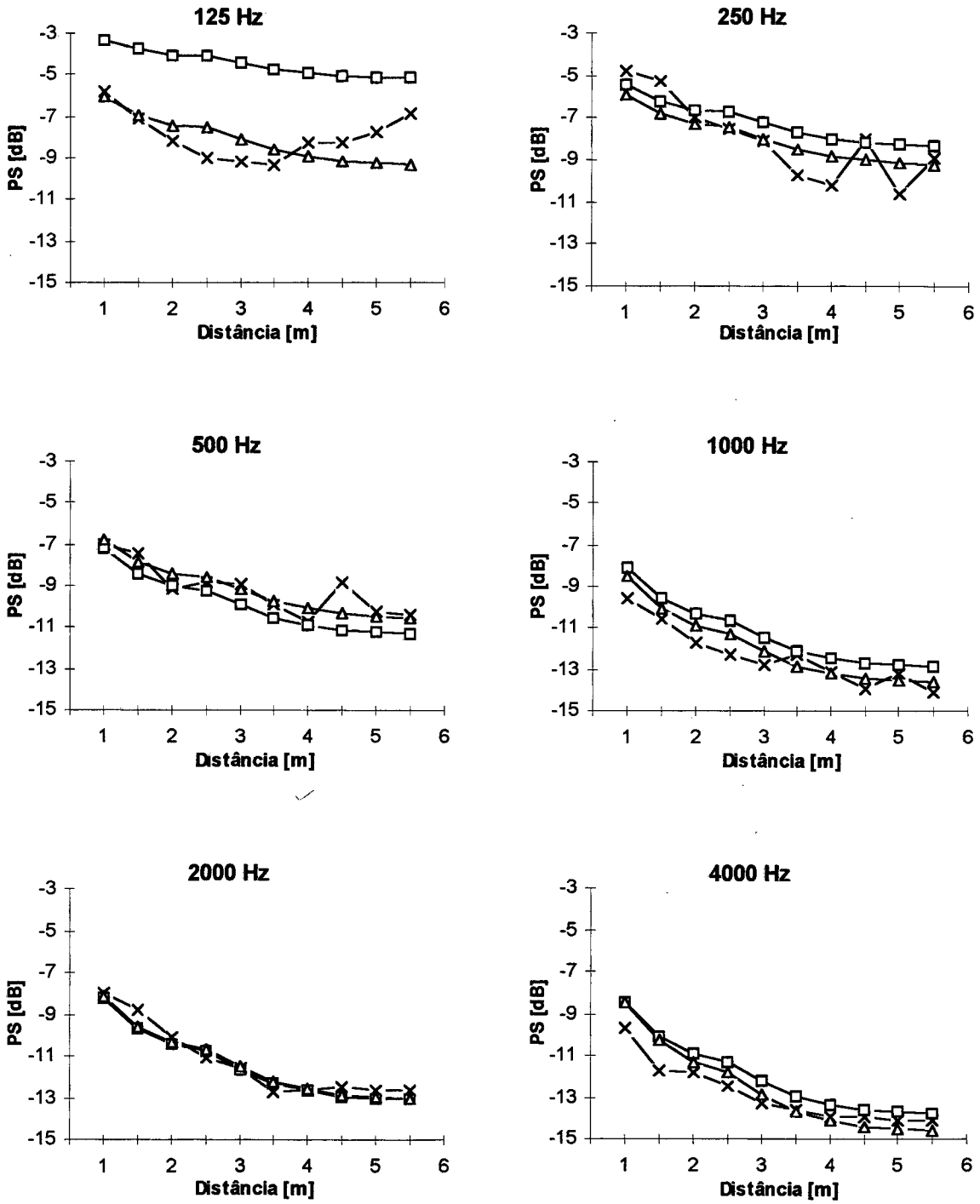


Figura 5.7: CPS experimental (x), inicial (□) e ajustada (Δ) do modelo RAYNOISE.

A alteração dos parâmetros de entrada muda a forma das curvas. Por exemplo, o acréscimo de absorção provoca o aumento da inclinação da CPS. Isso acontece, principalmente, afastado da fonte, onde aumenta a influência do ambiente na propagação sonora.

A diferença encontrada entre as curvas simuladas e medidas, quantificada pelo valor de  $Dif_m$ , se deve a formas de decaimentos ligeiramente diferentes e a não suavidade de algumas das curvas medidas, principalmente 250 e 500 Hz. A forma de banheira da CPS experimental, bastante acentuada em 125 Hz e aparente ligeiramente em 2000 Hz, também não foi obtida pelas simulações. Tais comportamentos, observados apenas nos resultados experimentais, devem ser conseqüências de efeitos modais, que não são considerados pela acústica geométrica nem pelas equações do campo difuso.

Quanto mais sofisticado o modelo mais recursos ele terá para sua calibração com menores valores de  $Dif_m$ . No entanto, exige com que o usuário tenha pleno conhecimento dos fenômenos acústicos envolvidos bem como das ferramentas numéricas utilizadas.

O modelo VDI foi o que previu a CPS mais distante da curva medida com os parâmetros de entrada iniciais. Isso ocorreu principalmente devido à estimativa inicial da densidade de objetos  $q$  feita através da equação (5.3). Como se tratam de objetos aproximadamente planos (mesas, cadeiras e biombos), a área  $S_S$  considerada foi a de apenas um dos lados. Os valores ajustados mostram, no entanto, que obtém-se resultados muito melhores quando consideram-se os dois lados dos objetos planos. De qualquer forma, alguns pesquisadores como Hodgson & Li [1996] têm sugerido fórmulas mais complexas para esse parâmetro.

Excetuando-se a frequência de 125 Hz, o modelo RAYNOISE fez previsões aceitáveis das CPS mesmo antes do ajuste, mas para todas as frequências as suas previsões iniciais foram as melhores entre os três modelos.

Após o ajuste, os modelos VDI e RAYNOISE apresentaram curvas essencialmente iguais, o que já se esperava pois ambos se baseiam na acústica geométrica, embora o modelo RAYNOISE possa considerar diferenças localizadas devido ao detalhamento da presença dos objetos. Mas os três modelos resultaram valores de  $Dif_m$  em uma mesma faixa, de 0,3 a 1,2 dB, embora o modelo

difuso presente em algumas bandas de frequência valores diferentes dos outros modelos. Os maiores valores de  $Dif_m$  se encontram nas frequências mais baixas (Tabela 5.9).

Tabela 5.9: Valores de  $Dif_m$  das CPS após o ajuste

$Dif_m$ (dB)	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
mod. Difuso	0,7	1,2	0,6	0,4	0,7	0,3
mod. VDI	0,9	0,9	0,5	0,7	0,3	0,6
mod. RAYNOISE	1,0	0,9	0,5	0,6	0,3	0,6

## 5.6 - Previsão dos Níveis de Pressão Sonora

De uma forma geral as previsões foram sensivelmente melhores após o ajuste dos parâmetros de entrada, o que pode ser visto através da obtenção de menores valores de  $Dif_m$ , a média da diferença numérica entre os  $NPS$  previstos e medidos nos 5 pontos de recepção.

### 5.6.1 - Cálculo através do modelo Difuso

Observa-se da Tabela 5.10 e Figura 5.8 que a previsão com os parâmetros ajustados resultaram em erros menores em todas as frequências consideradas.

Tabela 5.10: Valores de  $\alpha_m$  e  $Dif_m$  iniciais e ajustados do modelo Difuso

mod. Difuso	Parâmetro	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$\alpha_m$ (m <sup>2</sup> )	inicial	0,05	0,11	0,18	0,24	0,25	0,26
$\alpha_m$ (m <sup>2</sup> )	ajustado	0,15	0,15	0,21	0,48	0,36	0,57
$Dif_m$ (dB)	inicial	4,6	2,7	0,8	3,7	1,9	2,4
$Dif_m$ (dB)	ajustado	1,3	1,8	0,5	1,4	0,7	0,8

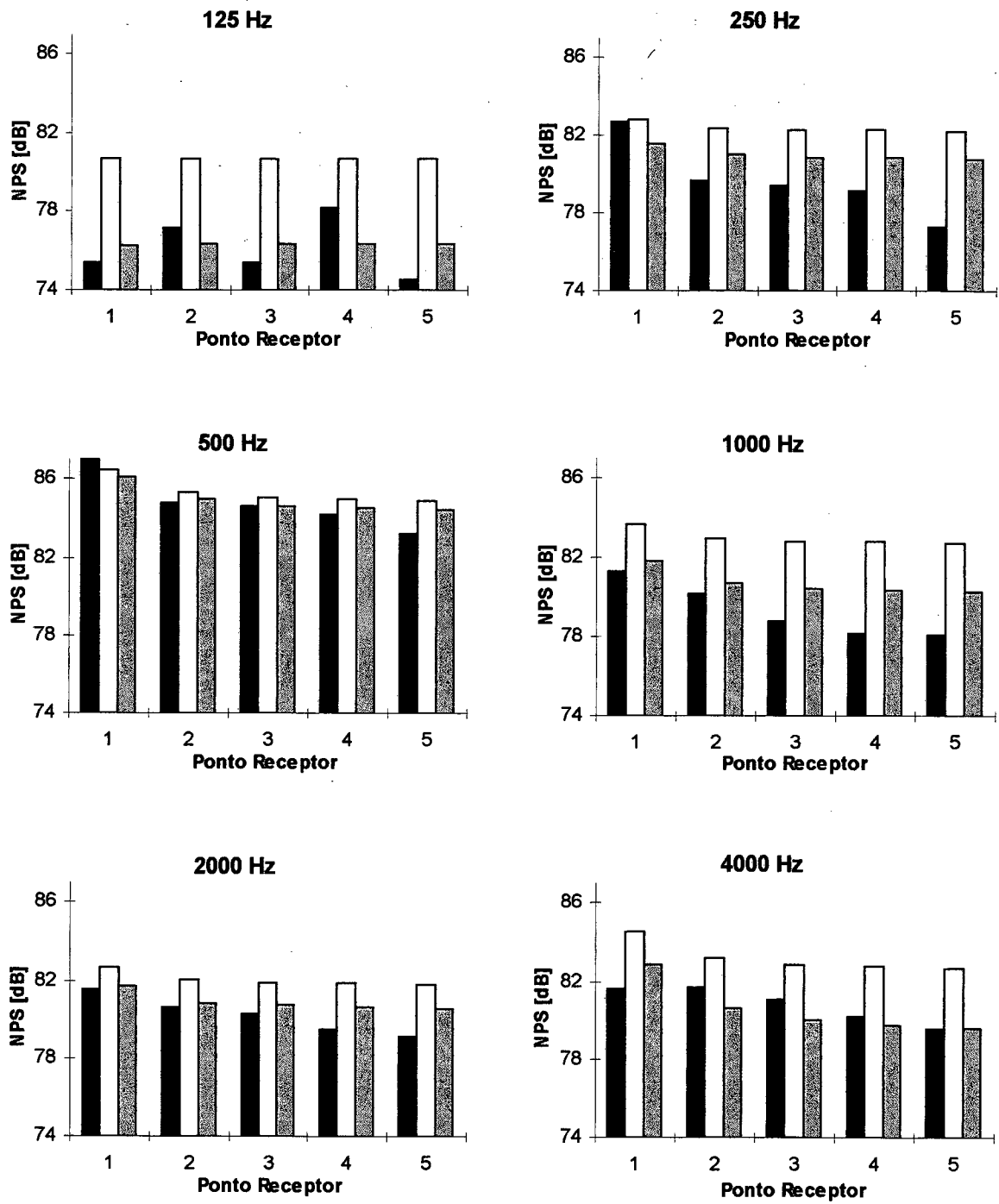


Figura 5.8: NPS experimental , inicial  e ajustado , modelo Difuso.

### 5.6.2 - Simulação numérica através do modelo VDI

As previsões que utilizaram os parâmetros ajustados resultaram, na média, em valores mais próximos dos experimentais em todas as frequências consideradas (Tabela 5.11 e Figura 5.9).

O tempo de processamento foi semelhante ao das simulações para se determinar as curvas de propagação sonora. Isso ocorreu, pois, apesar do aumento de uma fonte, o número de pontos diminuiu pela metade.

Tabela 5.11: Valores de  $Dif_m$  iniciais e ajustados do modelo VDI

modelo VDI	Parâmetro	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$Dif_m$ (dB)	inicial	5,3	3,6	1,3	3,9	1,9	2,5
$Dif_m$ (dB)	ajustado	1,2	1,4	0,3	1,4	0,2	1,0

### 5.6.3 - Simulação numérica através do modelo RAYNOISE

De 125 a 1000 Hz os valores do  $NPS$  foram melhor estimados após o ajuste. Na frequência de 2000 Hz o modelo inicial recebeu poucos ajustes, assim as previsões inicial e ajustada foram equivalentes. Em 4000 Hz o resultado após o ajuste foi menos exato mas, ainda assim, de valor semelhante ao de outras frequências. (Tabela 5.12 e Figura 5.10).

O tempo de processamento duplicou em relação às simulações para calibração do modelo. Isso ocorreu devido ao aumento de uma fonte.

Tabela 5.12: Valores de  $Dif_m$  iniciais e ajustados do modelo RAYNOISE, com desvio padrão

Mod RAYNOISE	Parâmetros	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
$Dif_m$ (dB)	iniciais	3,4±1,6	2,3±0,8	0,5±0,4	1,9±0,3	0,4±0,3	0,7±1,0
$Dif_m$ (dB)	ajustados	1,3±1,1	1,4±0,9	0,4±0,3	1,2±0,3	0,4±0,2	1,4±0,4

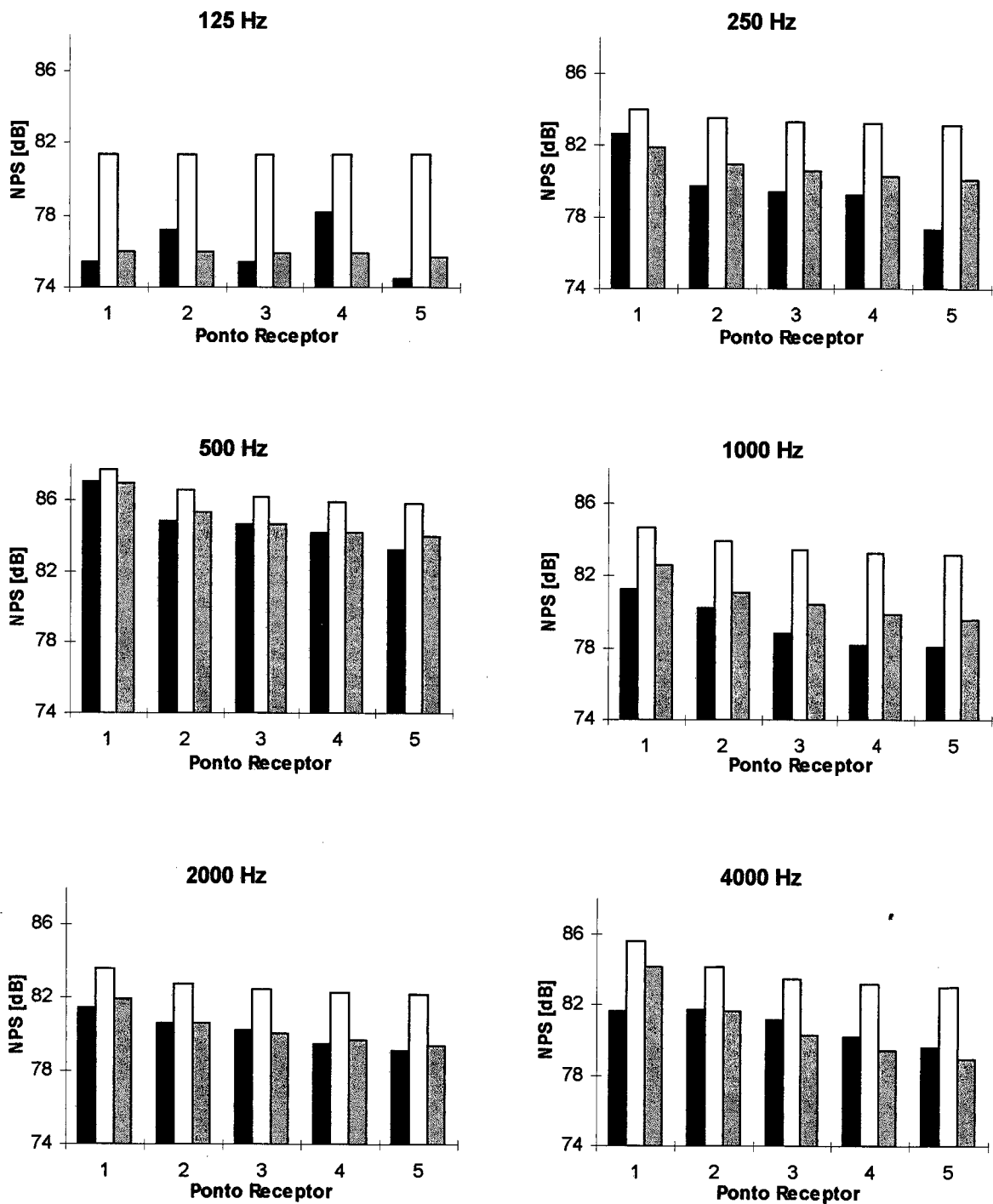


Figura 5.9: NPS experimental ■ , inicial □ e ajustado ■ , modelo VDI.

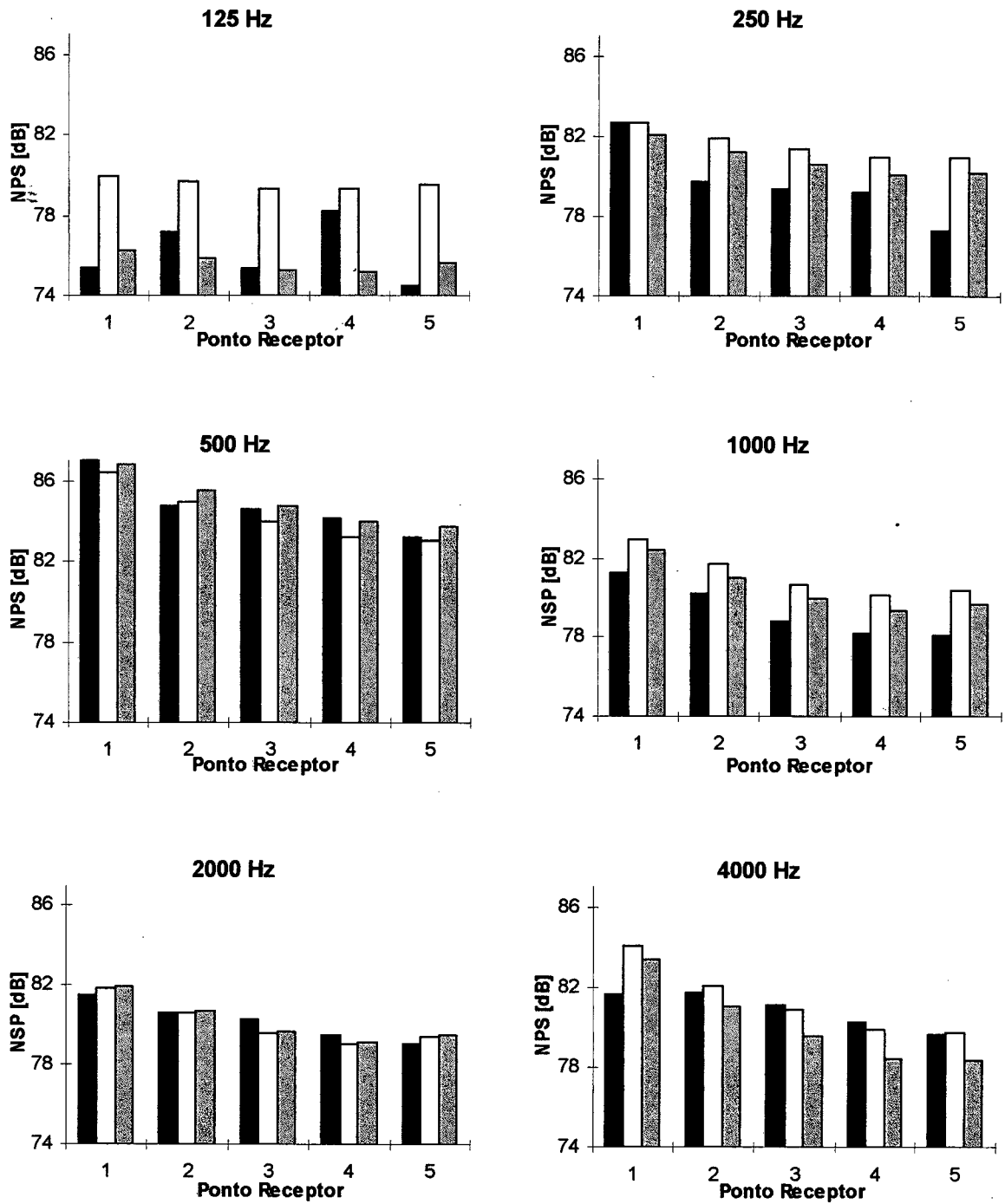


Figura 5.10: NPS experimental ■, inicial □ e ajustado ▨, modelo RAYNOISE.

### 5.6.4 - Comparação entre as previsões dos modelos

Os valores de  $Dif_m$  para a previsão do *NPS* (Figura 5.11) são maiores, de uma forma geral, do que aqueles encontrados para a confecção das respectivas *CPS*, pois com duas fontes sonoras aumentam as incertezas.

### 5.7 - Comparação entre os Modelos

Antes da calibração, o modelo RAYNOISE foi o que apresentou as previsões mais próximas dos resultados experimentais. Após a calibração, no entanto, a exatidão das previsões esteve, na média, próxima entre os três modelos.

A performance do modelo difuso foi semelhante a dos outros modelos considerados mais complexos (Figura 5.12). Esse resultado limita-se aos modelos confeccionados nesta pesquisa. Conclui-se, então, que o campo sonoro da sala em estudo não se afasta muito do campo difuso. Isso se deve à sala em estudo utilizada, de pequenas e proporcionais dimensões, além do que a presença dos objetos diminui a não homogeneidade de distribuição da absorção, concentrada no piso.

O modelo VDI foi o mais se beneficiou com a calibração experimental, especialmente em função das incertezas na estimativa do parâmetro densidade de objetos.

Antes da calibração experimental, o modelo Difuso superestimou os níveis sonoros, como já se esperava (ver item 3.2), pois não foi considerado o termo  $(1-\alpha)$  na expressão que determina o *NPS* (equação 5.1).



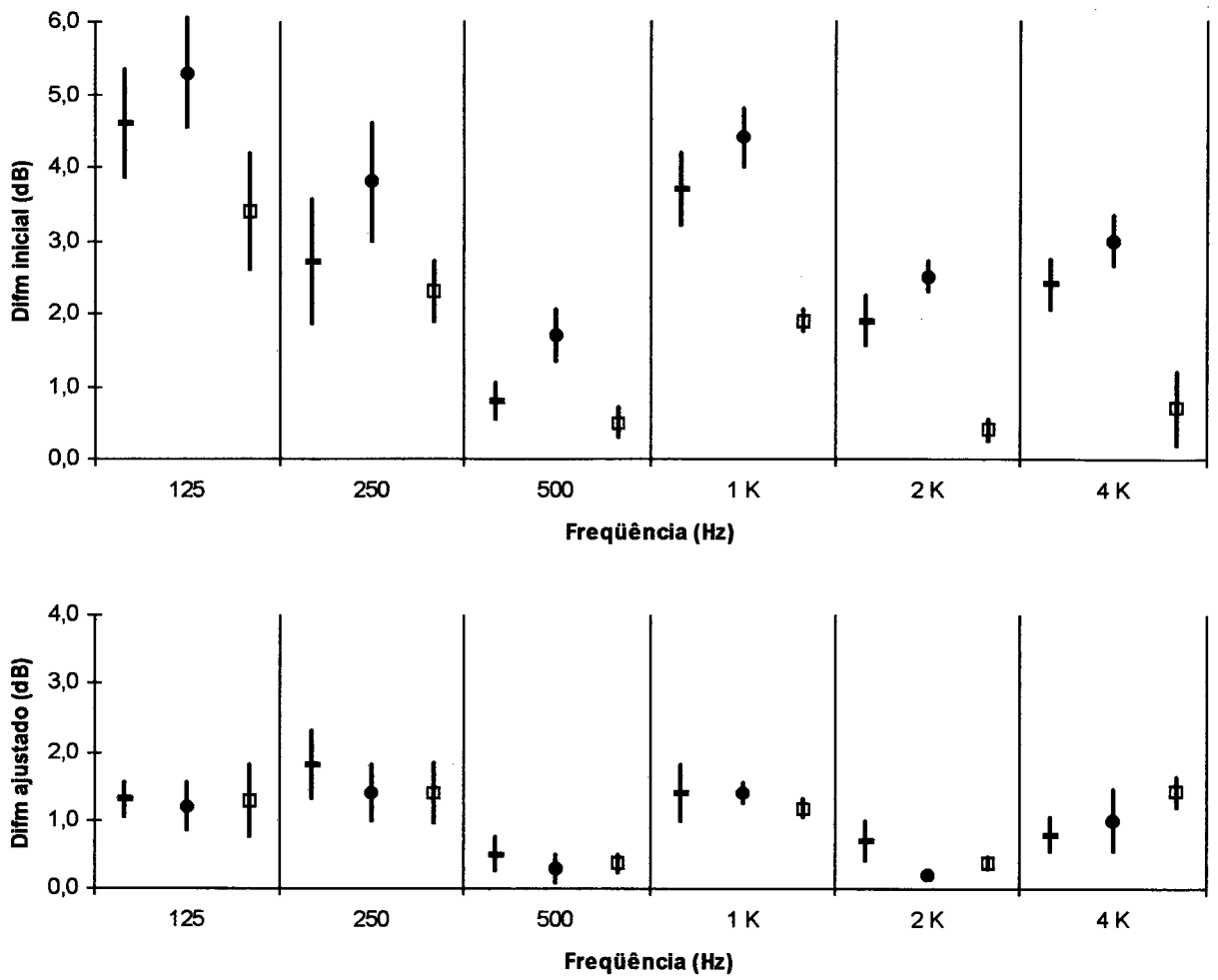


Figura 5.11: Valores de  $Dif_m$  inicial e ajustado, modelos Difuso (-), VDI (●) e RAYNOISE (□), com respectivos valores de desvio padrão.

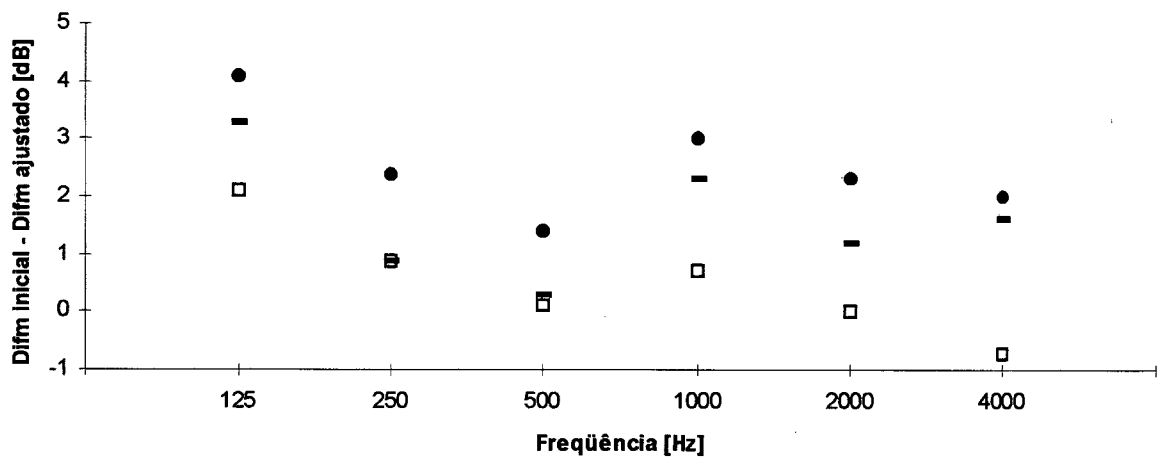


Figura 5.12: Diferenças entre  $Dif_m$  inicial e ajustado, mod. Difuso(-), VDI(●) e RAYNOISE(□)

## CAPÍTULO 6

## CONCLUSÕES

Os programas de simulação baseados na acústica geométrica são poderosas ferramentas de cálculo que, no entanto, devem ser usadas por especialistas. O usuário que não conhece os princípios do método utilizado corre o risco de cometer erros fatais para a exatidão dos resultados obtidos. Por outro lado, a calibração experimental pode aumentar sensivelmente a precisão das previsões.

### 6.1 - Conclusões

De uma forma geral, a precisão das previsões, após a calibração, apresentou-se semelhante para os três modelos confeccionados nesta pesquisa. Era esperado, no entanto, que os desempenhos dos modelos baseados na acústica geométrica fossem sensivelmente melhores do que o modelo baseado na teoria do campo difuso. Esse resultado indica que o campo sonoro da sala escolhida para o estudo não está muito afastado do campo difuso. Assim não foi possível obter nítida vantagem com o uso dos métodos de simulação baseados na acústica geométrica em relação às equações do campo difuso. No entanto, os resultados podem ser bem distintos para salas com outras geometrias ou características acústicas.

Sem o procedimento de calibração, o modelo Raynoise mostrou-se o mais preciso. O modelo Difuso e o modelo VDI necessitaram de significativos ajustes nos parâmetros de entrada, através da calibração experimental, para apresentarem resultados de precisão semelhante ao do modelo Raynoise.

A diferença significativa entre os resultados obtidos pelo modelo Difuso, antes e depois da calibração, mostram a importância do uso correto dos valores do coeficiente de absorção para

obter-se resultados precisos. A calibração experimental através da CPS pode, então, aumentar sensivelmente a exatidão dos valores atribuídos a esses coeficientes e, conseqüentemente, das previsões dos níveis sonoros.

Em situações práticas, onde muitas vezes as características acústicas dos materiais não são bem conhecidas, a calibração torna-se essencial para a determinação dos parâmetros de entrada do modelo de previsão.

Para os três modelos a diferença média entre os valores simulados e medidos foi inferior a 2 dB após a calibração experimental. Isso ocorreu para todas as frequências, mesmo as mais baixas, onde o comprimento de onda possui a mesma ordem de grandeza das dimensões da sala. A diferença encontrada está de acordo com a precisão dos dados de potência sonora das fontes F1 e F2, inclusive para esta última não foi considerada sua forte característica direcional no plano vertical. Além disso, o nível de potência sonora da fonte F1 determinou, também, a CPS usada no procedimento de calibração, onde pode ser acrescida uma incerteza em torno de 1 dB.

A calibração experimental, no entanto, torna-se de difícil prática se o ambiente, conforme se deseja modelar, ainda não existe ou está em condições diferentes. A utilização da calibração experimental, para a determinação de certos parâmetros de entrada, em outros ambientes que não aquele em modelagem deve ser feita com cuidado. Deve-se observar as diferenças entre esses ambientes, como o tipo de campo acústico presente e o ângulo de incidência sonora nas superfícies.

Foi possível calibrar as curvas de propagação sonora com a substituição dos valores de alguns parâmetros de entrada de tal forma que os novos valores se apresentaram coerentes com o seu respectivo significado.

### **6.1.1 - Conclusões sobre o modelo Difuso**

A sala em estudo possui a absorção concentrada no piso o que dificulta a distribuição homogênea da energia acústica. Mesmo assim, o modelo proporcionou previsões de boa exatidão após a calibração experimental. Deve-se isso às características da sala, de pequenas dimensões e mesma ordem de grandeza, bem como à presença de objetos no seu interior.

Equações do campo difuso são úteis e devem até ter a preferência quando a sala atender os seus requisitos, devido à rapidez e à simplicidade de cálculos. Quanto mais simples, desde que correto, corre-se menos risco de errar na confecção do modelo, por exemplo, estimando incorretamente um parâmetro ou encerrando o cálculo antes deste convergir.

### 6.1.2 - Conclusões sobre o modelo VDI

Após a calibração experimental, o uso do modelo baseado na recomendação alemã VDI 3760 mostrou-se adequado para a sala em estudo, que atende os seus requisitos de geometria e características acústicas. No entanto, salas não retangulares ou que apresentem materiais de diferentes coeficientes em uma mesma parede podem levar a maiores imprecisões.

Em salas reais, como fábricas, os objetos internos apresentam geometria bem mais complexa que em nosso estudo de caso. Dessa forma, para melhorar as previsões com modelos baseados nas recomendações da VDI 3760 ou similares, também é fundamental aumentar a precisão da estimativa do parâmetro densidade de objetos,  $q$ .

### 6.1.3 - Conclusões sobre o modelo RAYNOISE

As CPS simuladas apresentaram-se próximas das curvas experimentais sem a necessidade de ajustes, com exceção de 125 Hz.

O desenho dos objetos, incorporados à geometria da sala, evitou o uso de parâmetros como a densidade de objetos,  $q$ , do modelo VDI.

Em salas reais, com geometria mais complexa, inclusive de objetos, a calibração experimental pode tornar-se fundamental para a determinação da real característica de reflexão das superfícies, se difusa ou especular.

Valores insuficientes dos parâmetros de convergência, número de raios,  $N$  e ordem de reflexão,  $R$ , podem levar a resultados irreais, pois, desconsidera-se uma parte significativa da energia. Mesmo utilizando o recurso de igual distribuição da sobra da energia, *reverberation tail*, pode-se

estar cometendo um erro significativo se o ambiente possuir o campo acústico muito heterogêneo. No caso de valores excessivos de N e R gasta-se tempo de processamento desnecessário. É claro que esse tempo é dependente não só de N e R mas também da velocidade do computador.

A determinação dos parâmetros N e R torna-se, então, uma tarefa do usuário. Isso pode ser feito através de uma série de simulações. Dessa forma, a definição de um modelo acústico ainda depende de um trabalhoso processo de convergência. Esse processo deve ser revisto a cada alteração no modelo, como aumento da absorção, substituição de fontes sonoras etc.. Sugere-se, assim, que os programas comerciais como o RAYNOISE incorporem processos iterativos de simulação, com alteração apenas dos parâmetros de convergência. Assim, serão definidos os valores mínimos de N e R para os quais não há mais acréscimos significativos na densidade de energia computada. Enquanto esse recurso não estiver disponível, sugere-se que o usuário crie um programa pessoal para esse trabalho.

O uso da CPS para caracterizar acusticamente um ambiente de trabalho, especialmente na Alemanha e França, levou à confecção de normas e recomendações nesses países. Dessa forma, é justo que se faça a sugestão para que os programas comerciais como o RAYNOISE já incorporem a construção da CPS como uma de suas alternativas de resultados.

## **6.2 - Sugestões quanto à continuidade da pesquisa**

Uma continuidade natural desta pesquisa é a confecção de modelos para várias salas, especialmente ambientes de trabalho, através dos métodos aqui utilizados. A calibração experimental dos modelos proporcionará o conhecimento amplo do campo acústico de locais típicos como escritórios panorâmicos, fábricas têxteis, metalúrgicas etc.. A partir desse levantamento poderá surgir uma proposta de recomendação sobre as características acústicas de ambientes de trabalho, tendo como objetivo evitar a excessiva amplificação do ruído gerado internamente. Essa recomendação seria semelhante à VDI 3760 e a outras européias, mas, também, baseada em dados referentes ao nosso tipo de construção, mobiliário e instalações.

Os métodos de previsão atualmente desenvolvidos consideram níveis sonoros constantes. Seria extremamente útil a implantação de recursos numéricos que permitissem a estimativa desses níveis com certas variações, como a mudança da potência da máquina ao longo de uma jornada de trabalho ou o deslocamento do trabalhador através da sala. Dessa forma, pode-se prever com maior segurança os efeitos de um determinado tratamento acústico e a verdadeira dose de ruído a que o trabalhador estará submetido. A precisão desses métodos seria avaliada através da comparação entre a dosimetria realizada na jornada real de trabalho e aquela simulada.

Como já foi visto, a exatidão das previsões depende de forma crítica da adequação dos dados de entrada ao modelo. Coeficientes de absorção de Sabine podem representar corretamente o comportamento acústico de materiais em campo difuso, mas não em salas reais onde a incidência sonora se concentra em determinados ângulos. Sabe-se atualmente que mesmo a potência sonora, uma característica da fonte, pode receber valores diferentes de nível e diretividade conforme o método de ensaio utilizado, afirmação confirmada por Dr. Vorländer em curso realizado em dezembro de 1996 no INMETRO, Xerém - RJ.

O uso da intensimetria para determinar a absorção sonora de superfícies e objetos no próprio ambiente, conforme o ângulo de incidência, apresenta-se como um interessante tema a ser desenvolvido, em especial visando a utilização dos resultados em simulações do campo acústico. O mesmo também se aplica à determinação da potência e diretividade das fontes sonoras

O grau de difusão das reflexões em superfícies apresenta-se também como outro parâmetro de interesse para estudos futuros, em especial pelo acompanhamento das simulações com medições. A intensimetria também poderia ser utilizada.

Existem muitos equipamentos e processos que geram ruídos impulsivos, por exemplo prensas excêntricas e batidas de martelos. Essas fontes sonoras não podem ser incluídas nos métodos de previsão baseados na acústica geométrica. Dessa forma, torna-se difícil prever os reais benefícios obtidos com o tratamento acústico de uma sala de prensas ou de uma caldeiraria. O estudo de fontes sonoras de ruído transiente, bem como a previsão dos níveis de ruído em ambientes que as contenham, pode ser uma continuação desta pesquisa. Na literatura não foi localizado nenhum trabalho com esse tema.

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- [1] **BERANEK, L.**, Noise and Vibration Control, 2. ed., 672 p., Cambridge, MA: Leo L. Beranek (1988).
- [2] **DALENBÄCK, B.-I.**, CATT-Acoustic: Image source modeling augmented by ray tracing and diffuse reflections, Applied Acoustics 38, 350 (1993).
- [3] **FARINA, A.**, RAMSETE - A new pyramid tracer for medium and large scale acoustic problems, Proc. Euro-noise 95, 55 (1995).
- [4] **GERGES, S.**, Ruído: fundamentos e controle, 1ª. ed., 600 p., Florianópolis, S. N. Y. Gerges (1992).
- [5] **HODGSON, M.**, On the prediction of sound fields in large empty rooms, J. Acoust. Soc. Am. 84 (1), 253 (1988).
- [6] **HODGSON, M.**, Case history: factory noise prediction using ray tracing - experimental validation and the effectiveness of noise control measures, Noise Control Eng. J., 33-3 (1989).
- [7] **HODGSON, M.**, Experimental evaluation of the accuracy of the Sabine and Eyring theories in the case of non-low surface absorption, Proc. Inter-noise 92, 715 (1992).
- [8] **HODGSON & LI**, Predicting frequency varying fitting density and absorption coefficient in industrial workrooms, Proc. Inter-noise 96, 687 (1996).
- [9] **ISO 354**, Acoustics - Measurement of sound absorption in a reverberation room (1985).
- [10] **ISO 3745**, Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources - Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms (1977).
- [11] **KANG, J.**, Acoustics in long enclosures with multiple sources, J. Acoust. Soc. Am. 99 (2), 985 (1996).
- [12] **KUTTRUFF, H.**, Room Acoustics, 3. ed. (1991).
- [13] **LEHNERT, H.**, Systematic errors of the ray-tracing algorithm, Applied Acoustics, 38, 207 (1993).
- [14] **LINDQVIST, E.**, Sound attenuation in large factory spaces, Acustica, 50, 313 (1982).

- [15] **MAERCKE & MARTIN**, The prediction of echograms and impulse responses within the Epidaure software, *Applied Acoustics*, **38**, 93 (1993).
- [16] **MENG, DE BORGER & VAN OVERMEIRE**, Numerical simulation of the acoustical behavior of rooms using RAYNOISE, *Proc. Euro-noise 95* (**1**), 121 (1995).
- [17] **ONDET & BARBRY**, Sound propagation in fitted rooms - comparison of different models, *J. Sound Vib.* **125**(1), 137 (1988).
- [18] **ONDET & BARBRY**, Modeling of sound propagation in fitted workshops using ray tracing, *J. Acoust. Soc. Am.* **85** (2), 787 (1989).
- [19] **PLEEK & DE GEEST**, The practical application of a ray tracing program in industrial noise control, *Proc. Euro-noise 95* (**1**), 43 (1995).
- [20] **PRADO, D.**, Modelagem de sistemas, Escola de Engenharia UFMG (1995).
- [21] **RAYNOISE Manual**, Numerical Integration Technologies N. V. (1993).
- [22] **REYNOLDS**, Engineering principles of acoustics, 641 p., Allyn & Bacon, Inc., Boston, Frank Kreith (1981).
- [23] **RICOL & JUNKER**, A ray tracing software: RAYON 2.0, *Proc. Euro-noise 95* (**1**), 49 (1995).
- [24] **RINDEL, J. H.**, Computer simulation techniques for acoustical design of rooms, *Acoustics Australia*, **23** (**3**), 81 (1995).
- [25] **STEPHENSON, U.**, SOPRAN - a sound particle program for room acoustics and noise immission - further improvements for the application to the factory halls, *Proc. Euro-noise 95* (**1**), 61 (1995).
- [26] **STEPHENSON, U.**, A quantized pyramidal beam tracing, *Acustica*, **82**, 518 (1996).
- [27] **VDI-3760**, Berechnung und Messung der Schallausbreitung in Arbeitsräumen (1996).
- [28] **VERMEIR & MEES**, Sound propagation in enclosed factory spaces: scale-model experiments and ray-tracing predictions, *Proc. Inter-noise 95*, 335 (1995).
- [29] **VORLÄNDER, M.**, Simulation of the transient and steady-state sound propagation in rooms using a new combined ray-tracing/image-source algorithm, *J. Acoust. Soc. Am.* **86**, 172 (1989).
- [30] **VORLÄNDER, M.**, International round robin on room acoustical computer simulations, *Proc. 15th ICA*, 689 (1995).



# **ANEXO I**

## **VDI 3760**

### **Resumo do Método de Cálculo**

## VDI 3760

### **Cálculo e Medição da Propagação Sonora em Ambientes de Trabalho**

Uma das partes mais relevantes da recomendação alemã VDI 3760 é, sem dúvida, o item que se refere à determinação através de cálculo da curva de propagação sonora. É destacado o estágio atual das técnicas de cálculo e a precisão possível de se alcançar.

São considerados os seguintes parâmetros:

- Dados acústicos e geométricos das áreas de contorno da sala;
- Quantidade e distribuição da absorção sonora;
- Densidade e absorção dos objetos como, por exemplo, máquinas.

Consideram-se os diferentes métodos de cálculo, conforme classificação nas tabelas I.1 e I.2.

Para salas de trabalho, é recomendado o procedimento nº 3 da tabela I.3 em função dos dados disponíveis e da precisão possível.

O método recomendado pela VDI 3760 é aplicável a salas retangulares ou aproximadas a retangulares. Baseia-se no modelo de reflexão sonora especular em todas as seis áreas de contorno da sala. A influência dos objetos apresenta-se estatisticamente distribuída. Com isso adotam-se duas suposições:

- Distribuição homogênea dos materiais de absorção sonora nas respectivas áreas do contorno da sala.
- Distribuição homogênea dos objetos na sala.

Os resultados do procedimento serão mais exatos quanto mais próximos essas duas suposições forem atendidas pela sala.

Tabela I.1: Descrição da sala segundo VDI 3760

Profundidade da descrição	Descrição da sala
1	A sala é descrita apenas através do seu volume e do coeficiente médio de absorção.
2	Considera apenas sala retangular ou aproximada como retangular e coeficientes de absorção de cada superfície de contorno da sala.
3	Sala aproximada como retangular; considera os diferentes coeficientes de absorção das superfícies de contorno da sala.
4	Considera qualquer geometria de sala e distribuição das diferentes áreas de absorção.

Tabela I.2: Descrição dos objetos segundo VDI 3760

Profundidade da descrição	Descrição dos Objetos
1	Não são considerados objetos.
2	Supõe-se uma densidade média dos objetos e uma absorção média para a sala toda.
3	Supõe-se uma densidade média dos objetos e uma absorção média para partes da sala.
4	Consideração da geometria e das dimensões efetivas dos objetos.

Tabela I.3: Métodos de cálculo segundo VDI 3760

Nº	Característica	Profundidade da descrição	
1	Teoria estatística como Sabine e semelhantes	1	1
2	Método de fonte imagem especular puro e sem dispersão sonora	2	1
3	Método de fonte imagem especular com dispersão	2	2
4	Método de fonte imagem especular com emissão de feixe de raios acústicos	4	4
5	Método puro de raios acústicos	4	4

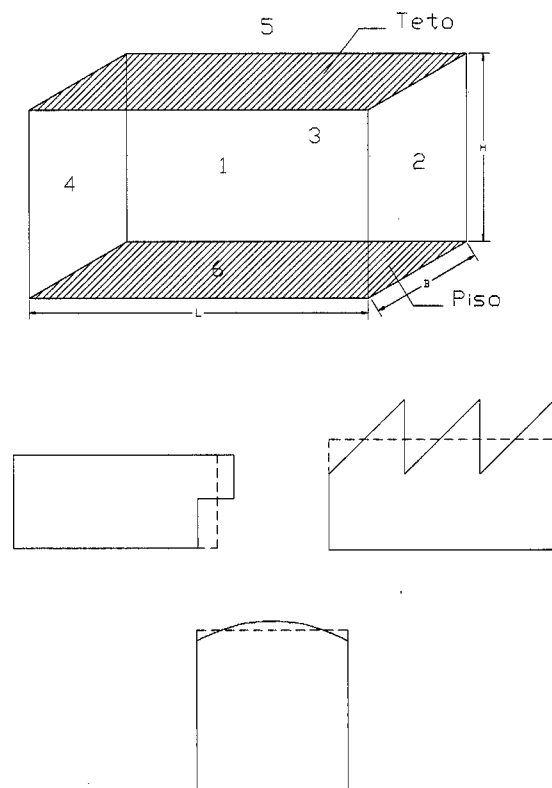


Figura I.1: Aproximando formas para salas retangulares.

## Cálculo da Curva de Propagação Sonora para Salas de Trabalho

**1 - Cálculo da densidade de energia sonora para um par de pontos fonte e receptor à distância  $r$  em sala plana (sem contornos laterais) com objetos de densidade  $q$ .**

Calcula-se,  $E_d(r)$ , a contribuição para a densidade de energia do som direto ou refletido apenas pelas paredes, à distância  $r$  da fonte de potência  $W$ , através da equação:

$$E_d(r) = \left( \frac{W}{4\pi cr^2} \right) e^{-(q+m)r} \quad (\text{I.1})$$

A densidade de energia do som disperso pelos objetos,  $E_s(r)$  é calculada por:

$$E_s(r) = \left( \frac{3qW}{4\pi cr} \right) e^{-r\sqrt{3qa}} \quad (\text{I.2})$$

onde:

$$\alpha = b + \alpha'_s q + m \quad (\text{I.3})$$

sendo  $m$  a constante de atenuação do ar,  $q$  a densidade de objetos e  $\alpha'_s$  calculado por:

$$\alpha'_s = -\ln(1-\alpha_s) \quad (\text{I.4})$$

A constante de redução  $b$  é calculada por:

$$b = b(\alpha_5) + b(\alpha_6) \quad (\text{I.5})$$

Para  $qH < 1$ :

$$b(\alpha_i) = -q \ln \left\{ qH \left[ \left( 1 - \frac{\alpha_i}{4} \right) - \left( 1 - \frac{\alpha_i}{2} \right) \frac{2}{\alpha_i'} \left[ 1 - \exp \left( -\frac{\alpha_i'}{2} \left( \frac{1}{qH} - 1 \right) \right) \right] \right] \right\} \quad (I.6)$$

onde  $\alpha_i'$  é calculado por:

$$\alpha_i' = -\ln(1 - \alpha_i) \quad (I.7)$$

Para  $qH \geq 1$ :

$$b(\alpha_i) = q \ln \left( 1 - \frac{\alpha_i}{4qH} \right) \quad (I.8)$$

onde são atribuídos valores  $\alpha_i$  do piso  $i = 5$  e do teto  $i = 6$ , sendo  $H$  a altura da sala.

## 2 - Cálculo da densidade de energia em sala com contornos

As igualdades I.1 e I.2 são usadas para calcular as densidades de energia  $Ed(r)$  e  $Es(r)$  das fontes imagem especular de ordem  $nx$ ,  $ny$  e  $nz$ , conforme distância  $r$  do receptor. Para  $nx = 0$ ,  $ny = 0$  e  $nz = 0$ , a fonte imagem especular é, na verdade, a fonte verdadeira.

## 3 - Cálculo das distâncias das fontes imagem especular

Supõe-se que a sala, aceita como retangular, tem comprimento  $L$  na direção  $x$ , largura  $B$  na direção  $y$  e altura  $H$  na direção  $z$ , estende-se apenas sobre valores positivos  $x$ ,  $y$  e  $z$ , e que a origem das coordenadas fica no canto da sala.

As coordenadas de uma fonte imagem de ordem  $nx$ ,  $ny$ ,  $nz$  são então:

$$x_{s,nx} = \begin{cases} x_s + nxL & \text{para pares } nx = \dots -2, 0, 2, 4, \dots \\ (nx + 1)L - x_s & \text{para ímpares } nx = \dots -3, -1, 1, 3, \dots \end{cases} \quad (I.9)$$

E idem para  $ny$  e  $nz$ , substituindo  $L$  por  $B$  e  $H$  respectivamente. ímpares

A distância  $r$  entre uma fonte imagem de ordem  $nx$ ,  $ny$  e  $nz$  com as coordenadas  $(x_{s,nx}, y_{s,ny}, z_{s,nz})$  e o receptor com as coordenadas  $(x_i, y_i, z_i)$  é obtida por:

$$r = \sqrt{(x_{s,nx} - x_i)^2 + (y_{s,ny} - y_i)^2 + (z_{s,nz} - z_i)^2} \quad (I.10)$$

#### 4 - Cálculo do coeficiente de reflexão total para as três direções de coordenadas

Para o cálculo do “coeficiente de reflexão total“ é considerado o número de reflexões em cada área e o coeficiente de absorção de cada área:

$$\rho_{nx} = \begin{cases} (\rho_2 \rho_4)^{\frac{nx}{2}} & \text{para pares } nx (\dots, -2, 0, 2, 4, \dots) \\ (\rho_2 \rho_4)^{\frac{|nx|-1}{2}} \rho_1 & \text{para ímpares } nx < 0 (\dots, -5, -3, -1) \\ (\rho_2 \rho_4)^{\frac{nx-1}{2}} & \text{para ímpares } nx > 0 (1, 3, 5, \dots) \end{cases} \quad (I.11)$$

Idem para  $\rho_{ny}$  e  $\rho_{nz}$ , substituindo  $nx$  por  $ny$  e  $nz$ , e  $\rho_2 \rho_4$  por  $\rho_1 \rho_3$  e  $\rho_5 \rho_6$ , respectivamente.

#### 5 - Cálculo da densidade de energia no receptor

A densidade de energia total no receptor,  $E_{ges}$ , produzida por todas as fontes imagem especular é, finalmente:

$$E_{ges} = E_d + E_s \quad (I.12)$$

$$E_d = \sum_{nx=-\infty}^{+\infty} \sum_{ny=-\infty}^{+\infty} \sum_{nz=-\infty}^{+\infty} \rho_{nx} \rho_{ny} \rho_{nz} E_d(r) \quad (I.13)$$

$$E_s = \sum_{nx=-\infty}^{+\infty} \sum_{ny=-\infty}^{+\infty} \sum_{nz=-\infty}^{+\infty} \rho_{nx} \rho_{ny} E_s(r) \quad (I.14)$$

Resumindo e introduzindo um critério de corte conforme a equação (I.16) temos finalmente:

$$E_{ges} = \sum_{nx=-NO}^{+NO} \rho_{nx} \left( \sum_{ny=-NO-|nx|}^{+NO-|nx|} \rho_{ny} \left( \sum_{nz=-NO-|nx|-|ny|}^{+NO-|nx|-|ny|} \left( \rho_{nz} E_d(r) + E_s(r) \right) \right) \right) \quad (I.15)$$

## 6 - Critério de Corte

A interrupção dos cálculos na ordem de reflexão máxima,  $NO$ , garante um erro máximo  $\Delta L_{rest}$  conforme a equação:

$$NO = \frac{\log(1 - 10^{-\Delta L_{rest}/10})}{\log(1 - \alpha_m)} \quad (I.16)$$

onde  $\alpha_m$  é o coeficiente médio de absorção da sala e  $NO$  é o número inteiro mais próximo.

## 7 - Cálculo do nível de pressão sonora a partir da densidade de energia

O nível de pressão sonora no receptor torna-se:



$$NPS = NWS + 10 \log \left( \frac{cE_{ges}}{W} \right) \quad (I.17)$$

Quando o nível de pressão sonora é produzido por mais de uma fonte, deve-se calcular a densidade de energia de cada uma e somá-las. Para a determinação da curva de propagação sonora deve ser realizado o cálculo total para vários pontos ao longo do percurso escolhido.

## **ANEXO II**

### **Sub-Rotina do Programa Utilizado no Modelo VDI para o Cálculo da Densidade de Energia**

```
C*****INICIO DO PROGRAMA VDI PARA A FONTE F2
  NXV=-NO
  SXV=0
  DO WHILE (NXV.LE.NO)
    IRESV=MOD(NXV,2)
    IF(IRESV.EQ.0) THEN
      RHONXV=(RHO2(I)*RHO4(I))**(IABS(NXV)/2)
      XSNXV=XSV+NXV*AL
    ELSE
      XSNXV=(NXV+1)*AL-XSV
      IF(IRESV.EQ.-1) THEN
        RHONXV=(RHO2(I)*RHO4(I))**((IABS(NXV)-1)/2)*RHO4(I)
      ELSE
        RHONXV=(RHO2(I)*RHO4(I))**((NXV-1)/2)*RHO2(I)
      ENDIF
    ENDIF
  ENDIF
  JYV=NO-IABS(NXV)
  NYV=-JYV
  SYV=0
  DO WHILE(NYV.LE.JYV)
    IRESV=MOD(NYV,2)
    IF(IRESV.EQ.0) THEN
      RHONYV=(RHO1(I)*RHO3(I))**(IABS(NYV)/2)
      YSNYV=YSV+NYV*AF
    ELSE
      YSNYV=(NYV+1)*AF-YSV
      IF(IRESV.EQ.-1) THEN
        RHONYV=(RHO1(I)*RHO3(I))**((IABS(NYV)-1)/2)*RHO1(I)
      ELSE
        RHONYV=(RHO1(I)*RHO3(I))**((NYV-1)/2)*RHO3(I)
      ENDIF
    ENDIF
  ENDIF
  JZV=NO-IABS(NXV)-IABS(NYV)
  NZV=-JZV
  SZV=0
  DO WHILE(NZV.LE.JZV)
    IRESV=MOD(NZV,2)
    IF(IRESV.EQ.0) THEN
```

```
RHONZV=(RHO5(I)*RHO6(I))**(IABS(NZV)/2)
ZSNZV=ZSV+NZV*AH
ELSE
ZSNZV=(NZV+1)*AH-ZSV
IF(IRESV.EQ.-1) THEN
  RHONZV=(RHO5(I)*RHO6(I))**((IABS(NZV)-1)/2)*RHO6(I)
ELSE
  RHONZV=(RHO5(I)*RHO6(I))**((NZV-1)/2)*RHO5(I)
ENDIF
ENDIF
RV=((XSNXV-XI)**2+(YSNYV-YI)**2+(ZSNZV-ZI)**2)**0.5D0
EDV=(PV(I)/(4*PI*C*RV**2))*EXP(-(Q(I)+M(I))*RV)
ESV=(3*Q(I)*PV(I)/(4*PI*C*RV))*EXP(-RV*(3.D0*Q(I)*A)**0.5D0)
SZV=SZV+RHONZV*EDV+ESV
NZV=NZV+1
END DO
SYV=SYV+RHONYV*SZV
NYV=NYV+1
END DO
SXV=SXV+RHONXV*SYV
NXV=NXV+1
END DO
EGESV=SXV
```

## **ANEXO III**

### **Geração de Malhas no AutoCAD 12 para o Programa RAYNOISE**

## **Geração de Malhas no Autocad 12 para o Programa RAYNOISE**

Existem algumas maneiras de se gerar uma malha no AutoCAD 12 de tal forma que ela seja identificada pelo programa RAYNOISE como a geometria de uma sala. Utilizou-se para essa finalidade o comando '3dpoly'.

Esse comando possibilita a construção de polígonos com ilimitado número de lados. Além disso, não causa o aparecimento de nós sobrepostos quando da leitura da malha pelo programa RAYNOISE, problema que pode aparecer com o uso de outros comandos.

Utilização do comando '3dpoly':

Após "entrar" no AUTOCAD 12, digite '3dpoly'. Será pedido, então, que se entre com as coordenadas do primeiro ponto. Digite-as e faça o mesmo com os demais pontos dessa face. Não é necessário digitar novamente o último ponto para fechar a face, é suficiente digitar 'c' que a mesma será concluída.

Deve-se fazer isso com todas as faces do sólido. É importante prestar atenção nesse aspecto pois muitas vezes o sólido aparentemente está completo, mas ainda faltam algumas faces.

Simplifica-se a confecção do desenho no AutoCAD 12 através da utilização de certas ferramentas que esse programa dispõe:

- (1) Object Snap - permite que se selecione pontos pertencentes a outras faces que já foram desenhadas, mas que também pertencem a face que está sendo construída. Com o comando '3dpoly' ativo, selecione no menu superior o item 'Settings' e a seguir a opção 'Object Snap'. Abre-se, então, uma caixa de diálogo onde deve ser ativado o item 'interseccion'. Dependendo do desenho outros itens também podem ser ativados. Já com essa ferramenta ativada, nota-se o surgimento de um pequeno quadrado em cima do cursor. Para selecionar o ponto desejado basta clicar com o quadrado sobre o vértice da face já desenhada.
- (2) Zoom - permite a melhor visualização de determinada região do desenho quando este apresenta muitos detalhes. Para ativá-lo basta selecionar no menu superior o item 'view' e a

seguir 'zoom' e clicar a opção desejada (window, all ,etc...), ou digitar 'z', seguido da primeira letra da opção.

(3) Vpoint - permite a visualização do desenho de outro ângulo. Para utilizá-lo basta digitar 'vpoint'. Será pedido, então , as coordenadas do ponto base para a visualização. Após digitá-las, o desenho será refeito com o novo ângulo de visualização.

O AutoCAD 12 "salva" seus arquivos com a extensão '.dwg'. Entretanto, o RAYNOISE não reconhece esse tipo de formato. Um dos formatos aceitos possui a extensão '.dxf'. Para criar um arquivo com essa extensão utiliza-se o comando 'dxfout'. Os desenhos com formato dxf podem ser abertos no AutoCAD 12 a partir do menu arquivo com os comandos 'Import/Export' e a seguir 'DXF In'.

## **ANEXO IV**

### **Difusão do Campo Sonoro na Câmara Reverberante Determinação do Número de Difusores**



## **Difusão do Campo Sonoro na Câmara Reverberante Determinação do Número de Difusores**

### **1 - Introdução**

Câmaras reverberantes são salas especiais utilizadas em ensaios para a determinação de certas propriedades acústicas, por exemplo, os coeficientes de absorção sonora de materiais. Tais câmaras necessitam da existência em seu interior de campo sonoro aproximadamente difuso. Em geral, há necessidade da adição de painéis difusores. Esses painéis são construídos, normalmente, de compensado de madeira, metal ou acrílico.

Foi analisada a influência do emprego de difusores no tempo de reverberação da câmara reverberante do LVA, e as modificações causadas no coeficiente de absorção de uma amostra de material com coeficientes de absorção superiores a 0,9 nas frequências acima de 500 Hz.

### **2 - Procedimento Experimental**

Para a análise da influência dos difusores no tempo de reverberação da câmara reverberante, utilizou-se o procedimento descrito no Anexo A da norma ISO 354-1985. Os equipamentos utilizados no ensaio foram os seguintes:

- (1) analisador digital de frequência do tipo B&K 2144;
- (2) microfone e do tipo B&K 4166;
- (3) pré-amplificador B&K tipo 2619;
- (4) caixa acústica confeccionada em madeira contendo um alto-falante de 8 (oito) polegadas;
- (5) amplificador de potência tipo B&K 2706
- (6) gerador de ruído tipo WB 1314

### 3 - Difusores

Como difusores foram utilizadas no ensaio seis placas de compensado de madeira com as seguintes dimensões: 1,60 x 2,20 x 0,01m. Utilizou-se, também, dois difusores de aço com as dimensões: 1,10 x 1,70 x 0,0025 m.

As posições dos difusores no interior da câmara são dadas pelas suas coordenadas em relação ao piso da câmara (Tabela IV.1), ou seja, onde as bases das placas estão apoiadas (pontos extremos das bases). A Figura IV.1 mostra como ficaram dispostos os difusores no interior da sala reverberante.

Tabela IV.1: Coordenadas das extremidades dos difusores no piso

Difusor	Coordenada x	Coordenada y	Coordenada x	Coordenada y
Placa 1 (madeira)	0.15	5.20	1.00	7.24
Placa 2 (madeira)	0.40	3.00	0.40	4.60
Placa 3 (madeira)	1.10	0.10	0.20	1.40
Placa 4 (madeira)	2.50	0.30	4.10	0.30
Placa 5 (madeira)	6.19	0.10	7.24	1.30
Placa 6 (aço)	7.09	3.00	7.09	4.10
Placa 7 (madeira)	7.19	5.89	6.19	7.19
Placa 8 (aço)	5.79	7.09	4.69	7.09

### 4 - Medições

Inicialmente, foram efetuadas medições do tempo de reverberação da câmara sem a presença de difusores.

Acrescentou-se difusores no interior da sala, duas placas por ensaio, até atingir o total de oito difusores, sendo as placas de aço as últimas a serem utilizadas. As medições foram realizadas em quatro pontos no interior da câmara. Em cada um destes pontos foram efetuadas três medições. Os dados do decaimento sonoro, provenientes do analisador digital de frequências, alimentaram o programa de computador B&K 5305 da Brüel & Kjaer, que calcula o tempo de reverberação. Determinou-se, então, o tempo médio de reverberação. Para cada configuração foram realizados dois ensaios, com e sem a amostra, para a determinação de seu coeficiente de absorção pela fórmula de Sabine (Tabela IV.2). Utilizou-se uma amostra de espuma de poliuretano de 100 mm de espessura.

A média dos coeficientes de absorção acima de 500 Hz foi plotada em função do número de painéis difusores na Figura IV.2.

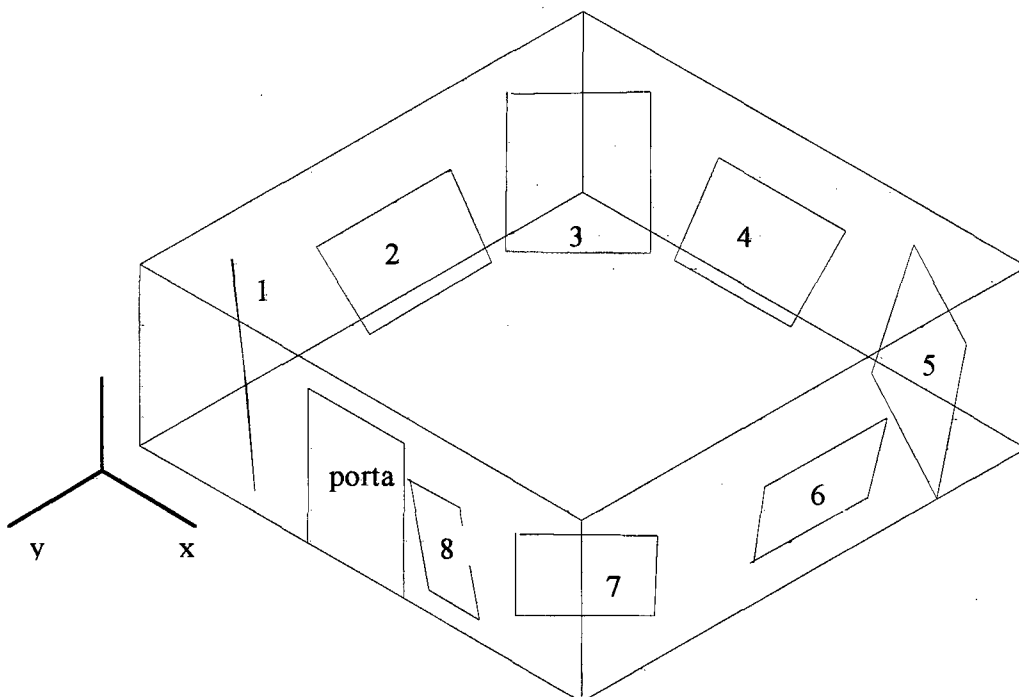


Figura IV.1: Posição dos difusores no interior da câmara.

Tabela IV.2: Coeficientes de absorção sonora de Sabine da amostra de teste em m<sup>2</sup>

Frequência (Hz)	Sala com 8 difusores	Sala com 6 difusores	Sala com 4 difusores	Sala com 2 difusores	Sala sem difusores
100	0.36	0.27	0.09	0.19	0.22
125	0.04	0.06	0.08	0.11	0.17
160	0.30	0.24	0.17	0.25	0.24
200	0.85	0.79	0.64	0.51	0.38
250	0.97	0.89	0.86	0.83	0.54
315	1.15	1.02	1.04	0.90	0.61
400	1.05	0.94	1.03	0.73	0.54
500	0.96	0.97	0.94	0.77	0.64
630	0.95	1.00	1.02	0.76	0.59
800	0.89	0.97	0.96	0.76	0.64
1000	1.05	1.10	1.04	0.85	0.68
1250	1.02	1.02	0.99	0.86	0.66
1600	0.98	0.98	0.91	0.79	0.70
2000	1.00	0.97	0.93	0.84	0.74
2500	0.95	0.96	0.95	0.78	0.80
3150	0.96	0.99	0.97	0.76	0.84
4000	0.93	0.89	0.93	0.73	0.82
5000	0.97	0.94	0.92	0.71	0.80

## V - Conclusão

Foram adotados os oito painéis como difusores para a câmara, pois, o coeficiente médio de absorção, nas frequências recomendadas pela norma ISO 354, não apresenta mais tendência de crescimento.

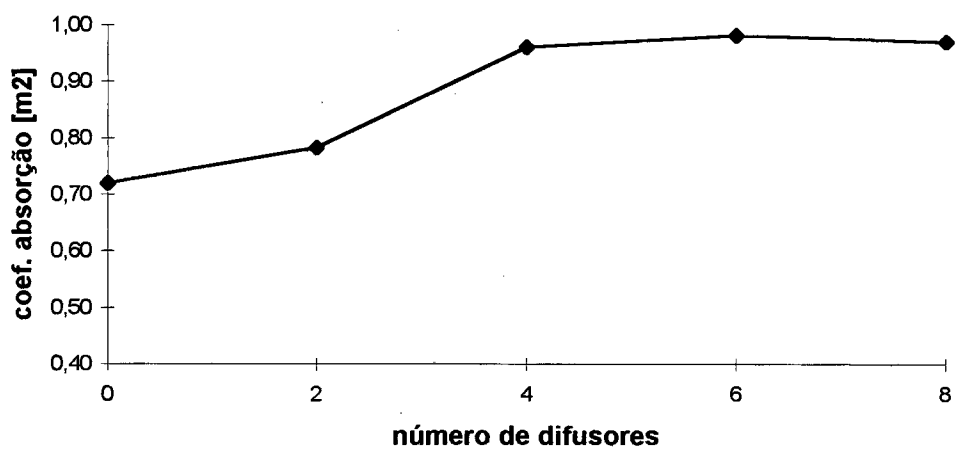


Figura IV.2: Coeficiente de absorção médio conforme número de difusores.