

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

**PREDIÇÃO POR ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA DO  
RUÍDO INTERNO DE UM VEÍCULO AUTOMOTOR GERADO  
PELO CAMPO SONORO DO COMPARTIMENTO DO MOTOR**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**João Batista Carvalho Filardi**

**Florianópolis, Junho de 2003**

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

**PREDIÇÃO POR ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA DO  
RUÍDO INTERNO DE UM VEÍCULO AUTOMOTOR GERADO  
PELO CAMPO SONORO DO COMPARTIMENTO DO MOTOR**

**JOÃO BATISTA CARVALHO FILARDI**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Arcanjo Lenzi – Ph.D. - Orientador**

---

**José Antônio Bellini da Cunha Neto - Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Samir Nagi Yousri Gerges – Ph.D. - Presidente**

---

**Roberto Jordan – Dr. Eng.**

---

**Washington José Norberto de Lima – Ph.D.**

**“Há homens que lutam um dia  
E são bons.  
Há homens que lutam vários dias  
E são muito bons.  
Há aqueles que lutam muitos anos  
E são melhores.  
Mas há aqueles que lutam toda a vida:  
Estes são imprescindíveis.”  
Berthold Brecht**

**A toda a minha família e, em especial,  
a meus pais, João Baptista e Maria Thereza,  
pelos ensinamentos que sempre procuraram me transmitir e  
pelo exemplo de vida que são e sempre serão para mim.**

**A minha esposa Mércia,  
pela compreensão e dedicação de sempre,  
principalmente nos momentos mais difíceis.**

**Aos meus filhos Ana Beatriz e Pedro Victor,  
pelo precioso tempo de convívio de que foram privados  
durante a realização deste trabalho.**

## **AGRADECIMENTOS**

À Fiat Automóveis, pela oportunidade de realização deste trabalho.

À Dra. Silvana Rizzioli, pela coragem e determinação as quais foram decisivas para que o curso de Mestrado e, conseqüentemente, este trabalho fossem realizados.

À Experimentação Veículos, por acreditar que este trabalho seria finalizado.

Ao fornecedor Rieter, pela disponibilização de informações referentes aos seus isolamentos acústicos utilizados no veículo simulado.

Ao meu orientador, Arcanjo Lenzi, pelo constante apoio, orientação, disponibilidade e confiança que sempre me transmitiu durante a realização deste trabalho.

Ao amigo Wagner Duarte Machado, pelo apoio e ensinamentos nas medições de intensidade sonora e pelas proveitosas discussões técnicas, as quais facilitaram muito a realização deste trabalho.

Aos colaboradores do setor de Acústica e Vibração, pela disponibilidade e dedicação na preparação dos componentes e veículo para a realização dos experimentos e pelo convívio e aprendizado diário os quais são sempre uma motivação para seguir em frente.

# SUMÁRIO

	Página
<b>Lista de figuras</b> . . . . .	<b>i</b>
<b>Lista de tabelas</b> . . . . .	<b>v</b>
<b>Nomenclatura</b> . . . . .	<b>vi</b>
<b>Resumo</b> . . . . .	<b>viii</b>
<b>Abstract</b> . . . . .	<b>ix</b>
<b>Capítulo 1 - Introdução</b> . . . . .	<b>01</b>
<b>Capítulo 2 - Fontes principais de ruído em um veículo automotivo</b> . . . . .	<b>06</b>
2.1. Principais tipos de ruído .....	06
2.1.1 - Ruído proveniente do motor .....	07
2.1.2 - Ruído proveniente do sistema de exaustão .....	08
2.1.3 - Ruído proveniente do sistema de aspiração .....	09
2.1.4 - Ruído proveniente dos pneus .....	09
2.1.5 - Ruído aerodinâmico .....	10
2.1.6 - Ruído proveniente do sistema de refrigeração .....	10
2.1.7 - Ruído proveniente do câmbio .....	11
2.2 - Formas de transmissão do ruído .....	11
2.3 - Fontes consideradas neste estudo .....	12
<b>Capítulo 3 - Conceitos Básicos de Análise Estatística Energética</b> . . . . .	<b>13</b>
3.1 - Histórico .....	13
3.2 - Hipóteses básicas .....	14
3.3 - Sistema de equações básicas .....	17
3.4 - Parâmetros do modelo SEA: técnicas de determinação .....	20
3.4.1 - Potência de excitação ( $W_{ent}$ ) .....	20
3.4.2 - Fator de perda por amortecimento .....	21
3.4.2.1 - Estrutural .....	21
3.4.2.2 - Acústico .....	24
3.4.3 - Número de modos .....	25
3.4.4 - Fator de perda por acoplamento .....	26
3.5 - Vantagens da utilização .....	27
3.5.1 - Aplicação durante a fase preliminar do projeto .....	29
3.5.2 - Aplicação em testes para diagnóstico de problemas .....	29
3.5.3 - Aplicação na modificação de projetos .....	29
3.6 - Tipos de modelos SEA: analítico, experimental e híbrido .....	30

<b>Capítulo 4 - Modelo de Análise Estatística de Energia . . . . .</b>	<b>31</b>
4.1 – Introdução .....	31
4.2 – Etapas da construção do modelo SEA .....	33
4.2.1 - Definição da geometria .....	33
4.2.2 - Construção dos subsistemas .....	34
4.2.3 - Conexão entre os subsistemas .....	37
4.2.4 – Definição dos materiais e de suas propriedades físicas .....	38
4.2.5 – Aplicação de fontes de ruído .....	39
4.2.6 – Utilização de dados experimentais .....	41
<b>Capítulo 5 – Testes de validação do modelo . . . . .</b>	<b>59</b>
5.1 - Predição do nível de ruído interno no veículo utilizando SEA .....	59
5.2 - Medição do nível de ruído interno no veículo .....	59
5.3 - Validação/ajuste do modelo computacional .....	65
5.4 – Análise dos resultados nas altas frequências .....	77
<b>Capítulo 6 - Estudo da sensibilidade do modelo . . . . .</b>	<b>84</b>
6.1 – Análise da influência de furo na carroceria .....	84
6.2 – Análise da influência da espessura da parede frontal .....	86
6.3 – Análise da influência dos materiais acústicos fonoabsorventes .....	90
<b>Capítulo 7 – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros . . . . .</b>	<b>95</b>
7.1 – Conclusões .....	95
7.2 – Sugestões para trabalhos futuros .....	98
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS . . . . .</b>	<b>100</b>

# Lista de Figuras

## Capítulo 2

### Página

Figura 2.1 – Formas de transmissão de ruído ..... 12

## Capítulo 3

Figura 3.1 – Energia modal dos modos contidos numa faixa de frequências considerada .. 16

Figura 3.2 – Fluxo de energia entre subsistemas em função dos seus níveis ..... 16

Figura 3.3 – Fluxo de energia em função da diferença de seus níveis ..... 17

Figura 3.4 – Balanço de potência entre dois subsistemas ..... 17

Figura 3.5 – Método da banda de meia potência ..... 23

## Capítulo 4

Figura 4.1 – Subsistemas acústicos .....37

Figura 4.2 – Subsistemas estruturais .....37

Figura 4.3 – Conexões entre os subsistemas .....38

Figura 4.4 – Posicionamento da fonte sonora no vão do motor .....39

Figura 4.5 – Posição dos microfones no vão do motor .....40

Figura 4.6 – Fator de perda por amortecimento do pára-brisa .....43

Figura 4.7 – Fator de perda por amortecimento do vidro da porta dianteira esquerda .....44

Figura 4.8 – Fator de perda por amortecimento do vidro da porta traseira esquerda .....44

Figura 4.9 – Fator de perda por amortecimento da chapa de aço da porta dianteira esquerda .....45

Figura 4.10 – Fator de perda por amortecimento da chapa de aço da porta traseira esquerda .....46

Figura 4.11 – Fator de perda por amortecimento do túnel central .....47

Figura 4.12 – Fator de perda por amortecimento do assoalho dianteiro esquerdo .....48

Figura 4.13 – Fator de perda por amortecimento da parede frontal .....48

Figura 4.14 – Dispositivo para determinação da perda de transmissão de tampões .....	50
Figura 4.15 – Tampão de borracha na forma circular utilizado para vedação de furo tecnológico .....	52
Figura 4.16 – Perda de transmissão do tampão circular .....	52
Figura 4.17 – Tampão de borracha na forma oval utilizado para vedação de furo tecnológico .....	53
Figura 4.18 – Perda de transmissão do tampão oval .....	53
Figura 4.19 – Tampão de borracha na forma oval utilizado para a passagem de chicotes elétricos .....	54
Figura 4.20 – Perda de transmissão do tampão utilizado para a passagem de chicotes elétricos .....	54
Figura 4.21 – Tampão de borracha na forma circular utilizado para a passagem de chicotes elétricos e cabos de comando .....	55
Figura 4.22 – Perda de transmissão do tampão utilizado para a passagem de chicotes elétricos e cabo de comando .....	55
Figura 4.23 – Mapa de intensidade sonora para o tampão oval .....	57
Figura 4.24 – Faixa de frequência útil para as medições de intensidade sonora .....	58

## Capítulo 5

Figura 5.1 – Aplicação de “Sigilatura” na parede frontal do veículo .....	60
Figura 5.2 – Utilização de tampões na parede frontal do veículo .....	61
Figura 5.3 – Aplicação de “IFF” no assoalho do veículo .....	61
Figura 5.4 – Utilização de isolamentos na parede frontal e assoalho do veículo .....	62
Figura 5.5 – Vista frontal do posicionamento dos microfones na cavidade anterior esquerda do veículo .....	64
Figura 5.6 – Vista lateral do posicionamento dos microfones na cavidade anterior esquerda do veículo .....	64
Figura 5.7 – Veículo com seus subsistemas isolados .....	66
Figura 5.8 – Resultados da simulação computacional para a cavidade anterior esquerda ....	69
Figura 5.9 – Comparação entre os valores experimentais e simulados para a cavidade anterior esquerda .....	70

Figura 5.10 – Fator de superposição modal para a cavidade anterior esquerda .....	71
Figura 5.11 – Número de modos da cavidade anterior esquerda .....	71
Figura 5.12 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda .....	72
Figura 5.13 – Eficiência de radiação da parede frontal esquerda .....	73
Figura 5.14 – Comparação do número de onda da parede frontal esquerda e da cavidade Anterior esquerda .....	73
Figura 5.15 – Cavidade anterior esquerda com o fator de área de radiação considerado nulo. ....	74
Figura 5.16 – Comparação dos níveis de ruído na cavidade anterior esquerda considerando o fator de área de radiação da parede frontal “Unitário” e “Zero” .....	75
Figura 5.17 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda .....	76
Figura 5.18 – Comparação entre os níveis de ruído medidos e simulados para a cavidade anterior esquerda .....	77
Figura 5.19 – Perda de transmissão para a caixa de ar .....	78
Figura 5.20 – Comparação de ruído interno para a cavidade anterior esquerda simulando a perda de transmissão da caixa de ar .....	79
Figura 5.21 – Comparação dos níveis de ruído interno na cavidade anterior esquerda .....	80
Figura 5.22 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade anterior direita .....	81
Figura 5.23 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade posterior esquerda .....	81
Figura 5.24 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade posterior direita .....	82

## Capítulo 6

Figura 6.1 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade anterior esquerda .....	85
Figura 6.2 – Principais contribuições para o nível de ruído no interior da cavidade anterior esquerda .....	86
Figura 6.3 – Comparação entre os níveis de ruído interno simulados com a espessura da parede frontal variada de 1,2 mm para 1,4 mm .....	87
Figura 6.4 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda com a parede frontal com espessura de 1,2 mm .....	88
Figura 6.5 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda com a parede frontal com espessura de 1,4 mm .....	88
Figura 6.6 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados com a parede frontal com espessura de 1,2 mm e 1,0 mm .....	89
Figura 6.7 – Principais contribuições para o nível de ruído dentro da cavidade anterior esquerda .....	90
Figura 6.8 – Níveis de ruído nas várias cavidades do veículo sem os isolamentos do pacote acústico .....	91
Figura 6.9 – Comparação dos níveis de ruído interno na cavidade anterior esquerda com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo .....	92
Figura 6.10 – Comparação dos níveis de ruído interno na cavidade anterior direita com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo .....	93
Figura 6.11 – Comparação dos níveis de ruído interno na cavidade posterior esquerda com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo .....	93
Figura 6.12 – Comparação dos níveis de ruído interno na cavidade posterior direita com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo .....	94

## Lista de Tabelas

### Capítulo 4

Tabela 4.1 – Descrição dos subsistemas acústicos .....	35
Tabela 4.2 – Descrição dos subsistemas estruturais .....	36
Tabela 4.3 – Valores de pressão sonora dentro da caixa de madeira .....	56

### Capítulo 5

Tabela 5.1 – Níveis de pressão sonora obtidos experimentalmente no vão do motor .....	67
Tabela 5.2 – Níveis médios de pressão sonora medidos nas cavidades do veículo .....	68

## Nomenclatura

$A$	... área de absorção total [ $\text{m}^2$ ]
$c_0$	... velocidade da onda acústica no ar [m/s]
$\text{dB}_{\text{corrigido}}$	... nível em dB no interior do veículo corrigido em função da influência do ruído de fundo
$\text{dB}_f$	... nível em dB referente ao ruído de fundo da câmara
$\text{dB}_m$	... nível em dB medido no interior do veículo
$E$	... energia total dos modos contidos na faixa de frequências considerada ( $\Delta f$ )
$\bar{E}$	... energia modal
$f$	... frequência considerada [Hz]
$f_0$	... frequência central da faixa de frequências considerada [Hz]
$I_{\text{incidente}}$	... intensidade incidente [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$I_{\text{transmitida}}$	... intensidade transmitida [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$k$	... número de subsistemas
$m$	... número total de pontos de medição de pressão sonora
$M$	... massa do subsistema [kg]
$n$	... densidade modal [modos/Hz]
$N$	... número de modos contidos na faixa de frequência considerada
NPS	... nível de pressão sonora
$P_{\text{Ref}}^2$	... nível de referência para a escala em dB ( $2 \times 10^{-5}$ Pa)
$\langle \bar{p}^2 \rangle$	... pressão sonora quadrada média espacial ( $\langle \rangle$ ) e temporal ( $\bar{\ }$ )
$\text{Re}\{Y\}$	... parte real da mobilidade pontual
$\text{Re}\{Z\}$	... parte real da impedância pontual
TL	... perda de transmissão [dB]
$T_{60}$	... tempo de reverberação [s]
Vol	... volume do subsistema [ $\text{m}^3$ ]
$\langle \bar{V}^2 \rangle$	... velocidade média quadrada espacial ( $\langle \rangle$ ) e temporal ( $\bar{\ }$ ) [m/s]
$ V ^2$	... amplitude da velocidade complexa

$W_{\text{dissipada}}$	... potência dissipada [W]
$W_{\text{ent}}$	... potência de entrada [W]
$\omega$	... frequência central da faixa de frequências considerada [rad/s]
$\bar{\alpha}$	... coeficiente de absorção médio
$h_{ec}$	... fator de acoplamento estrutura-cavidade
$\eta_i$	... fator de perda por amortecimento do subsistema i
$\eta_{ij}$	... fator de perda por acoplamento entre os subsistemas i e j
$\rho_0$	... densidade do fluido (do meio) [kg/ m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	... desvio padrão
$\sigma_{\text{rad}}$	... eficiência de radiação
$\delta_{PI}$	... índice de pressão-intensidade
$\delta_{PI0}$	... índice de pressão-intensidade residual
$\Delta f$	... largura da faixa de frequência [Hz]
$\langle \rangle$	... média das respostas em frequência medidas em vários pontos ao longo do subsistema

## Resumo

Neste trabalho, discute-se os principais aspectos relacionados à utilização da metodologia de Análise Estatística de Energia na predição dos níveis de ruído no interior de um veículo automotivo considerando-se o motor como a sua única fonte de ruído e a via aérea como a forma de transmissão. Além disto, analisa-se a viabilidade de utilização de um modelo computacional, o mais simples possível em termos geométricos, mas ainda confiável, para aplicação nas fases iniciais de desenvolvimento de um novo veículo.

Inicialmente, apresenta-se alguns aspectos das principais fontes de ruído presentes num veículo. Em seguida, discute-se a teoria básica da referida metodologia além do sistema de equações que relaciona o fluxo de energia entre os vários subsistemas de um sistema considerado. São também abordadas, de forma crítica, as várias maneiras de determinação dos parâmetros necessários à construção do modelo computacional.

No tocante à simulação computacional, ênfase particular é dedicada aos critérios utilizados para a definição dos subsistemas de modo a se manter a coerência com o software utilizado: AutoSEA2.

Em relação aos aspectos experimentais, duas abordagens são realizadas: a primeira se refere às medições realizadas sobre alguns dos componentes do veículo tais como a determinação dos fatores de amortecimento estrutural e da perda de transmissão dos tampões da parede frontal do veículo; a segunda, se refere aos procedimentos utilizados para a medição experimental dos níveis de ruído interno do veículo, base para a validação do modelo computacional criado. Finalmente, faz-se o confronto entre os resultados obtidos a partir da simulação e aqueles obtidos a partir das medições experimentais. Discute-se, também, alguns aspectos relacionados ao ajuste do modelo computacional de modo a melhor adequá-lo para a representação das condições reais do veículo.

Por último, estuda-se a sensibilidade do modelo confrontando a simulação e as medições de casos práticos simples

## Abstract

In this work the most important aspects related the utilization of Statistical Energy Analysis methodology to predict the automotive vehicle internal noise considering the engine as the only sound source and air-borne as the way of transmission are considered. It is analysed too the viability to use a computacional model, the most simple possible geometrically but available yet, to use in the initial fases of a new car development.

Inicially, are presented some aspects of the main sound sources in a vehicle, the basic theory of that metodology, its equations relating the flux of energy between the subsystems and the various ways to determine some of the parameters that are necessary to construct the computacional model.

About the computacional simulation, special atention is dedicated for the critery used to the definition of the subsystems looking for to remain the coerence with the software used: AutoSEA2.

In experimental aspects, two aspects are considerated: the first refer the measures made in some vehicle components like the determination of structural damping factor and the transmission loss of the leaks of dash holes; the second, refer the proceedings used to the vehicle internal noise levels measure that is the base to validation of the computacional model criated. Finally, the confront between the results from experimental measures and the results from computacional simulation is realized. Some aspects related to the correction of the computacional model to improve it and to better represent the real conditions of vehicle are discussed.

At least, the sensibility of the computacional model is tested using simple practic cases and the most important conclusions are commented.

# Capítulo 1

## INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, o mercado automobilístico vem enfrentando em todo o mundo um grande acirramento na concorrência dada a grande necessidade que as indústrias têm de ampliar e/ou manter as suas participações neste mercado.

Tal acirramento pode ser verificado pelo estabelecimento de novos conceitos de desenvolvimento de um novo modelo de veículo, a saber:

- redução cada vez maior do tempo de desenvolvimento de um novo modelo de veículo, ou seja, do “Time to Market”. É visível a necessidade que as indústrias têm de estar constantemente apresentando novidades aos clientes, buscando suprir as suas necessidades e, em última análise, se refletindo diretamente na diminuição do ciclo de vida útil dos veículos;
- controle cada vez mais rigoroso dos custos de desenvolvimento de novo modelo. Atualmente, nas indústrias automobilísticas, qualquer modelo possui um rigoroso controle de custos durante a sua fase de desenvolvimento, o qual está diretamente relacionado a sua expectativa de vendas;
- redução sistemática do peso do veículo. Praticamente, todos os componentes/subsistemas do veículo são projetados de forma otimizada devendo obedecer a objetivos de peso previamente estabelecidos. Tal fato está diretamente ligado à exigência, por parte dos clientes, de uma performance satisfatória do veículo tanto em termos de consumo de combustível quanto em termos de desempenho;
- consolidação do cliente como avaliador final da qualidade de um veículo. Tal prerrogativa que, anos atrás, era uma função dos engenheiros de desenvolvimento passou a ser “responsabilidade” do cliente que vem modificando sistematicamente os

seus parâmetros de valorização e de exigência de um veículo. Esta evolução constante do padrão de avaliação da qualidade de um veículo é, também, bastante influenciada por características particulares de cada mercado como, por exemplo, as condições de conservação das estradas e a velocidade máxima permitida segundo a legislação de trânsito vigente.

Deste modo, nota-se que o cliente está se tornando cada vez mais exigente quanto ao conforto acústico de um veículo. Está sempre à procura de veículos que apresentem um conforto acústico superior. Este fato, inclusive, não está mais restrito somente aos veículos de segmento de mercado de luxo, mas também aos segmentos mais populares podendo ser ainda estendido, em menor grau, aos veículos utilitários e esportivos.

Assim sendo, o conforto acústico de um veículo tem se tornado, nos últimos anos, um fator determinante de vendas e, quando do lançamento de um novo veículo, os fabricantes de automóveis procuram sempre acrescentar melhorias/ inovações tecnológicas aos seus veículos a ponto de torná-los melhores ou, no mínimo, iguais aos veículos da concorrência. Entretanto, a tarefa de se atingir um nível satisfatório de conforto acústico em um veículo não é tão fácil de ser conseguida e um número muito grande de detalhes devem ser simultaneamente considerados, pois basta que apenas um deles seja negligenciado para que haja comprometimento do conforto acústico global do veículo.

Para se alcançar um bom desempenho acústico em um veículo é indispensável ter uma boa visão do conjunto dos fenômenos acústicos e vibratórios que influenciam o resultado global. Mais do que isto, é necessário levar em consideração todos estes fenômenos já nas fases iniciais de projeto quando estão sendo definidos todos os sistemas do veículo.

Neste contexto, a área técnica de uma indústria automobilística – Engenharia, nas suas várias modalidades – vê-se obrigada a buscar a utilização de novas tecnologias/metodologias no desenvolvimento de um veículo bem como de alterar os procedimentos técnicos que normalmente têm sido utilizados com o objetivo de se adequar a estes novos conceitos do mercado automobilístico.

Para se atingir os objetivos acima citados é necessária a utilização da simulação computacional de uma forma mais intensiva a qual permita agilizar as atividades de desenvolvimento de um novo modelo e, ao mesmo tempo, assegurar a obtenção da qualidade do veículo em todos os seus aspectos além, é claro, de manter o custo deste veículo dentro dos objetivos previstos. Isto já acontece, normalmente, na grande maioria das indústrias automobilísticas onde a simulação computacional possui uma importância muito grande no

desenvolvimento de um novo veículo. No tocante às diversas metodologias existentes para simulação computacional utilizadas na indústria automobilística para se prever/analisar os problemas de NVH (Ruído, Vibração e ‘Harshness’) pode-se classificá-las em dois grandes grupos:

### **Simulação Computacional utilizando Métodos Determinísticos**

São aqueles baseados na solução de equações diferenciais trabalhando principalmente na faixa das baixas frequências. Podem ser citados como exemplos o Método de Elementos Finitos (FEM) e o Método de Elementos de Contorno (BEM);

### **Simulação Computacional utilizando Métodos Estatísticos**

São aqueles baseados na solução de equações algébricas sendo frequentemente formuladas a partir de alguma forma de Análise Estatística de Energia (SEA). De modo geral, trabalham principalmente nas faixas das médias e altas frequências.

A linha divisória entre estas faixas de frequências não é tão fácil de ser estabelecida e depende basicamente do comportamento dinâmico do veículo, devendo ser definida para cada caso em particular.

A partir das considerações anteriormente citadas, procurou-se nesta dissertação desenvolver um modelo de um veículo automotor baseado na metodologia de Análise Estatística de Energia (SEA), o qual pudesse prever com razoável confiança o seu nível de ruído interno proveniente do motor e transmitido por via aérea. Pretendeu-se construir um modelo cuja característica principal fosse a simplicidade, visando a sua aplicação já na fase inicial de desenvolvimento de um novo veículo.

A motivação para o desenvolvimento deste trabalho pode ser resumida nos seguintes pontos:

- a necessidade de redução do número de protótipos normalmente utilizados no desenvolvimento de um novo veículo;
- a necessidade de redução do número de peças protótipos normalmente utilizadas no desenvolvimento de um novo veículo;
- a necessidade de redução do número de provas de ruído interno realizadas em estrada com conseqüente redução dos custos de estrutura para a empresa (combustível, diárias de hotéis e refeições).

Além destes motivos, podem ser elencadas ainda as seguintes vantagens adicionais:

- a facilidade de se adaptar um determinado modelo SEA já desenvolvido para um certo veículo para o desenvolvimento de um novo modelo;
- a possibilidade de se utilizar tal modelo para avaliação acústica de veículos com o objetivo de otimizar pacotes acústicos já existentes;
- a possibilidade de se utilizar tal modelo para avaliação acústica visando a redução de custos relacionados aos materiais normalmente utilizados nos pacotes acústicos dos veículos (no caso de se considerar a adaptação do referido modelo para outros veículos já existentes no mercado);
- a possibilidade de se estabelecer objetivos técnicos confiáveis de ruído interno para os veículos a serem desenvolvidos assegurando a obtenção de um nível satisfatório de conforto acústico;
- a possibilidade de se substituir as provas de Transparência Acústica que são taxativas para a aprovação técnica de um modelo – normalmente trabalhosas e de longa duração – pela simulação computacional utilizando o modelo SEA com consequente redução de tempo e custo de desenvolvimento.

Além das motivações anteriormente citadas, esta dissertação tem, também, como objetivo a criação de memória técnica na empresa – mais especificamente no setor de Acústica e Vibração - de modo a facilitar a utilização da metodologia SEA em futuros desenvolvimentos. Por isto, foi escrita de forma didática dando ênfase aos aspectos experimentais em detrimento aos aspectos teóricos os quais são amplamente disponíveis na literatura técnica.

O resumo do conteúdo de cada capítulo é mostrado a seguir.

No capítulo 2 discute-se as principais fontes de ruído presentes em um veículo automotor. São citadas as diferentes origens e formas de geração do ruído e, também, os modos pelos quais o ruído se transmite para o interior do veículo, podendo causar desconforto para os seus ocupantes.

No capítulo 3 são discutidas as hipóteses básicas da metodologia de Análise Estatística de Energia (SEA) bem como o sistema de equações que relaciona o fluxo de energia entre os vários subsistemas de um sistema considerado. Além disto, são também discutidas as várias maneiras de determinação dos parâmetros necessários à construção do modelo SEA. Discutem-se as vantagens e as desvantagens dos métodos disponíveis indicando-se as melhores aplicações para o caso do modelamento de um veículo automotor. Por último, são

discutidas as vantagens da utilização da metodologia SEA bem como os tipos de modelos existentes.

O capítulo 4 é dedicado à construção do modelo básico de SEA. É mostrada a metodologia utilizada no desenvolvimento deste trabalho partindo-se dos critérios para a definição dos subsistemas, a análise do veículo utilizado neste trabalho e a conseqüente definição dos subsistemas, a determinação experimental de vários parâmetros necessários à construção do modelo básico SEA para o veículo e a utilização do software AutoSEA2 para a implementação computacional do referido modelo.

O capítulo 5 trata do processo de simulação computacional propriamente dito. Inicialmente, é analisada a simulação computacional do modelo SEA do veículo bem como os seus resultados obtidos. Em seguida, são comentados os procedimentos para a medição experimental dos níveis de ruído interno do veículo em questão, cujos níveis foram utilizados para a validação do modelo computacional. Finalmente, é analisada a comparação entre os resultados obtidos através da simulação e aqueles obtidos através das medições experimentais. A partir desta análise, é mostrado o procedimento de ajuste do modelo computacional de modo a adequá-lo para melhor representar as condições reais do veículo.

No capítulo 6, foi realizado um estudo da sensibilidade do modelo. Inicialmente, o modelo já previamente ajustado foi utilizado para simular um caso simples: o veículo apresentando uma anomalia de montagem, ou seja, foi retirado de maneira deliberada um dos tampões utilizados para isolar o vão do motor do habitáculo. Foram realizadas tanto a simulação computacional quanto a medição experimental dos níveis de ruído interno do veículo. A partir do confronto destes resultados são identificados os pontos fortes e os pontos fracos do modelo. Além disto, foi simulada uma situação típica de um desenvolvimento de um novo modelo: a influência da espessura da parede frontal no conforto acústico do veículo. Outra simulação realizada foi relativa à influência do pacote acústico do veículo. Neste caso, foram comparadas as situações do veículo na condição normal e sem todos os seus isolamentos de modo a avaliar a ordem de grandeza da contribuição do pacote acústico do veículo no conforto acústico do veículo.

Finalmente, o capítulo 7 apresenta as conclusões mais importantes obtidas no decorrer do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros. São comentadas, também, algumas sugestões para o aperfeiçoamento do modelo SEA aqui adotado.

## Capítulo 2

### Fontes de Ruído em Veículos

#### 2.1 - Principais tipos de ruído

O veículo automotor é, em se tratando de fontes geradoras de ruído, um sistema extremamente complexo. O nível de ruído no seu interior é resultado da contribuição de uma série de fontes de ruído atuando de forma simultânea as quais são transmitidas da sua origem ou por via aérea ou por via estrutural.

Estas características das fontes de ruído, na maioria das vezes, dificultam o seu entendimento e, também, a sua análise tanto em relação às questões legislativas quanto em relação às questões de conforto acústico do veículo.

As características e os níveis de ruído provenientes de um motor de combustão interna estão constantemente se modificando em decorrência dos constantes avanços tecnológicos pelos quais os motores vêm passando. De modo geral, considerando-se os mais importantes sistemas presentes em um veículo, as suas principais fontes de ruído podem ser classificadas como [2]:

- ruído proveniente do motor;
- ruído proveniente do sistema de exaustão;
- ruído proveniente do sistema de aspiração;
- ruído proveniente dos pneus;
- ruído aerodinâmico;
- ruído proveniente do sistema de refrigeração;
- ruído proveniente do câmbio.

### **2.1.1 - Ruído proveniente do motor**

O motor devido as suas características construtivas – presença de muitas partes móveis – e as suas características de funcionamento – ocorrência de fortes explosões no interior dos cilindros - é sem dúvida alguma a principal fonte de ruído de um veículo.

O ruído proveniente do motor representa a contribuição dominante para o nível de ruído no interior de um veículo [3]. Deste modo, pode-se dividir o ruído total proveniente do motor, basicamente em duas grandes contribuições bem distintas [2]:

#### **A - Ruído devido à combustão**

Este tipo de ruído é gerado a partir das variações periódicas da pressão em cada um dos cilindros. A frequência de repetição destes eventos periódicos depende do tipo do motor de combustão: de 2 tempos ou de 4 tempos. Analogamente, o tipo de combustível do motor tem influência direta estabelecendo características particulares para este tipo de ruído. Normalmente, o ruído proveniente dos motores Diesel é influenciado pelo ruído de combustão. Já para os motores a gasolina, o ruído de combustão não é predominante no ruído total proveniente do motor [2].

Em relação à contribuição deste tipo de ruído para o interior do veículo, tem-se tanto aquela através da radiação direta como também aquela devido à sua reflexão na superfície do solo.

#### **B - Ruído devido às forças mecânicas**

Este tipo de ruído pode se originar de diferentes fontes e é, normalmente, muito mais difícil de ser identificado e quantificado, se comparado ao ruído de combustão. As contribuições mais importantes para este tipo de ruído são originadas nos pistões, nas válvulas, nos mancais do eixo virabrequim, pelos acessórios (alternador, bomba de direção hidráulica e outros) e pelas correias.

O ruído proveniente dos pistões é causado pelos seus impactos nas paredes dos cilindros devido ao seu movimento transversal ou inclinado ou, ainda, pela abrupta reversão dos seus movimentos nos pontos mortos superior e inferior a qual cria uma força de reação que excita as frequências naturais do eixo virabrequim.

O ruído proveniente das válvulas pode ser causado por dois tipos de excitação:

- **excitação por impulso:** causada pela perda de contato entre os componentes das válvulas devido ao impulso na abertura e fechamento das mesmas.
- **excitação por força:** causada pela variação nas forças de inércia, pelas oscilações do comando de válvulas ou pelo impacto na transição entre as condições de lubrificação hidrodinâmica e contato metálico.

O ruído proveniente dos mancais do eixo virabrequim é devido principalmente as suas tolerâncias radiais. Normalmente, este tipo de ruído se constitui numa importante contribuição para o ruído total gerado pelo motor.

Os acessórios do motor normalmente contribuem com um nível de ruído com características bem particulares em função das suas condições de funcionamento. Em muitos casos, as frequências são bem definidas, tornando-se bastante perceptíveis.

O ruído proveniente das correias vem se tornando cada vez mais importante devido à redução dos níveis de ruído provenientes da combustão e dos impactos dos pistões contra o bloco.

### 2.1.2 - Ruído proveniente do sistema de exaustão

O ruído proveniente do sistema de exaustão é uma das principais fontes de ruído presentes no veículo podendo contribuir significativamente tanto no conforto interno como no ruído legislativo. As suas principais contribuições são [2]:

- ruído de boca produzido pelas flutuações de pressão no sistema causadas pela ação das válvulas de descarga;
- ruído de radiação das superfícies dos silenciadores que é provocado pelas flutuações nos tubos do sistema. Aqui, pode-se considerar tanto a contribuição proveniente da radiação direta bem como a contribuição proveniente da sua reflexão na superfície do solo;
- ruído transmitido via estrutural através dos pontos de fixação do referido sistema ao veículo.

Normalmente, para se reduzir este tipo de ruído, deve-se realizar um estudo visando a determinação do melhor posicionamento dos pontos de fixação deste sistema ao veículo bem como para se determinar as características dos coxins de sustentação do sistema de exaustão.

### 2.1.3 - Ruído proveniente do sistema de aspiração

O ruído proveniente do sistema de aspiração pode atingir, caso não sejam tomadas as devidas precauções, níveis muito elevados a ponto de influenciar tanto o conforto interno do veículo quanto os níveis de ruído legislativos. As suas principais contribuições são [2]:

- ruído de boca de aspiração, o qual se caracteriza pela geração de ondas sonoras estacionárias a partir da oscilação da coluna de gás nos dutos do sistema de aspiração.
- ruído de parede o qual se caracteriza pela radiação de ondas sonoras através das paredes do filtro de ar ou dos dutos do sistema de aspiração causados pela sua baixa rigidez estrutural.

Outra forma de contribuição, em geral menos significativa que as anteriores, para a geração de ruído no sistema de aspiração é o ruído transmitido via estrutural através dos pontos de fixação deste sistema ao veículo. Normalmente, procuram-se utilizar isoladores nestes pontos para minimizar tal transmissão.

### 2.1.4 - Ruído proveniente dos pneus

O processo de geração deste tipo de ruído está relacionado aos diferentes fenômenos e pode ser influenciado pelo desenho da banda de rodagem dos pneus, pelo tipo de borracha utilizada na sua fabricação e pelo tipo de piso no qual os pneus vão rodar. De modo geral, podem-se distinguir quatro mecanismos diferentes de geração de ruído [2]:

- ruído proveniente do bombeamento de ar nos sulcos do pneu: ocorre uma compressão do ar quando existe o contato do mesmo com a superfície do solo e expansão quando deixa de existir este contato;
- ruído proveniente da vibração dos pneus resultante da deformação periódica das suas paredes laterais, da banda de rodagem e da carcaça quando em contato com a superfície da estrada;
- ruído proveniente do deslizamento dos elementos da banda de rodagem devido à transmissão da força de tração a qual impõe uma deformação na direção circunferencial nos mesmos. Quando o contato destes elementos com a superfície do solo deixa de existir eles sofrem um impacto retornando à posição neutra após um movimento vibracional amortecido;

- ruído proveniente dos efeitos aerodinâmicos gerados pela turbulência do ar no pneu e na roda. Este tipo de ruído, comparado aos anteriores, é de menor importância.

#### **2.1.5 - Ruído aerodinâmico**

Quando o veículo se movimenta através do ar circundante são produzidos os fenômenos de turbulência em torno da carroceria. Tais turbulências aumentam com a velocidade e diminuem proporcionalmente às dimensões dos obstáculos encontrados pelo fluxo de ar. Geralmente o ruído aerodinâmico é transmitido ao interior do veículo através das guarnições das portas e dos vidros, dos próprios vidros e da saída de ar normalmente presente na parte posterior do veículo [2]. O cuidado no projeto dos retrovisores, das guarnições e das colunas é de fundamental importância para se garantir um nível de ruído aerodinâmico satisfatório.

#### **2.1.6 - Ruído proveniente do sistema de refrigeração**

O ruído proveniente do sistema de refrigeração também se constitui numa importante fonte de ruído em um veículo e, analogamente às outras fontes de ruído, pode influenciar o nível de ruído no interior do veículo bem como o nível de ruído legislativo. As suas principais contribuições são [2]:

- ruído devido à rotação das pás do eletroventilador o qual é gerado pela pressão rotativa de cada pá do ventilador devido à diferença de pressão entre o lado de pressão e o de sucção;
- ruído devido à turbulência induzida pelos vórtices no lado posterior das pás pela interferência da alta pressão no lado de pressão e a baixa pressão no lado de sucção de cada pá do ventilador.

A obtenção de um sistema de refrigeração com níveis de ruído satisfatórios depende fortemente de um projeto bem elaborado que leve em consideração todos os parâmetros que influenciam a geração do ruído (por exemplo, número e geometria das pás, rotação e tipo de ventilador).

### 2.1.7 - Ruído proveniente do câmbio

O ruído proveniente do câmbio pode ter uma grande influência no nível de ruído global de um veículo em algumas condições de funcionamento [2]. Os dois principais tipos de ruído provenientes do câmbio são:

- “**gear rattle**” o qual origina-se da folga existente entre duas engrenagens conjugadas associada à flutuação da velocidade angular do eixo primário. Normalmente, este tipo de contribuição do ruído de câmbio é significativa em velocidades muito baixas e em condições de baixas cargas;
- “**gear whine**” o qual se origina das deformações dos dentes e do próprio corpo da engrenagem e, também, dos erros de transmissão. Este tipo de contribuição do ruído de câmbio é de natureza contínua.

## 2.2 - Formas de transmissão do ruído

O ruído proveniente das várias fontes presentes em um veículo pode atingir o interior do mesmo de duas maneiras distintas:

### A - Via estrutural

Caracteriza-se pela transmissão de ondas vibracionais de baixas frequências através da estrutura do veículo. Normalmente, para se reduzir tal transmissão de vibração para a carroceria e, conseqüentemente, o nível de ruído no seu interior, utilizam-se elementos elásticos tais como os coxins de sustentação do motopropulsor e os coxins de sustentação do sistema de exaustão. Pode ser citado ainda como um importante exemplo de transmissão via estrutural, o ruído transmitido através da suspensão do veículo.

### B - Via aérea

Caracteriza-se pela transmissão de ondas sonoras de médias e, principalmente, de altas frequências. Podem-se citar como exemplos o ruído radiado pelo motor, pela boca de aspiração e, pela boca e pelas paredes dos silenciosos do sistema de exaustão.

Num veículo automotivo, tanto a parede frontal quanto o assoalho podem ser considerados dois importantes caminhos de transmissão via aérea [3]. Isto porque estão localizados muito próximos de duas grandes fontes de ruído – o motor e o sistema de escape – se constituindo em interfaces diretas entre tais fontes de ruído e o interior do veículo. Por este

motivo, todas e quaisquer aberturas nestes componentes – necessárias para a passagem de cabos ou chicotes elétricos – devem ser satisfatoriamente fechadas utilizando-se, em geral, tampões de borracha.

A Fig. 2.1 ilustra as duas formas de transmissão do ruído.

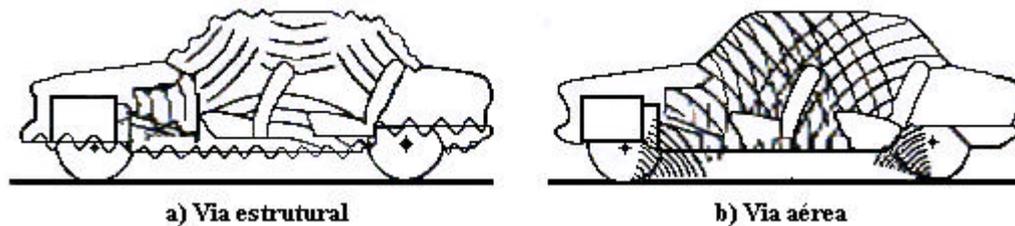


Figura 2.1 – Formas de transmissão de ruído.

### 2.3 - Fontes consideradas neste estudo

Dentre todas as fontes de ruído e vibrações que contribuem para o ruído formado no compartimento interno de um veículo, neste estudo será considerado somente o ruído no compartimento do motor. Esta energia sonora transmite-se ao habitáculo através da parede frontal, por transmissão direta e através dos orifícios, e do assoalho, principalmente.

A análise será baseada em um modelo de Análise Estatística Energética, devido à alta densidade modal dos vários componentes que formam o sistema vibroacústico.

## Capítulo 3

### METODOLOGIA DE ANÁLISE ESTATÍSTICA DE ENERGIA

#### 3.1 - Histórico

Os primeiros trabalhos envolvendo uma aplicação desta metodologia foram desenvolvidos em 1959, de forma independente, por R. H. Lyon e P. W. Smith, Jr [1]. Lyon determinou a resposta de um ressonador excitado por um campo sonoro difuso de banda larga, enquanto que Smith Jr modelou o fluxo de energia entre dois ressonadores lineares e fracamente acoplados, excitados por fontes de ruído branco independentes.

A partir destes estudos e do crescente interesse pela predição das respostas vibroacústicas de foguetes e mísseis, bem como de submarinos e navios, a teoria fundamental de SEA foi estabelecida em 1960 [5].

Ainda, segundo [5], durante as décadas de 70 e 80, intensificaram-se os estudos e as pesquisas sobre SEA tendo como resultado uma maior aceitação da mesma. Contudo, o grande avanço na utilização de SEA para as mais variadas aplicações – aeronáutica, automobilística, estruturas e naval – se deu a partir da década de 90. Motivada pela necessidade de se conhecer a resposta dos sistemas numa faixa mais elevada de frequências e, também, pelo crescimento na utilização de computadores como uma ferramenta auxiliar no desenvolvimento de produtos e de processos, SEA teve suas aplicações bastante aumentadas e diversificadas.

Com todo este desenvolvimento, pode-se dizer que SEA é, atualmente, uma metodologia para simulação bastante confiável oferecendo muita flexibilidade e agilidade nos resultados, sendo imprescindível para as mais variadas áreas de aplicação.

### 3.2 - Hipóteses Básicas

A metodologia de Análise Estatística de Energia se caracteriza pela simplicidade na abordagem dos problemas. Neste contexto, SEA fundamenta-se nas hipóteses básicas, apresentadas a seguir.

**a) O sistema em consideração deve ser dividido em subsistemas.**

Um subsistema pode ser definido como um grupo de modos ressonantes com mesmo tipo de ondas (por exemplo, flexão, longitudinal ou torção) e com resposta reverberante espacialmente uniforme na faixa de frequência considerada [14]. De modo geral, os subsistemas mais utilizados são cavidades acústicas, placas e vigas.

**b) A energia é a variável básica a partir da qual podem ser calculadas as respostas médias espaciais.**

Em outras palavras, o subsistema pode ser descrito, em termos de SEA, por uma única variável: o seu nível de energia. Considerando-se um subsistema estrutural, a velocidade média espacial pode ser derivada do seu nível de energia a partir da Equação (3.1),

$$\langle \bar{V}^2 \rangle = \frac{E}{M}, \quad (3.1)$$

sendo

$\langle \bar{V}^2 \rangle$  a velocidade média quadrada espacial ( $\langle \rangle$ ) e temporal ( $\bar{\quad}$ );

E, energia armazenada no subsistema;

M, massa total do subsistema.

Para um subsistema acústico, a pressão acústica pode ser derivada do seu nível de energia a partir da Equação (3.2),

$$\langle \bar{p}^2 \rangle = E \frac{\rho_0 c_0^2}{\text{Vol}}, \quad (3.2)$$

sendo

$\langle \bar{p}^2 \rangle$  a pressão sonora quadrada média espacial ( $\langle \rangle$ ) e temporal ( $\bar{\quad}$ );

Vol, volume do subsistema;

E, energia armazenada no subsistema;

$\rho_0$ , densidade do fluido (do meio);

$c_0$ , velocidade do som no meio.

**c) Todos os modos possuem o mesmo amortecimento modal  $h$ .**

Esta hipótese simplifica bastante a análise, pois basta que seja determinado o amortecimento médio dos modos contidos em cada faixa de frequências.

**d) É necessário se conhecer a densidade modal de cada subsistema.**

A densidade modal, para cada faixa de frequências, deve ser suficientemente elevada para permitir uma adequada troca de energia entre os grupos de modos de cada subsistema. Normalmente, é recomendado um número mínimo de 6 modos sendo que o valor ideal é de 10 modos. Outro critério atualmente adotado recomenda um fator de superposição modal (MOF) maior que 0,33, aproximadamente, o qual pode ser definido pela Equação (3.3),

$$MOF = n\omega h, \quad (3.3)$$

sendo

$n$  a densidade modal (modos/Hz);

$\omega$  a frequência (rad/s);

$\eta$  o fator de perda.

Este valor corresponde a um espaçamento máximo entre ressonâncias de um determinado subsistema correspondente a 3 vezes a largura da banda de meia potência do subsistema. Este fator fornece informações do espaçamento entre as ressonâncias (densidade modal) e da superposição modal, através do amortecimento.

**e) Todos os modos contidos em uma faixa de frequências possuem a mesma energia modal.**

Matematicamente, tal hipótese pode ser representada pela Equação (3.4),

$$E = N \bar{E}, \quad (3.4)$$

sendo

$\bar{E}$  a energia modal;

$N$ , número de modos contidos na faixa de frequência considerada;

$E$ , energia total dos modos contidos na faixa de frequências considerada ( $\Delta f$ );

$f_0$ , frequência central da faixa de frequências considerada.

A Figura 3.1 ilustra melhor tal hipótese.

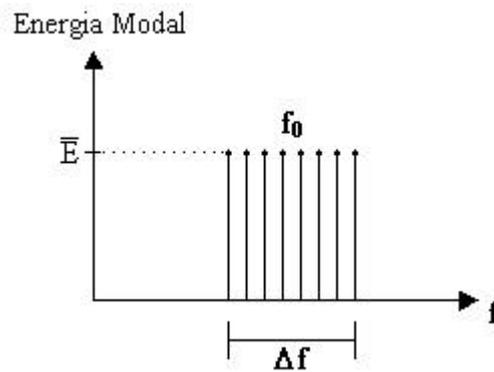


Figura 3.1 – Energia modal dos modos contidos numa faixa de frequências considerada.

- f) **A energia flui do subsistema que possui a maior energia modal para aquele que possui a menor energia modal.**

A Figura 3.2 ilustra de forma mais clara esta hipótese.

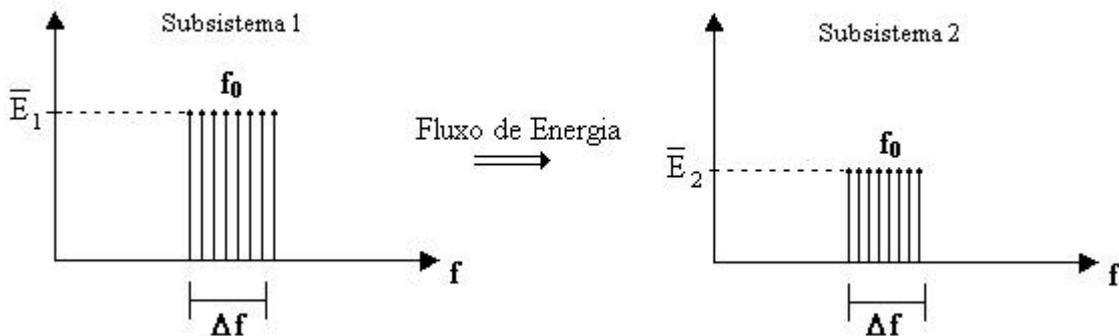


Figura 3.2 – Fluxo de energia entre subsistemas em função dos seus níveis.

Neste aspecto, pode ser realizada uma analogia com a área térmica onde ocorre o fluxo de calor da região de maior temperatura para a região de menor temperatura.

- g) **O fluxo de energia entre dois subsistemas é proporcional à diferença entre as energias modais e ao respectivo fator de perda por acoplamento.**

Para um melhor entendimento, pode ser realizada uma analogia com um sistema hidráulico composto por dois reservatórios com níveis diferentes. Intuitivamente, quanto maior a diferença entre os níveis maior será o fluxo do fluido entre eles. A Figura 3.3 ilustra tal situação.

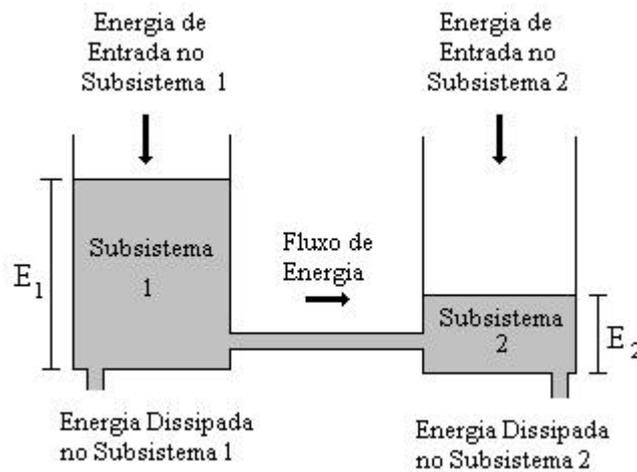


Figura 3.3 – Fluxo de energia em função da diferença de seus níveis.

### 3.3 - Sistema de Equações Básicas

A partir das hipóteses citadas anteriormente, podem ser formuladas as equações básicas de SEA. Para simplificar a análise, consideram-se, inicialmente, somente dois subsistemas, conforme mostrados na Figura 3.4. Em seguida, realiza-se o balanço de potências entre eles para uma determinada faixa de frequência. Este mesmo raciocínio é válido para as outras faixas de frequências e, pode também, ser posteriormente extrapolado para um número maior de subsistemas.

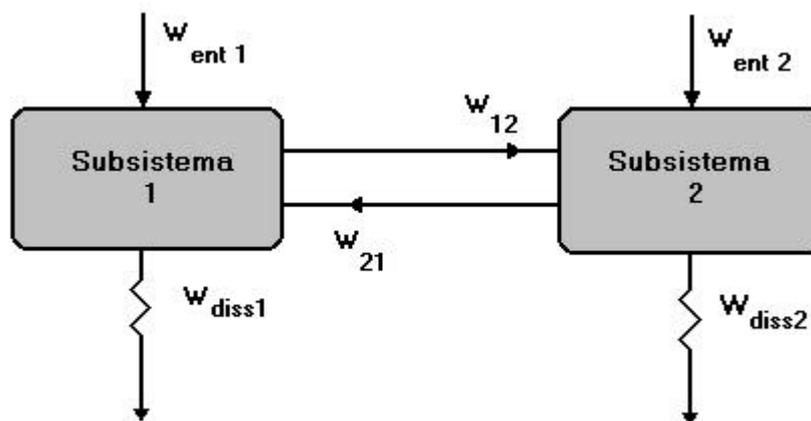


Figura 3.4 – Balanço de potência entre dois subsistemas.

Considerando-se, primeiramente, o subsistema 1, tem-se que a potência de entrada deve ser igual à potência de saída. Como potência de saída, considera-se a potência dissipada no próprio subsistema 1 mais a potência transferida para o subsistema 2. Como potência de entrada, considera-se a potência externa de entrada no subsistema 1 mais a potência transferida do subsistema 2 para o subsistema 1. Matematicamente, tem-se:

Potência de Entrada = Potência de Saída

$$W_{ent1} + W_{21} = W_{diss1} + W_{12} \quad (3.5)$$

Explicitando a potência de entrada do subsistema 1, a Equação (3.5) torna-se,

$$W_{ent1} = W_{diss1} + W_{12} - W_{21} \quad (3.6)$$

Fazendo-se o mesmo raciocínio para o subsistema 2, tem-se que a potência de entrada deve ser igual à potência de saída. Como potência de saída, considera-se a potência dissipada no próprio subsistema 2 mais a potência transferida para o subsistema 1. Como potência de entrada, considera-se a potência externa de entrada no subsistema 2 mais a potência transferida do subsistema 1 para o subsistema 2. Então, da mesma forma,

Potência de Entrada = Potência de Saída

$$W_{ent2} + W_{12} = W_{diss2} + W_{21} \quad (3.7)$$

Explicitando a potência de entrada do subsistema 2, na Equação (3.7) tem-se:

$$W_{ent2} = W_{diss2} + W_{21} - W_{12} \quad (3.8)$$

A potência dissipada pode ser representada pelas Equações (3.9) e (3.10), para os subsistemas 1 e 2, respectivamente,

$$W_{diss1} = \omega \eta_1 E_1 , \quad (3.9)$$

sendo

$\omega$  a frequência central da faixa de frequências considerada;

$\eta_1$ , fator de perda por amortecimento do subsistema 1;

$E_1$ , energia total do subsistema 1.

$$W_{diss2} = \omega \eta_2 E_2 , \quad (3.10)$$

sendo

$\omega$  a frequência central da faixa de frequências considerada;  
 $\eta_2$ , fator de perda por amortecimento do subsistema 2;  
 $E_2$ , energia total do subsistema 2.

A potência transferida do sistema 1 para o subsistema 2 pode ser representada pela Equação (3.11) e a transferida do subsistema 2 para o subsistema 1 pode ser representada pela Equação (3.12).

$$W_{12} = \omega \eta_{12} E_1, \quad (3.11)$$

sendo

$\omega$  a frequência central da faixa de frequências considerada;  
 $\eta_{12}$ , fator de acoplamento entre o subsistema 1 e o subsistema 2;  
 $E_1$ , energia total do subsistema 1.

$$W_{21} = \omega \eta_{21} E_2, \quad (3.12)$$

sendo

$\omega$  a frequência central da faixa de frequências considerada;  
 $\eta_{21}$ , fator de acoplamento entre o subsistema 2 e o subsistema 1;  
 $E_2$ , energia total do subsistema 2.

Assim, substituindo-se as Equações (3.9), (3.10), (3.11) e (3.12) nas Equações (3.6) e (3.8), tem-se:

$$W_{ent1} = \omega \{E_1 [\eta_1 + \eta_{12}] - \eta_{21} E_2\} \quad (3.13)$$

$$W_{ent2} = \omega \{E_2 [\eta_2 + \eta_{21}] - \eta_{12} E_1\} \quad (3.14)$$

As Equações (3.13) e (3.14) podem também ser representadas na forma matricial.

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_{ent1} \\ W_{ent2} \end{Bmatrix} \quad (3.15)$$

O mesmo raciocínio aplicado a um sistema genérico com K subsistemas leva à seguinte configuração matricial.

$$\mathbf{w} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{h}_{1r} & -\mathbf{h}_{21} & -\mathbf{h}_{31} & \cdots & -\mathbf{h}_{N1} \\ -\mathbf{h}_{12} & \mathbf{h}_{2r} & -\mathbf{h}_{32} & \cdots & -\mathbf{h}_{N2} \\ -\mathbf{h}_{13} & -\mathbf{h}_{23} & \mathbf{h}_{3r} & \cdots & -\mathbf{h}_{N3} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\mathbf{h}_{1N} & -\mathbf{h}_{2N} & -\mathbf{h}_{3N} & \cdots & \mathbf{h}_{Nr} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \\ \vdots \\ E_N \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_{ent1} \\ W_{ent2} \\ W_{ent3} \\ \vdots \\ W_{entN} \end{Bmatrix} \quad (3.16)$$

onde, de forma genérica, tem-se:

$$\mathbf{h}_{ir} = \mathbf{h}_i + \sum_{\substack{i=1 \\ j \neq i}}^K \mathbf{h}_{ij}, \quad (3.17)$$

onde

$\eta_i$  é fator de perda por amortecimento do subsistema i;

$\eta_{ij}$ , o fator de perda por acoplamento entre os subsistemas i e j.

### 3.4 - Parâmetros do Modelo SEA: Técnicas de Determinação

A seguir serão apresentadas as técnicas mais comumente usadas para a determinação dos vários parâmetros envolvidos na metodologia SEA. Tais considerações são importantes, pois servirão de base para a decisão da forma como serão determinados os parâmetros dos subsistemas. Na medida do possível, pretende-se determinar experimentalmente pelo menos os parâmetros dos subsistemas considerados mais importantes no modelo SEA do veículo com o objetivo de representar o modelo físico de forma mais real possível.

#### 3.4.1 - Potência de Excitação ( $W_{ent}$ )

A potência de excitação, ou potência de entrada, ( $W_{ent}$ ) pode ser definida como a transferência de energia de uma fonte externa para um determinado sistema. Basicamente, existem dois grupos diversos de potência de entrada [14]:

- Potência de entrada concentrada. Neste grupo encontram-se as forças e/ou os momentos pontuais;

- Potência de entrada espacialmente distribuída. Neste grupo encontram-se os campos de pressão acústica difusa e os campos de pressão aerodinâmica.

A determinação experimental da potência de excitação envolve normalmente a medição de níveis de vibração ou de um campo sonoro [1]. Caso a excitação seja exercida pontualmente por uma força ou por um momento, são medidas as velocidades e a potência transferida ao sistema é calculada usando-se uma Função Resposta em Frequência correspondente (por exemplo, a impedância,  $Z$ ), segundo [8], através da Equação (3.18),

$$W_{ent} = \frac{1}{2} |V|^2 \operatorname{Re}\{Z\}, \quad (3.18)$$

onde

$W_{ent}$  é a potência de entrada;

$|V|^2$  a amplitude complexa da velocidade;

$\operatorname{Re}\{Z\}$  a parte real da impedância pontual.

Caso a excitação seja distribuída, pode-se também medir a pressão sonora do campo incidente e calcular a potência transferida usando-se também uma Função Resposta em Frequência correspondente (distribuída ao longo da superfície excitada pelo campo sonoro).

### 3.4.2 - Fator de Perda por Amortecimento

#### 3.4.2.1 - Subsistema Estrutural

O amortecimento estrutural de um sistema está associado ao processo de conversão da energia vibratória em calor. Normalmente, é representado pelo fator de perda  $\eta$ , sendo definido pela Equação (3.16), a qual pode ser obtida a partir das equações (3.1) e (3.9),

$$\eta = \frac{W_{dissipada}}{2\pi f M \langle \bar{V}^2 \rangle}, \quad (3.19)$$

sendo

$W_{dissipada}$  a potência dissipada;

$f$ , frequência (Hz);

$M$ , massa do componente;  
 $\langle \bar{V}^2 \rangle$ , velocidade média espacial.

O fator de perda por amortecimento pode ser determinado de três formas: métodos experimentais, métodos numéricos ou métodos analíticos. No tocante aos métodos experimentais, segundo LYON & DeJong [1], os dois métodos mais comumente utilizados para a determinação deste fator são:

- Método do Decaimento;
- Método da Potência de Entrada.

Além destes dois métodos, existe ainda o Método da Banda de Meia Potência o qual é menos utilizado devido a limitações na sua aplicação.

### **Método do Decaimento**

Este método é bastante vantajoso para aplicações na área de Acústica e Vibrações porque é simples, pouco dispendioso (exige poucos equipamentos) e de rápida execução. Consiste na súbita interrupção do fornecimento de energia, caso a excitação seja contínua (tipo ruído branco, por exemplo), ou a partir de um golpe utilizando um martelo de impacto ao componente sob ensaio, com o simultâneo registro do decaimento da energia vibratória, para cada faixa de frequência considerada. Matematicamente, conforme [1], o fator de perda pode ser determinado pela Equação (3.20):

$$\eta \cong \frac{2,2}{f_0 T_{60}}, \quad (3.20)$$

sendo

$f_0$  a frequência central da faixa de frequência de interesse (Hz).

$T_{60}$ , tempo de reverberação (segundos).

Tal método possui as seguintes limitações:

- possui a tendência de subestimar o fator de perda  $\eta$ , pois os seus valores medidos tendem aos valores referentes aos menores amortecimentos dos modos contidos em uma determinada faixa de frequência;

- a sua aplicação está normalmente limitada a estruturas cujos valores  $\eta \leq 0,08$ . Isto se deve ao fato de que para valores de amortecimento muito elevados, grande parte da energia se dissiparia em um tempo menor que o período de dois ciclos de vibração, impossibilitando, assim, a leitura precisa da razão de decaimento.

### Método da Potência de Entrada

Baseia-se na definição do fator de perda (Equação 3.19) e possui a grande vantagem de permitir a determinação do valor médio dos amortecimentos dos modos contidos na faixa de frequência considerada. Utiliza ou excitação senoidal cuja frequência é variada ao longo da faixa de frequência de interesse ou excitação em banda larga. Além disto, os pontos de excitação devem ser posicionados em locais com alta resposta modal. Como desvantagens citam-se o maior tempo de execução e a necessidade de uma maior infra-estrutura (além de analisador e acelerômetros, exige um shaker para excitação contínua da estrutura em análise).

O terceiro método para a medição do fator de amortecimento - Banda de Meia Potência – é menos utilizado porque possui limitações para aplicação uma vez que exige estruturas cujos modos estejam suficientemente espaçados o que nem sempre acontece na prática. Neste método, a determinação do valor de  $\eta$  é realizada a partir da Equação (3.21):

$$\eta \cong \frac{\Delta f}{f_0}, \quad (3.21)$$

sendo

$\Delta f$  a largura da faixa de meia potência do modo considerado;

$f_0$ , o centro da faixa de frequência considerada.

A Figura 3.5 ilustra tal método.

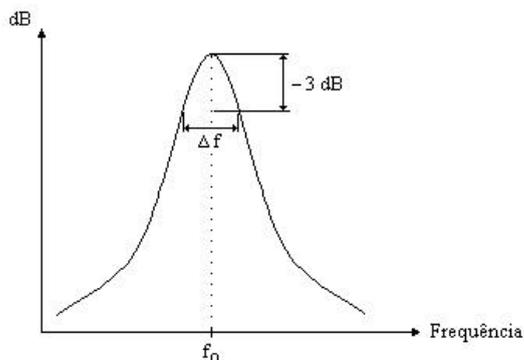


Figura 3.5 – Método da banda de meia potência

A instrumentação utilizada no Método da Banda de Meia Potência é similar à utilizada nos experimentos para determinação de Resposta em Frequência. Entretanto, o método da banda de meia potência não é utilizado em SEA devido à alta densidade modal dos subsistemas, o que inviabiliza este método.

### 3.4.2.2 - Subsistema Acústico

Em se tratando de cavidades acústicas, segundo LYON & DeJong [1], o fator de perda por amortecimento é representado pelo coeficiente de absorção da superfície ( $\alpha$ ) sendo o mesmo dependente da frequência e do ângulo de incidência das ondas acústicas, além, obviamente, das propriedades do material da superfície. Nestes casos, uma análise teórica do mecanismo de amortecimento (dissipação da potência através dos mecanismos de condutividade térmica e fluxo viscoso no processo de reflexão das ondas acústicas no contorno da superfície) é muito difícil de ser realizada e muitas das informações disponíveis para o valor do coeficiente de absorção originam-se de medições experimentais.

A Equação (3.22) pode ser usada para o cálculo do fator de perda por amortecimento dos modos acústicos,

$$h = \frac{C_0 \cdot A \cdot \bar{\alpha}}{8p f Vol}, \quad (3.22)$$

sendo

- $\bar{\alpha}$ , o coeficiente de absorção médio;
- A, área de absorção total;
- $c_0$ , velocidade da onda acústica no ar;
- f, frequência considerada;
- Vol, volume da cavidade acústica.

Em relação aos métodos empíricos para a determinação do valor do fator de amortecimento, estes são utilizados quando não estão disponíveis valores de amortecimento teóricos e experimentais. Para aplicações nos modelos SEA, segundo LYON & DeJong [1], é possível obter-se bons resultados utilizando os valores empíricos do fator de perda por amortecimento advindos de uma base de dados de valores medidos para subsistemas similares.

Já os métodos numéricos, ainda segundo LYON & DeJong [1], podem ser aplicados para a determinação do amortecimento em casos de estruturas com tratamento para

amortecimento, como é o caso de aplicação de camadas de materiais viscoelásticos, em configuração sanduíche.

### 3.4.3 - Número de Modos

Segundo LYON & DeJong [1], o número de modos presentes em um determinado sistema, numa certa faixa de frequências, é um parâmetro muito importante em SEA porque representa o número de modos ressonantes disponíveis para receber e armazenar energia. Existem três metodologias diversas para a sua determinação (ou indiretamente da densidade modal), a saber: a analítica, a numérica e a experimental. O método analítico é a forma mais comumente utilizada para a determinação do número de modos e consiste simplesmente em realizar o cálculo através de fórmulas matemáticas. Tal método aplica-se a sistemas de geometria mais simples, ditos bem comportados, os quais possuem densidades modais que podem ser calculadas em termos de parâmetros relativamente simples, como por exemplo, as suas dimensões globais e a velocidade média das ondas nestes sistemas.

O método numérico normalmente é aplicado nos casos onde o sistema possui uma alta complexidade geométrica. Em modelos de Elementos Finitos, deve-se tomar o cuidado de selecionar um número mínimo de 6 elementos para cada meio comprimento de onda, com o objetivo de garantir uma boa precisão dos resultados. Além disto, quando um componente é analisado separado do sistema completo devem-se utilizar condições de contorno as mais próximas possíveis da situação real, pois as condições de contorno completamente livre e completamente engastada não são as melhores escolhas visto que não são, normalmente, encontradas em situações práticas.

Quanto ao método experimental, existem duas alternativas para a determinação do número de modos. A primeira delas utiliza a função resposta em frequência medida do sistema para identificar e, por consequência, contar o número de modos. Excita-se o subsistema num ponto onde seja presumida uma alta resposta objetivando a obtenção do maior número de modos possível. A precisão desta alternativa depende do espaçamento entre os modos, pois pode ocorrer que alguns modos não sejam visualizados devido à superposição entre eles. Para melhorá-la, realizam-se várias medições em pontos diversos com o objetivo de verificar a ocorrência de outros modos que por ventura não tenham aparecido nas medições anteriores.

Este procedimento não proporciona bons resultados pelo fato de muitos modos, apesar de presentes no subsistema, podem não contribuir de forma significativa para a absorção e troca de energia com modos de outros subsistemas.

A segunda alternativa baseia-se na determinação do valor médio da função resposta em frequência pontual, o qual está relacionado ao número de modos. Tal alternativa se aplica nos casos onde a separação entre os modos não é suficiente para que eles sejam identificados na função resposta em frequência, quando o subsistema não pode ser representado por uma geometria simples e/ou por um material homogêneo. Normalmente, realizam-se várias medições na parte interna do subsistema em consideração (distante dos contornos) e o valor final é a média espacial no subsistema. Matematicamente, segundo [5], pode ser definido pela Equação (3.23),

$$N = 4 M \Delta f \langle \text{Re} \{ Y \} \rangle , \quad (3.23)$$

sendo

$N$  o número de modos;

$\Delta f$  , faixa de frequência;

$M$ , massa do subsistema;

$\text{Re} \{ Y \}$ , parte real da Mobilidade Pontual;

$\langle \rangle$ , representa a média espacial das respostas em frequência medidas em vários pontos ao longo do subsistema.

#### 3.4.4 - Fator de Perda por Acoplamento

Os fatores de perda por acoplamento normalmente utilizados em SEA podem ser divididos em três diversos tipos [14].

##### a) Fator de perda por acoplamento entre subsistemas acústicos.

Pode ser associado ao coeficiente de perda por transmissão. Atualmente, muito se tem pesquisado sobre o coeficiente de perda de transmissão e, segundo CIMERMAN & Bremner [7], existem fórmulas para a determinação analítica deste coeficiente para os principais tipos de furos: aberturas circulares, aberturas retangulares e frestas. No caso de um veículo automotivo, embora normalmente não existam furos livres que tenham interface com o habitáculo, a montagem de tampões de borracha nos furos existentes na carroceria ainda se constituem em pontos de grande perda de transmissão.

**b) Fator de perda por acoplamento entre subsistema acústico e subsistema estrutural.**

Na maioria dos casos pode ser expresso em termos da eficiência de radiação. É, por exemplo, o caso de uma placa vibrando em uma cavidade acústica onde a sua potência radiada pode ser expressa através da eficiência de irradiação  $\sigma_{\text{rad}}$ , dada pela Equação (3.24):

$$W_{\text{rad}} = \rho c S \langle \bar{V}^2 \rangle \sigma_{\text{rad}}, \quad (3.24)$$

Tal potência pode também ser expressa em função do fator de acoplamento estrutura-cavidade  $\eta_{\text{ec}}$ , conforme mostrado na Equação (3.25),

$$W_{\text{rad}} = \omega \eta_{\text{ec}} M \langle \bar{V}^2 \rangle, \quad (3.25)$$

Deste modo, tem-se que a relação entre  $\eta_{\text{ec}}$  e  $\sigma_{\text{rad}}$  pode ser dada pela Equação (3.26):

$$\eta_{\text{ec}} = \frac{\rho c S}{\omega M} \sigma_{\text{rad}}, \quad (3.26)$$

Cabe ressaltar que a eficiência de radiação  $\sigma_{\text{rad}}$  tanto pode ser determinada analiticamente quanto experimentalmente.

**c) Fator de perda por acoplamento entre subsistemas estruturais.**

É a forma mais comum de acoplamento e, provavelmente também, a que requer maiores cuidados na sua determinação. As formas de acoplamento são as mais variadas possíveis: soldas por pontos, cordões de soldas, rebites e parafusos.

### 3.5 - Vantagens da Utilização da Metodologia SEA

Na literatura técnica são comentadas as vantagens de utilização da metodologia SEA em relação aos métodos determinísticos. Segundo NIEROP et al [4], os métodos determinísticos fornecem bons resultados somente para estruturas específicas não levando em consideração a dispersão inevitável do comportamento dinâmico de sistemas considerados nominalmente idênticos. Tal dispersão normalmente está relacionada às inerentes incertezas e às variações randômicas nas propriedades dos materiais e nos parâmetros de projeto as quais são, ou construídas em estruturas durante o processo de fabricação, ou tornam-se relevantes durante as diferentes condições de operação.

Ainda segundo NIEROP et al [4], frequentemente necessita-se realizar a média dos resultados, tanto em frequência quanto no espaço, de modo a fornecer uma interpretação de engenharia da resposta dinâmica de um veículo. Este aspecto já é contemplado na metodologia SEA.

Segundo BREMNER et al [9], SEA é uma metodologia formulada para problemas de ruído em larga faixa de frequências: tipicamente de 50 Hz a até frequências acima de 10 kHz, podendo modelar corretamente modelos combinados de fontes tonais e randômicas. Aplicações de SEA aos problemas aeroespaciais estendem-se até frequências superiores a 10 kHz, e aplicações às estruturas navais abrangem frequências a partir de 50 Hz.

Segundo LYON & DeJong [1], a abordagem estatística de SEA reduz o número de graus de liberdade de um modelo comparado aos modelos determinísticos diminuindo a complexidade da sua análise bem como o tempo de simulação computacional. Além disto, não há a necessidade de se refinar o modelo para a análise em altas frequências uma vez que os parâmetros do modelo são válidos numa larga faixa de frequências.

Com relação às desvantagens, segundo LYON & DeJong [1], a principal delas é a incapacidade de se obter a partir de um modelo SEA uma resposta determinística em uma posição e/ou frequência precisas já que somente informações médias estatísticas da resposta do sistema são obtidas. Ainda, segundo LYON & DeJong [1], outra desvantagem de SEA analisada como método estatístico, é que a mesma não é bem compreendida ou mesma aceita especialmente quando é aplicada a um sistema que presumivelmente pode ser descrito deterministicamente. Uma das razões para isto é que, ao longo dos anos, foi dada ênfase à descrição das respostas dos sistemas utilizando-se equações diferenciais com coeficientes constantes, ou em outras palavras, com parâmetros físicos constantes. Além disto, o constante avanço da eletrônica sempre disponibilizando computadores cada vez mais potentes leva a se acreditar que, com suficiente esforço, a resposta dinâmica de sistemas complexos pode ser completamente determinada, com suficiente precisão, utilizando-se os modelos determinísticos.

Considerando-se as vantagens e as desvantagens anteriormente citadas, pode-se agrupar a aplicação de SEA em três situações distintas, a saber:

- Aplicação durante a fase preliminar do projeto;
- Aplicação em testes para diagnose de problemas;
- Aplicação na modificação de projetos.

### **3.5.1 - Aplicação durante a Fase Preliminar do Projeto**

Segundo LYON & DeJong [1], SEA é uma metodologia que requer um nível moderado de detalhes do projeto do veículo e, por isto, facilmente adequa-se a esta fase de desenvolvimento já que o veículo nesta etapa está definido somente por desenhos de engenharia a nível básico.

Além disto, é uma metodologia que oferece ferramentas de diagnose poderosas como, por exemplo, a identificação dos principais caminhos de transmissão de ruído (NPA) e a classificação das fontes de ruído de um sistema. Tais informações são tanto mais úteis quanto mais cedo estiverem disponíveis, pois deste modo, qualquer modificação no projeto do veículo pode ser, ainda, realizada caso seja identificado algum problema potencial relacionado à performance vibro-acústica do mesmo.

Ainda, segundo LYON & DeJong [1], SEA é uma metodologia de rápida implementação/tempo de solução podendo ser testadas várias alternativas de soluções para a definição do pacote acústico do veículo em um tempo muito curto bem como a um custo econômico reduzido que atenda aos objetivos econômicos pré-estabelecidos para determinado modelo.

### **3.5.2 - Aplicação em Testes para Diagnóstico de Problemas**

Segundo LYON & DeJong [1], SEA é uma ferramenta útil quando utilizada juntamente com testes experimentais em um sistema seja na fase de refinamento do projeto, em testes para verificação dos valores especificados ou na diagnose de um problema. O modelo SEA pode auxiliar na definição das grandezas a serem medidas e na interpretação dos seus resultados. Além disto, pode melhor identificar a localização das fontes de ruído e dos principais caminhos de transmissão seja de ruído como de vibração.

### **3.5.3 - Aplicação na Modificação de Projetos**

Sendo o veículo automotor um sistema de grande complexidade onde normalmente existem múltiplos caminhos de transmissão tanto para o ruído quanto para a vibração, a avaliação de quaisquer modificações no seu projeto pode ser cuidadosamente realizada utilizando-se o modelo SEA. Assim, rapidamente podem ser visualizadas as novas configurações e, conseqüentemente, os novos arranjos em termos de caminhos de transmissão facilitando a análise do impacto destas modificações no projeto com um adequado grau de confiança.

### **3.6 - Tipos de Modelos SEA: Analítico, Experimental e Híbrido**

Um modelo SEA analítico pode ser definido como um modelo computacional SEA que somente inclui parâmetros analíticos. Deve ser ressaltado que tal modelo pode também incluir fatores de perda por amortecimento obtidos de testes experimentais.

Um modelo SEA experimental pode ser definido como um modelo computacional SEA que se baseia somente em parâmetros experimentais, isto é, todos os termos na matriz SEA são derivados de dados de testes experimentais. Entende-se por parâmetros experimentais os parâmetros SEA (tais como massa, volume, densidade modal e fator de perda por acoplamento) que são obtidos a partir de experimentos.

Um modelo SEA híbrido pode combinar parâmetros analíticos, experimentais e definidos pelo usuário. Deste modo, existem quatro tipos de modelos SEA híbridos: modelo híbrido analítico-experimental, modelo híbrido analítico-definido pelo usuário, modelo híbrido experimental-definido pelo usuário e modelo híbrido analítico-experimental-definido pelo usuário. Na prática, modelos SEA híbridos normalmente se referem ao primeiro tipo: analítico-experimental. Segundo CIMERMAN et al [6], um modelo híbrido pode ser definido como a integração de parâmetros analíticos e experimentais em um modelo SEA comum. Tal modelo é capaz de modelar o comportamento vibro-acústico de sistemas complexos tais como um veículo automotor.

## Capítulo 4

### MODELO DE ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA

#### 4.1 - Introdução

No processo de simulação computacional, a qualidade dos resultados que podem ser obtidos, depende diretamente da boa conjugação de dois importantes aspectos:

- ter conhecimento detalhado do software sendo utilizado;
- ter bom conhecimento do sistema que se deseja simular bem como ter bem claro os objetivos da simulação e os resultados que podem ser alcançados.

Por isto, procurou-se adequar da melhor maneira possível ambos os aspectos de forma a tornar o modelo, e conseqüentemente a simulação, o mais próximo possível da realidade.

A partir destas considerações anteriores, desenvolveu-se um modelo computacional baseado na metodologia de Análise Estatística de Energia (SEA) com o objetivo de simular, com precisão aceitável, os níveis de ruído no interior de um veículo na sua fase inicial de desenvolvimento, considerando a transmissão de ruído via aérea. Além disto, foi considerada apenas a contribuição de ruído originária do motor. Isto se deve ao fato de que o motor é a principal fonte de ruído em um veículo. Deste modo, neste trabalho não foram objetos de consideração as contribuições de ruído provenientes do sistema de exaustão (silenciadores), do ruído proveniente dos pneus, do ruído aerodinâmico bem como as demais fontes de ruído.

O veículo utilizado na simulação foi o modelo Fiat Stilo. As razões que motivaram esta escolha foram as seguintes:

- o Setor de Acústica e Vibração da FIAT (Brasil) já vem realizando testes experimentais sobre este modelo os quais foram muito úteis neste desenvolvimento se constituindo numa importante base de dados;

- a possibilidade de se conseguir com maior facilidade componentes, ou mesmo veículos, por um tempo suficiente para a realização dos testes experimentais já que tal modelo encontrava-se em fase de desenvolvimento.

A simulação do veículo foi realizada utilizando-se o software AutoSEA 2. Tal software foi escolhido – dentre outras opções no mercado – pelos seguintes motivos:

- é o software, atualmente, mais utilizado em todo o mundo e, em particular, é utilizado no Centro de Pesquisas da Fiat (CRF) com o qual é sempre necessário que a FIASA mantenha contato técnico quando do desenvolvimento de novos modelos;
- é um software bastante amigável com o usuário, facilitando o seu aprendizado e a sua utilização;
- possui interface direta com o sistema de aquisição de dados atualmente utilizado nos Laboratórios de Acústica e Vibração da Fiat;
- é um software que vem recebendo por parte da sua empresa criadora constantes atualizações e inovações, principalmente na área automobilística, fazendo com que o mesmo se constitua numa ótima opção para o desenvolvimento deste trabalho.

Em relação à faixa de frequência a ser considerada, segundo BREMNER et al [9], SEA pode ser aplicado na faixa de frequência de 50 Hz a 20k Hz. Já segundo ONSAY [5], SEA pode ser aplicado nas médias e altas frequências correspondendo para a maioria das aplicações de engenharia à faixa de 100 Hz a 10 kHz. Na literatura existem algumas indicações da faixa de frequência utilizadas referentes às aplicações na área automotiva, a saber:

- GOETCHIUS et al [8], utilizaram a faixa de frequência de 100 Hz a 10 kHz para a simulação do modelo SEA de uma Minivan, em bandas de 1/3 de oitava;
- Nierop et al [4], simularam duas situações: na primeira, um veículo automotor foi simulado na faixa de 100 Hz a 8 kHz; na segunda, a cabine de um trator foi simulada de 200 Hz a 10 kHz, em bandas de 1/3 de oitava.

Segundo ONSAY [5], no tocante às larguras de faixas de frequências, SEA pode ser implementado em intervalos de frequências utilizando largura de faixa constante ou, mais comumente, utilizando faixas de largura percentual constante, tais como 1/3 e 1/1 oitava.

Sendo assim, neste trabalho, a simulação computacional baseada em Análise Estatística de Energia foi realizada utilizando as larguras de faixa percentual constante, mais

especificamente de 1/3 oitava, na faixa de frequências de 100 Hz a 10 kHz. A escolha desta alternativa foi motivada pelo fato de que na Fiat Automóveis as medições experimentais de Transparência Acústica de um veículo, seguindo norma de prova interna, são realizadas tomando-se como base os filtros de 1/3 de oitava e tais medições foram utilizadas para a validação do modelo desenvolvido. Além disto, conforme citado anteriormente, esta é a escolha mais frequentemente utilizada em trabalhos de aplicação de SEA na área automobilística.

Para a divisão do veículo em subsistemas, foi considerado o desenvolvimento de um modelo de veículo o mais simplificado possível (geometrias simplificadas). Tal definição teve por objetivo verificar se um modelo mais simplificado já seria capaz de dar uma razoável indicação dos níveis de ruído no interior do veículo. Isto, na indústria automobilística, é de grande importância na fase inicial de desenvolvimento de um novo veículo já que normalmente não se têm disponíveis, nesse período, informações tão detalhadas da geometria do mesmo. Ao mesmo tempo, é de grande importância nesta fase do projeto prever com razoável precisão os níveis de ruído presentes no interior do veículo, pois, teoricamente, ainda haveria tempo e condições de se proceder a possíveis modificações.

Deve ser ressaltado que, inicialmente, a única exceção para a consideração acima é a parede frontal do veículo a qual foi considerada de forma mais detalhada dentro, evidentemente, de um limite razoável. Isto foi motivado pelo fato de que a mesma se constitui no principal caminho para a transmissão do ruído proveniente do motor já que, segundo Nierop et al [4], é razoável assumir que, pelo menos nas faixas de frequências baixas e médias, a transmissão do som se faça principalmente através das partes do veículo que estão mais próximas da fonte.

## **4.2 - Etapas da construção do modelo SEA**

### **4.2.1 - Definição da geometria**

O ponto de partida para a construção do modelo SEA é a definição da geometria do veículo. De modo geral, faz-se a importação direta da geometria do modelo do veículo a ser considerado existindo, basicamente, três possibilidades:

- importação da geometria a partir de desenhos CAD (Computer Aided Design);
- importação da geometria a partir de desenhos de Elementos Finitos;
- importação da geometria a partir do modelo wireframe do veículo.

Outra possibilidade a ser considerada, ao invés da importação da geometria do veículo, é a construção da mesma a partir da criação de nós cujas coordenadas, evidentemente, obedecem às coordenadas reais do veículo.

Na fase de desenvolvimento deste trabalho, devido à indisponibilidade na empresa dos modelos anteriormente citados, optou-se pela construção do modelo a partir da criação de nós. Utilizou-se o software AutoSEA2 para criá-los em pontos estratégicos da geometria do veículo de modo a defini-la com clareza e precisão aceitáveis.

#### 4.2.2 - Construção dos Subsistemas

Segundo LYON & DeJong [1], um subsistema de um modelo SEA pode ser definido com sendo um grupo de modos similares de armazenamento de energia. Tais modos são, geralmente, do mesmo tipo (por exemplo, acústico, flexão ou longitudinais) e existem na mesma seção do sistema, ou seja, em uma região do sistema completo.

Para a definição dos subsistemas, que constituem o modelo SEA do veículo, foram considerados os seguintes critérios:

- a) **Fraco acoplamento.** Esta é uma suposição fundamental em SEA [14]. Está relacionada ao fato de que as propriedades dinâmicas de um subsistema não são alteradas, em termos estatísticos, se este subsistema é conectado a outros subsistemas. Isto é normalmente verdadeiro em frequências onde a densidade modal é elevada, mas pode não ser tão verdadeiro onde somente modos de ordem baixa são excitados.
- b) **Número suficiente de modos em cada subsistema.** Foi evitada a escolha de subsistemas muito pequenos os quais, numa análise preliminar, não demonstrassem a possibilidade de apresentar um número significativo de modos ressonantes em cada faixa de frequência de interesse. Como referência, em cada faixa de frequência a ser considerada, trabalhou-se com o valor mínimo de 6 modos sendo que o valor considerado ideal é de no mínimo 10 modos. Tal escolha teve por objetivo garantir uma troca adequada de energia entre os grupos de modos de cada subsistema.
- c) **Critério físico dos materiais.** Toda descontinuidade na forma geométrica ou no material serve como forte indicação para a consideração de um novo subsistema. Deve ser ressaltado ainda que na definição dos subsistemas, foram introduzidas algumas simplificações tais como aproximações de forma geométrica e a consideração de

médias na espessura e na seção transversal, sempre com o objetivo de limitar o número de subsistemas.

A partir disto, foram definidos e criados os subsistemas para a construção do modelo SEA. Pretendeu-se, ainda, usar modelos simplificados para todos os subsistemas. A única exceção foram as paredes frontais direita e esquerda nas quais foram incluídos os tampões utilizados ou para a vedação de furos tecnológicos, ou para a passagem de chicotes elétricos, ou ainda de cabos de comando.

Ressalta-se que na construção deste modelo foram adotadas as seguintes simplificações:

- os detalhes presentes nos subsistemas reais tais como altos e baixos relevos, foram desconsiderados, ou seja, as chapas de aço foram consideradas como chapas planas;
- o pára-brisa que é composto por duas lâminas de vidro separadas por um filme plástico foi considerado como sendo composto por uma única camada de vidro com a espessura total;
- as colunas de sustentação do veículo não foram consideradas como subsistemas devido à consideração de transmissão de ruído via aérea;
- os painéis de portas não foram considerados devido a sua baixa contribuição na absorção acústica de ruído em comparação aos isolamentos acústicos.

A partir da consideração dos critérios acima citados, o modelo SEA foi, inicialmente, constituído com um total de 43 subsistemas, assim classificados:

- 36 subsistemas estruturais;
- 07 subsistemas acústicos.

As Tabelas 4.1 e 4.2 mostram, em maiores detalhes, a descrição de cada subsistema.

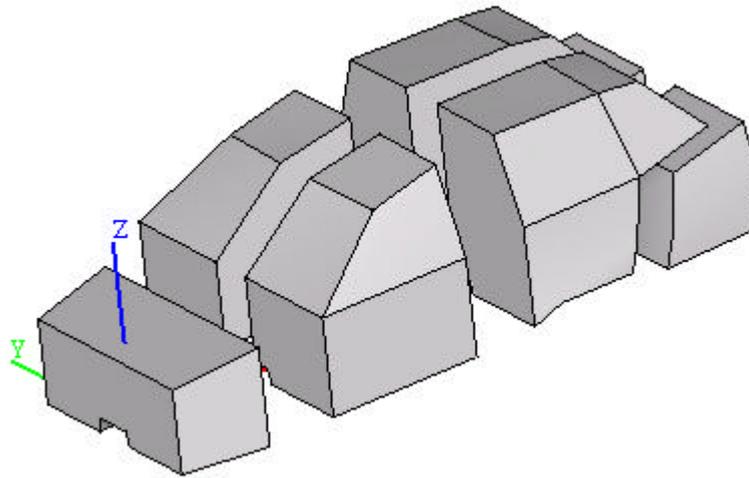
*Tabela 4.1 – Descrição dos subsistemas acústicos.*

Ordem	Subsistema	Fluido	Área (m <sup>2</sup> )	Volume (m <sup>3</sup> )
1	Cavidade Anterior Direita	Ar	5,505	0,8827
2	Cavidade Anterior Esquerda	Ar	5,505	0,8827
3	Cavidade Porta Malas Direita	Ar	2,858	0,3281
4	Cavidade Porta Malas Esquerda	Ar	2,858	0,3281
5	Cavidade Posterior Direita	Ar	5,997	0,8791
6	Cavidade Posterior Esquerda	Ar	5,997	0,8791
7	Cavidade Vão Motor	Ar	4,539	0,5648

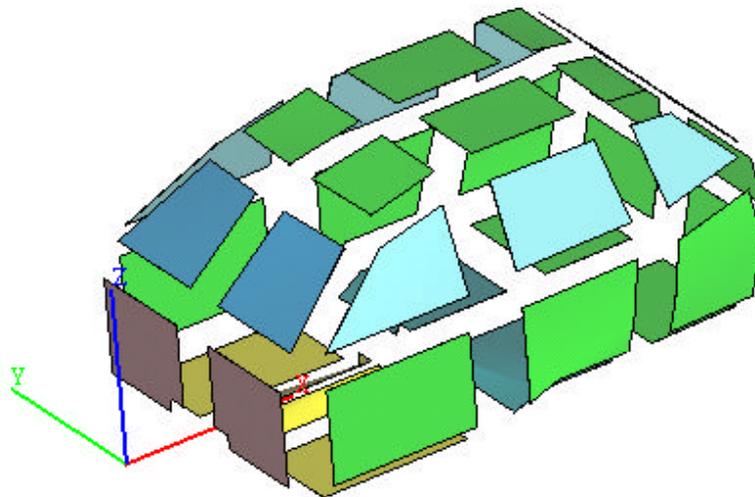
**Tabela 4.2 – Descrição dos subsistemas estruturais.**

Ordem	Subsistema	Material	Espessura (mm)	Área (m <sup>2</sup> )	Massa (kg)
1	Assoalho Dianteiro Direito	Aço	0,0012	0,704	8,068
2	Assoalho Dianteiro Esquerdo	Aço	0,0012	0,704	8,068
3	Assoalho Posterior Direito	Aço	0,0012	0,652	2,250
4	Assoalho Posterior Esquerdo	Aço	0,0012	0,652	2,250
5	Assoalho Porta Malas Direito	Aço	0,0008	0,538	3,356
6	Assoalho Porta Malas Esquerdo	Aço	0,0008	0,538	3,356
7	Lateral Direita	Aço	0,0008	0,416	2,593
8	Lateral Esquerda	Aço	0,0008	0,416	2,593
9	Pára-brisa Direito	Vidro Duplo	0,0045	0,517	5,346
10	Pára-brisa Esquerdo	Vidro Duplo	0,0045	0,517	5,346
11	Parede Frontal Direita	Aço	0,0012	0,538	6,321
12	Parede Frontal Esquerda	Aço	0,0012	0,538	6,321
13	Porta Dianteira Direita	Aço	0,0008	0,759	4,736
14	Porta Dianteira Esquerda	Aço	0,0008	0,759	4,736
15	Porta Posterior Direita	Aço	0,0008	0,499	3,121
16	Porta Posterior Esquerda	Aço	0,0008	0,499	3,121
17	Tampa Porta Malas Inferior Direita	Aço	0,0008	0,322	2,010
18	Tampa Porta Malas Inferior Esquerda	Aço	0,0008	0,322	2,010
19	Tampa Porta Malas Superior Direita	Aço	0,0008	0,225	1,404
20	Tampa Porta Malas Superior Esquerda	Aço	0,0008	0,225	1,404
21	Teto Central Direito	Aço	0,0008	0,462	3,231
22	Teto Central Esquerdo	Aço	0,0008	0,462	3,231
23	Teto Dianteiro Direito	Aço	0,0008	0,314	2,198
24	Teto Dianteiro Esquerdo	Aço	0,0008	0,314	2,198
25	Teto Posterior Direito	Aço	0,0008	0,174	1,217
26	Teto Posterior Esquerdo	Aço	0,0008	0,174	1,217
27	Túnel Anterior Direito	Aço	0,0012	0,240	2,745
28	Túnel Anterior Esquerdo	Aço	0,0012	0,240	2,745
29	Vidro Fixo Direito	Vidro	0,0032	0,243	1,785
30	Vidro Fixo Esquerdo	Vidro	0,0032	0,243	1,785
31	Vidro Porta Dianteira Direita	Vidro	0,0032	0,426	3,148
32	Vidro Porta Dianteira Esquerda	Vidro	0,0032	0,426	3,148
33	Vidro Porta Posterior Direita	Vidro	0,0032	0,509	3,746
34	Vidro Porta Posterior Esquerda	Vidro	0,0032	0,509	3,746
35	Vidro Posterior Direito	Vidro	0,0032	0,370	2,721
36	Vidro Posterior Esquerdo	Vidro	0,0032	0,370	2,721

As Figuras 4.1 e 4.2 ilustram os subsistemas acústicos bem como os subsistemas estruturais, respectivamente.



*Figura 4.1 – Subsistemas acústicos.*



*Figura 4.2 – Subsistemas estruturais.*

### **4.2.3 - Conexão entre os subsistemas**

Uma vez definidos os subsistemas, o passo seguinte foi a conexão entre eles. A Figura 4.3 ilustra a conexão entre alguns dos subsistemas definidos para o modelo adotado.

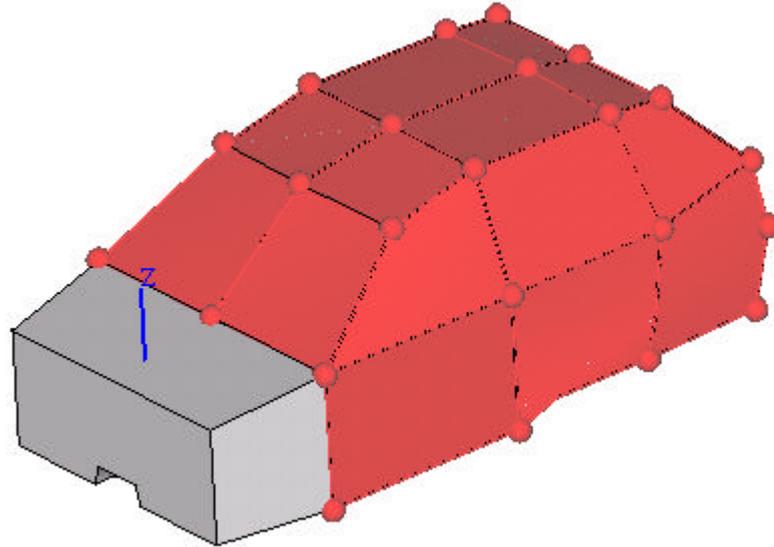


Figura 4.3 – Conexões entre os subsistemas.

#### 4.2.4 - Definição dos materiais e de suas propriedades físicas

Basicamente foram considerados além das chapas de aço e dos vidros, os materiais utilizados no pacote acústico do veículo. Muitos dados referentes a estes materiais foram obtidos a partir da especificação técnica da Engenharia da empresa, conforme mostrado nas Tabelas 4.1 e 4.2, enquanto outros, mais específicos, foram obtidos a partir de testes experimentais realizados pelo fornecedor de isolamentos acústicos.

Com relação ao pacote acústico do veículo, os isolamentos do veículo considerados na entrada de dados do modelo computacional SEA como tratamento acústico foram os seguintes:

- **Isolamento Acústico da Parede Frontal** – consistindo de material poroso composto de fibras têxteis com a função de desempenhar a função de absorção, possuindo densidade superficial de  $800 \text{ g/m}^2$ .
- **Isolamento Acústico do Assoalho Anterior** – consistindo de uma camada de material poroso composto de fibras têxteis de densidade superficial de  $1000 \text{ g/m}^2$  com função de absorção e outra, do mesmo tipo de material, porém prensado possuindo densidade superficial de  $1200 \text{ g/m}^2$  para realizar a função de isolamento.
- **Isolamento Acústico do Assoalho Posterior** – consistindo de uma camada de material poroso composto de fibras têxteis de densidade superficial de  $800 \text{ g/m}^2$  com a função de absorção e outra, do mesmo tipo de material, porém prensado possuindo densidade superficial de  $800 \text{ g/m}^2$  para realizar a função de isolamento.

- **Isolamento Acústico no Vão de Carga** – consistindo de material poroso pré-formado composto de fibras têxteis, desempenhando a função básica de absorção com densidade superficial de  $1400 \text{ g/m}^2$ .
- **Teto** – consistindo de material que, em princípio, não possui a função principal de absorção acústica embora possa contribuir com uma parcela para esta finalidade.
- **Isolamento Vão do Motor** – consistindo de material poroso pré-formado composto de fibras têxteis desempenhando a função básica de absorção sonora possuindo densidade superficial de  $1000 \text{ g/m}^2$ .
- **Tapete** – consistindo de material que, em princípio, não possui a função principal de absorção acústica embora possa contribuir com uma parcela para esta finalidade.

#### 4.2.5 - Aplicação de fontes de ruído

A potência de entrada ( $W_{\text{ent}}$ ) foi determinada experimentalmente a partir das medições dos níveis de pressão sonora no vão do motor. Para tal, foram seguidos os procedimentos previstos em [20], a qual prevê que a fonte de ruído controlada simulando o nível de ruído gerado pelo motor seja posicionada no centro geométrico do vão motor, conforme Figura 4.4. Ressalta-se que, analogamente a Bertolini et al [13], foi utilizado “ruído branco” (definido como ruído aleatório com densidade espectral de potência constante) como sinal de entrada para excitação de tal fonte, pois este tipo de ruído apresenta perfil mais plano em toda a faixa de frequências a ser utilizada e, portanto, mais adequado para tal aplicação.

Uma vez posicionada a fonte de ruído no vão do motor, partiu-se para a medição dos seus níveis de ruído onde foram utilizados nove (09) microfones distantes aproximadamente 10 cm da parede frontal do veículo posicionados conforme mostrado na Figura 4.5.



Figura 4.4 – Posicionamento da fonte sonora no vão do motor.

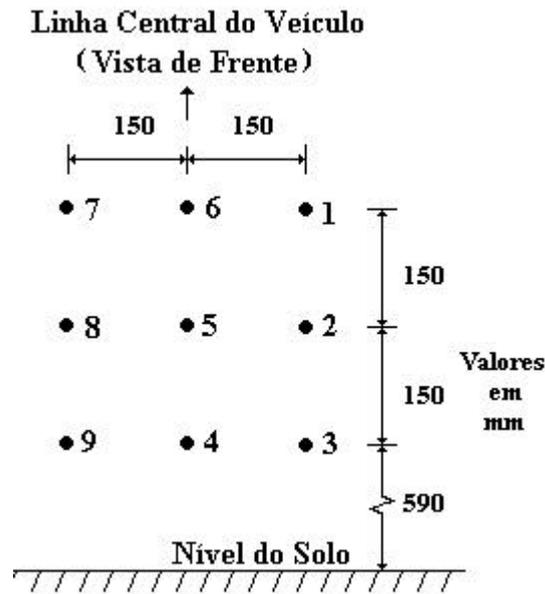


Figura 4.5 - Posição dos microfones no vão do motor.

Após a medição dos níveis de ruído para cada um dos nove pontos anteriormente considerados, foi calculada a média espacial entre eles através da Equação 4.1, cujo valor resultante, foi utilizado, na escala dB, como dado de entrada de excitação na cavidade do vão do motor.

$$\langle \overline{P}^2 \rangle = \frac{1}{9} \sum_{m=1}^9 P_{Ref}^2 10^{NPS} , \quad (4.1)$$

sendo

$\langle \overline{P}^2 \rangle$ , a média espacial e temporal dos níveis de ruído na cavidade vão do motor;

$P_{Ref}^2$ , nível de referência para a escala em dB ( $2 \times 10^{-5}$  Pa);

NPS, nível em dB medido experimentalmente para cada um dos pontos da cavidade;

m, número total de pontos de medição de pressão sonora.

A instrumentação utilizada na realização de tais medições foi a seguinte:

- Microfone Pré-polarizado Tipo B&K 4190;
- Pré-amplificador Tipo B&K 2669;
- Calibrador de Microfones Tipo B&K 4231;
- Fonte Sonora Controlada Tipo B&K 4204;
- Amplificador de Potência Tipo WattSom Modelo DBS 3000;
- Analisador Espectral Bicanal Tipo B&K 2133.

#### **4.2.6 - Utilização de dados experimentais**

Embora o software AutoSEA2 disponha de uma biblioteca bastante completa referente aos parâmetros básicos do modelo para geometrias simples, no veículo têm-se geometrias bastante complexas o que sugere a determinação experimental dos principais parâmetros. Pretendeu-se verificar experimentalmente para a parede frontal do veículo um número razoável de parâmetros de modo a garantir maior confiabilidade dos resultados finais. Tal procedimento serviu ainda para se adquirir sensibilidade do comportamento físico de cada um destes parâmetros.

Basicamente foram realizadas medições do fator de perda por amortecimento em alguns dos subsistemas estruturais e da perda de transmissão referente aos tampões utilizados na parede frontal do veículo. Outros parâmetros tais como o número de modos e o fator de perda por acoplamento não foram determinados experimentalmente neste trabalho devido ao tempo limitado para a realização do mesmo. Além disto, no tocante ao fator de acoplamento entre subsistemas estruturais [4], como foi considerada somente a contribuição via aérea, tal fator não foi investigado. Deste modo, tais parâmetros tiveram seus valores calculados a partir do software.

##### **a) Determinação experimental do fator de perda por amortecimento**

Este parâmetro foi determinado experimentalmente para alguns dos subsistemas estruturais através do método do decaimento, em função da sua maior facilidade de execução. Tomou-se o cuidado de se interpretar de forma crítica os valores obtidos buscando minimizar a tendência, própria deste método, de subestimação dos resultados. Em relação aos subsistemas acústicos, tal parâmetro foi simulado pelo software AutoSEA 2.

Basicamente, foram determinados os coeficientes de amortecimento para os seguintes subsistemas estruturais:

- pára-brisa;
- vidro da porta dianteira esquerda;
- vidro da porta traseira esquerda;
- chapa de aço da porta dianteira esquerda;
- chapa de aço da porta traseira esquerda;
- túnel central;
- assoalho dianteiro esquerdo;
- parede frontal.

Deve ser salientado que, devido à simetria geométrica dos componentes, foram assumidas as seguintes simplificações no tocante aos valores do fator de amortecimento:

- vidro da porta dianteira direita – adotado os mesmos resultados obtidos para o vidro da porta dianteira esquerda;
- vidro da porta traseira direita – adotado os mesmos resultados obtidos para o vidro da porta traseira esquerda;
- chapa de aço da porta traseira direita – adotado os mesmos resultados obtidos para a chapa de aço da porta traseira esquerda;
- assoalho dianteiro direito – adotado os mesmos resultados obtidos para o assoalho dianteiro esquerdo. Os mesmos valores foram também adotados para os subsistemas assoalhos posterior esquerdo e direito.

Na realização das referidas medições, os componentes foram medidos na condição livre, sendo suspensos por fios finos de nylon e considerando-se, para os casos em que se aplicam, o tratamento adicional para amortecimento de vibração. Para cada faixa de 1/3 de oitava considerada – entre 100 Hz e 10 kHz – considerou-se como resultado final a média de 6 medições (cada uma delas obtidas a partir de 4 excitações utilizando o martelo de impacto). A cadeia de instrumentos utilizada foi a seguinte:

- Analisador Espectral Bicanal Ono-Sokki Modelo CF 3400;
- Martelo de Impacto Tipo B&K 8202;
- Transdutor de Força Tipo B&K 8200;
- Ponteira em Teflon;
- Amplificador de Carga Tipo B&K 2635;
- Acelerômetro Piezoelétrico Tipo B&K 4375;
- Dispositivo de Massas Conhecidas para Calibração.

Os resultados obtidos podem ser vistos nas Figuras 4.6 a 4.12 onde são mostrados os valores médios bem como as dispersões obtidas considerando-se um desvio-padrão.

A Figura 4.6 mostra o fator de amortecimento para o subsistema pára-brisa.

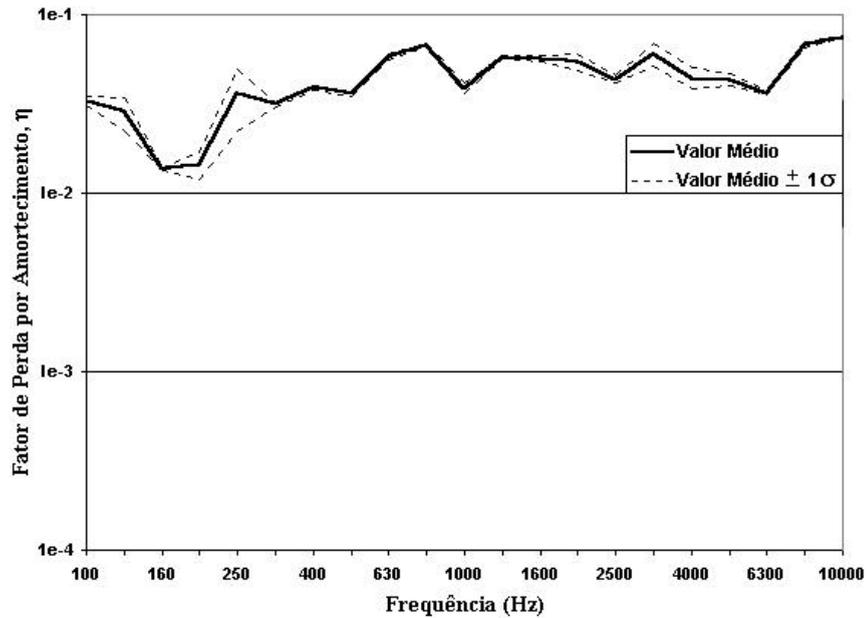


Figura 4.6 – Fator de perda por amortecimento do pára-brisa.

Podem-se notar valores relativamente elevados do fator de amortecimento para este componente. Entretanto, isto pode ser justificado pela construção física do pára-brisa, composto de dois vidros temperados separados internamente por uma película plástica. Comparado a valores típicos do fator de amortecimento normalmente referenciados para vidros, na faixa de  $2 \times 10^{-2}$  a  $6 \times 10^{-3}$ , citados em [12], os valores encontrados foram da mesma ordem de grandeza do limite superior embora ligeiramente maiores. Tal resultado foi utilizado como dado de entrada tanto para o subsistema pára-brisa esquerdo quanto para o subsistema pára-brisa direito.

As Figuras 4.7 e 4.8 ilustram os fatores de amortecimento para os subsistemas vidro porta dianteira esquerda e vidro porta traseira esquerda.

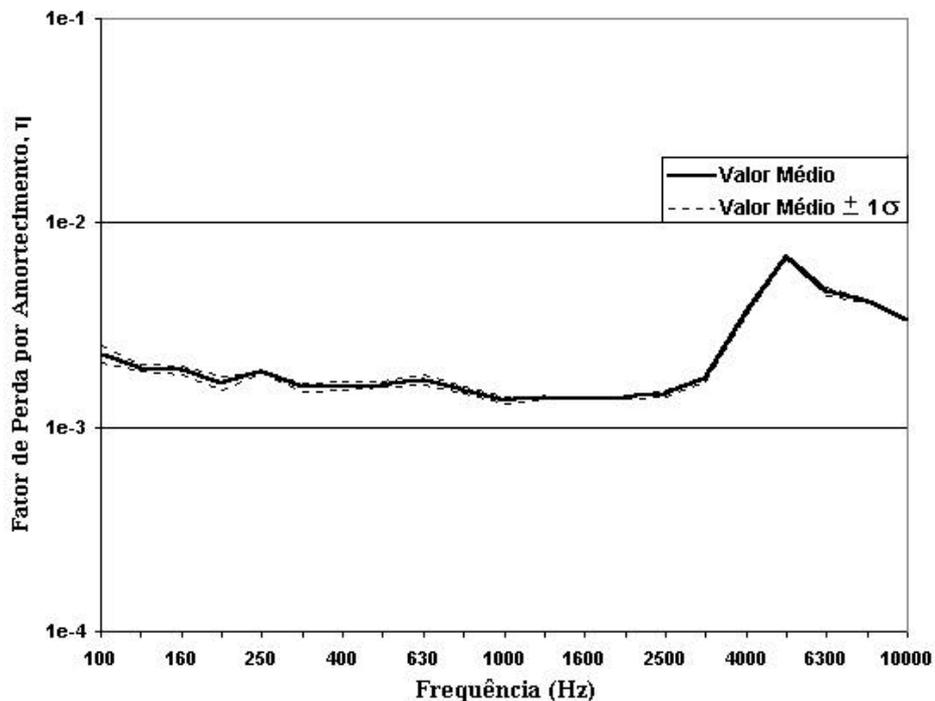


Figura 4.7 – Fator de perda por amortecimento do vidro porta dianteira esquerda.

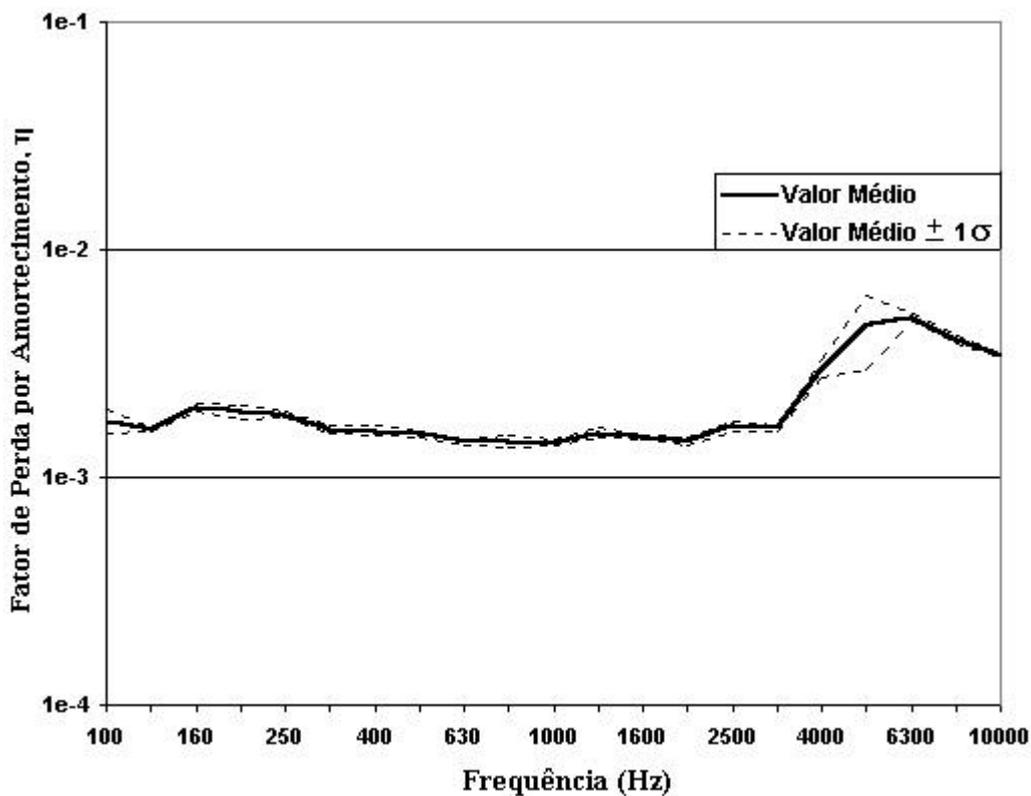


Figura 4.8 – Fator de perda por amortecimento do vidro porta traseira esquerda.

Pode ser notado, pela análise das Figuras 4.7 e 4.8, que ambos os subsistemas (vidro porta dianteira esquerda e vidro porta traseira esquerda) apresentam basicamente o mesmo comportamento em relação ao amortecimento estrutural. Além disto, os seus valores são, em ordem de grandeza, menores que aqueles obtidos para o pára-brisa. Isto pode ser explicado pela constituição física do vidro: simples e com menor espessura. Comparado aos valores típicos do fator de amortecimento normalmente referenciados para vidros, na faixa de  $2 \times 10^{-2}$  a  $6 \times 10^{-3}$ , citados em [12], os valores encontrados são da mesma ordem de grandeza do limite inferior, embora ligeiramente menores, em termos de valores absolutos.

As Figuras 4.9 e 4.10 ilustram os fatores de amortecimento para os subsistemas chapa de aço porta dianteira esquerda e chapa de aço porta traseira esquerda.

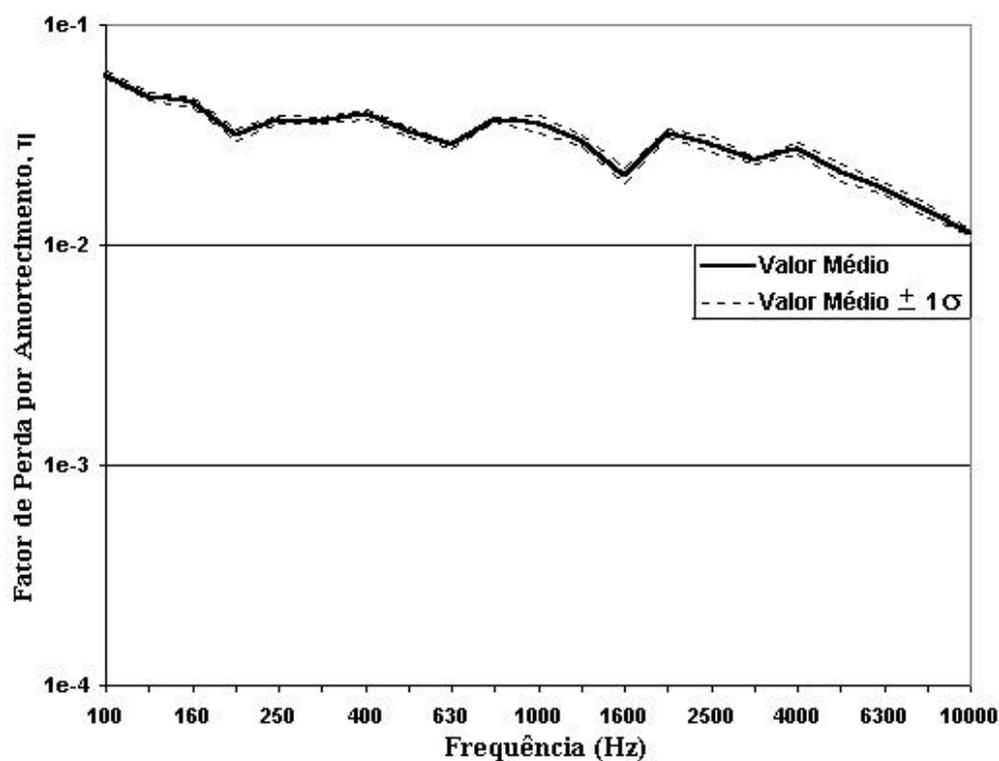


Figura 4.9 – Fator de perda por amortecimento da chapa de aço porta dianteira esquerda.

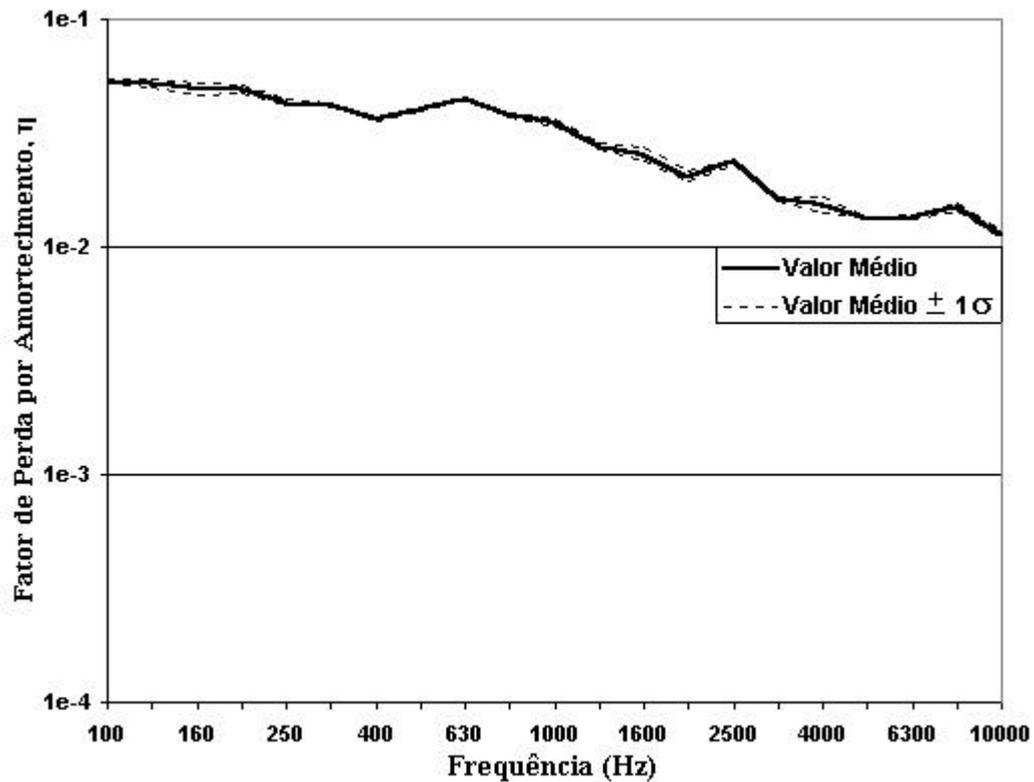


Figura 4.10 – Fator de perda por amortecimento da chapa de aço porta traseira esquerda.

Similarmente aos subsistemas vidros porta dianteira esquerda e traseira esquerda, pode ser notado, pela análise das Figuras 4.9 e 4.10, que ambos os subsistemas (chapa de aço porta dianteira esquerda e chapa de aço porta traseira esquerda) apresentam basicamente o mesmo comportamento em relação ao amortecimento estrutural. Observa-se que a ordem de grandeza destes valores é muito superior àqueles normalmente indicados na literatura para chapas de aço, na faixa de  $1 \times 10^{-3}$  a  $2 \times 10^{-4}$ , citados em [21]. Isto pode ser explicado pela existência, nas partes internas das chapas de aço, de tratamento adicional para amortecimento de vibração a qual se resume na aplicação de placas de material à base de asfalto.

A Figura 4.11 mostra o fator de amortecimento para o subsistema túnel central.

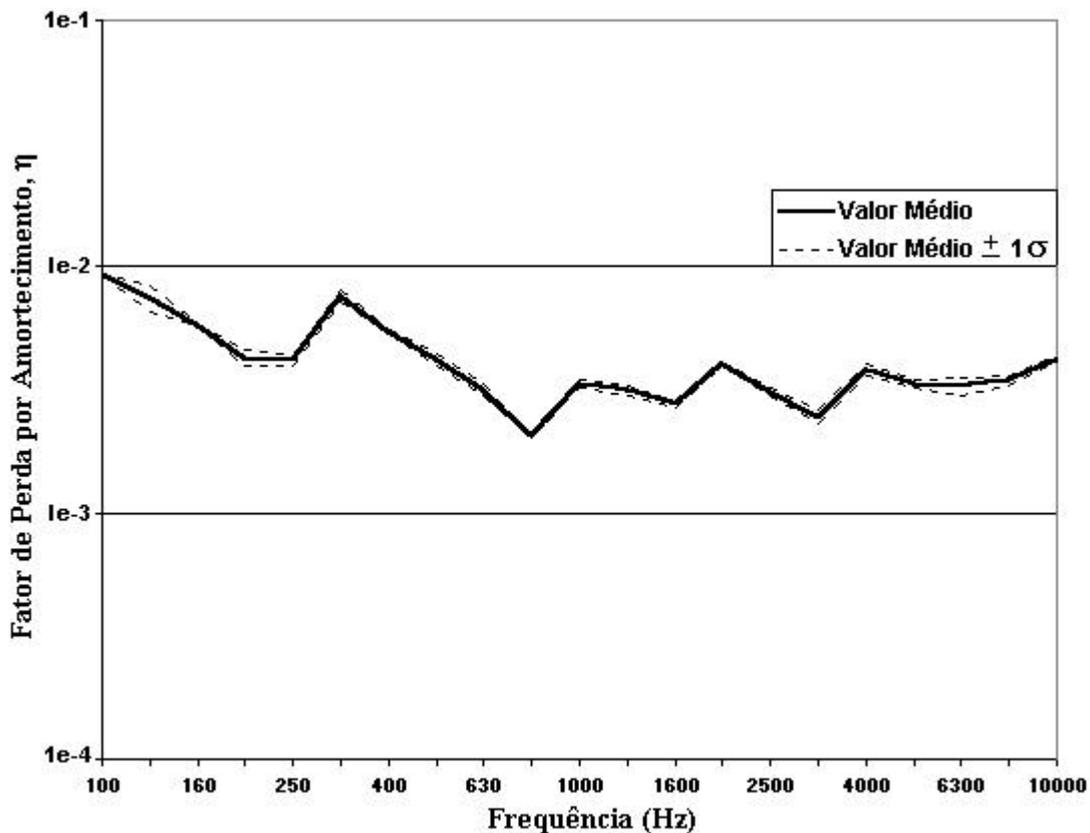


Figura 4.11 – Fator de perda por amortecimento do túnel central.

Para este subsistema, nota-se que a ordem de grandeza dos valores encontrados está mais próxima àquela esperada para chapas de aço citada em [21], na faixa de  $1 \times 10^{-3}$  a  $2 \times 10^{-4}$ . Tal diferença pode ser atribuída à geometria e uniões por solda por pontos do referido subsistema a qual tende a enrijecê-lo já que as uniões aumentam o amortecimento estrutural.

A Figura 4.12 ilustra o fator de amortecimento para o subsistema assoalho dianteiro esquerdo.

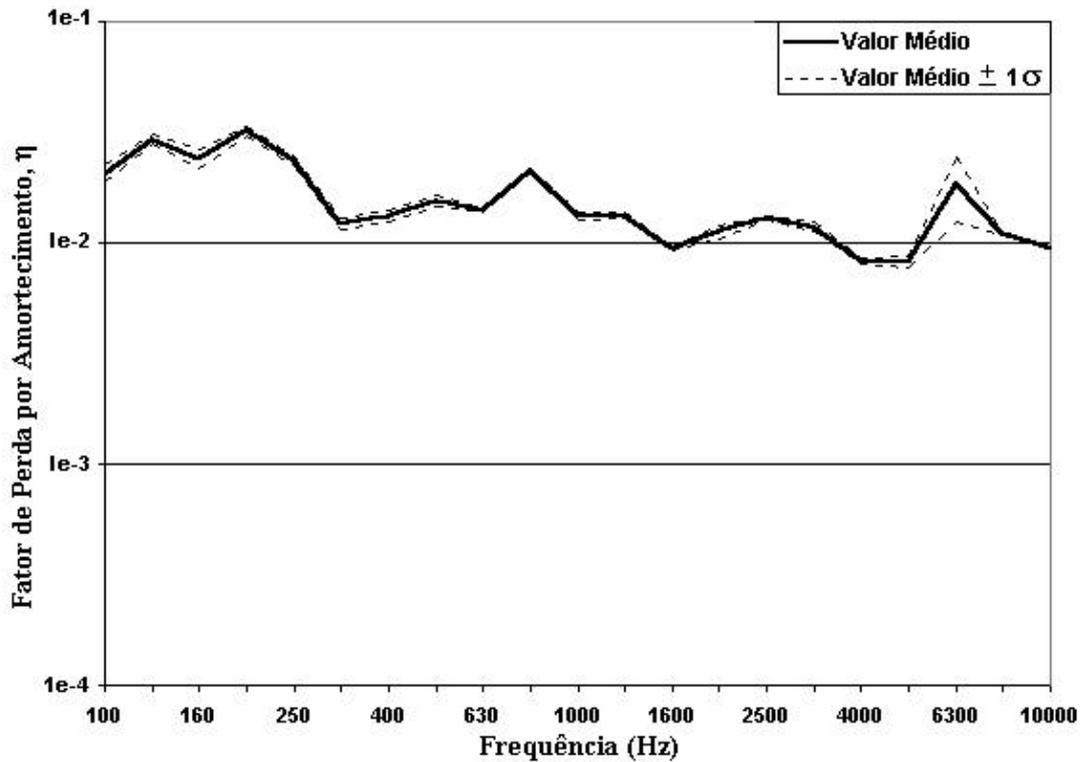


Figura 4.12 – Fator de perda por amortecimento do assoalho dianteiro esquerdo.

Novamente, pode-se observar elevados valores para o fator de perda por amortecimento, os quais podem ser justificados pela presença de tratamento adicional para amortecimento de vibração.

A Figura 4.13 ilustra o fator de amortecimento para o subsistema parede frontal.

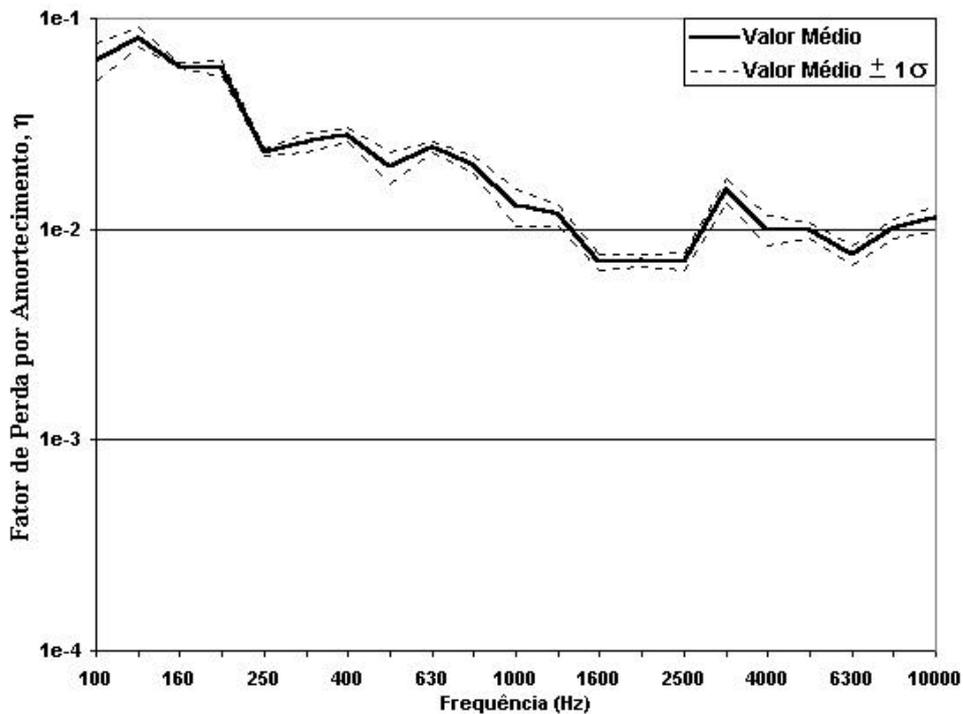


Figura 4.13 – Fator de perda por amortecimento da parede frontal.

Aqui, também, pode-se notar elevados valores para o fator de amortecimento os quais podem ser justificados pela presença de tratamento adicional para amortecimento de vibração.

### b) Determinação experimental da perda de transmissão de tampões

Segundo [15], a perda de transmissão pode ser definida como a razão entre a intensidade sonora incidente e a intensidade sonora transmitida, expressa em dB. Matematicamente, tal relação pode ser ilustrada através da Equação 4.2.

$$TL = 10 \log \left[ \frac{I_{\text{Incidente}}}{I_{\text{Transmitida}}} \right], \quad (4.2)$$

sendo:

TL a perda de transmissão (dB);

$I_{\text{Incidente}}$ , intensidade sonora incidente ( $\text{W}/\text{m}^2$ );

$I_{\text{Transmitida}}$ , intensidade sonora transmitida ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).

Assim sendo, a intensidade sonora incidente pode ser indiretamente obtida através da medição do nível de pressão sonora medido espacialmente dentro da câmara contendo a fonte sonora. Fazendo-se a suposição de campo acústico difuso, em um ponto qualquer desta câmara, não há fluxo de energia acústica ou, em outras palavras, não há intensidade sonora líquida. Além disto, no contorno da sua superfície, a intensidade sonora normalmente incidente é dada por um quarto do valor correspondente ao de uma onda plana viajando livremente. A Equação 4.3 mostra esta relação.

$$I_{\text{incidente}} = \frac{\langle P_{\text{rms}}^2 \rangle}{4 \rho_0 c_0}, \quad (4.3)$$

sendo

$I_{\text{incidente}}$ , a intensidade incidente ( $\text{W}/\text{m}^2$ );

$\langle P_{\text{rms}}^2 \rangle$ , pressão sonora mediada espacialmente dentro da câmara fonte (Pa);

$\rho_0$ , densidade do ar ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );

$c_0$ , velocidade da onda sonora no ar (m/s).

No ambiente receptor, a intensidade sonora pode ser medida diretamente utilizando-se uma sonda específica para tal.

Para a determinação experimental da perda de transmissão de tampões foi construído um dispositivo de bancada conforme ilustrado na Figura 4.14.

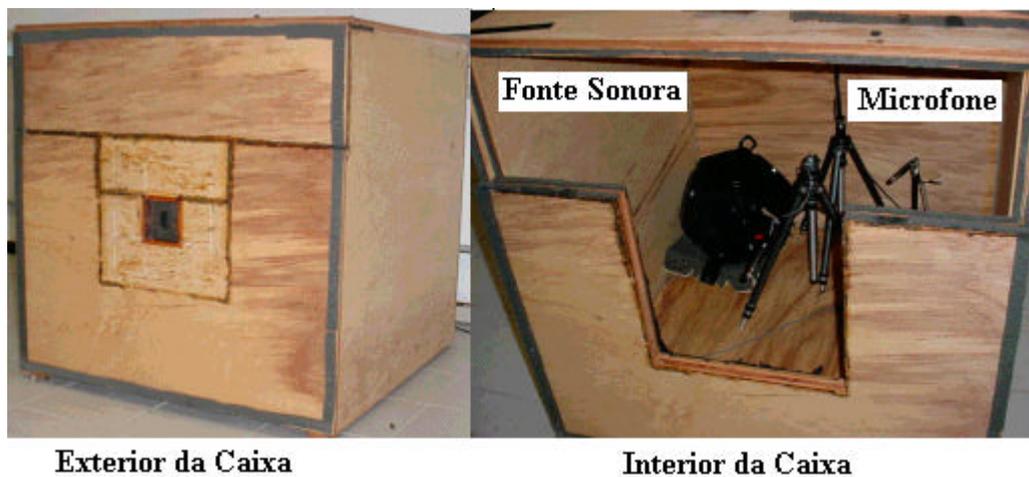


Figura 4.14 – Dispositivo para determinação da perda de transmissão de tampões.

Tal dispositivo teve como objetivo reproduzir de forma confiável os principais pontos de perda de transmissão de ruído no subsistema considerado: parede frontal. Embora durante a sua fase de projeto recebam cuidados para reduzir a perda de transmissão, a simples presença de tais componentes são, invariavelmente, segundo [15], os pontos de fácil transmissão do ruído quando comparados à chapa de aço. Por isto, buscando descrever da forma mais realista possível o comportamento acústico do veículo optou-se pela determinação experimental de tal parâmetro. Não foram medidas a perda de transmissão de alguns componentes que fazem interface na parede frontal do veículo entre o habitáculo e o vão do motor tais como coluna de direção, fixação das pedaleiras (freio e embreagem) e caixa de ar do sistema de ar condicionado devido ao tempo limitado para o desenvolvimento deste trabalho.

### Procedimento experimental

Para o levantamento experimental da perda de transmissão foi seguido o seguinte procedimento:

A caixa de madeira de  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$  com espessura de 0,04 m permitia na sua parte frontal a possibilidade de se instalar, individualmente, cada um dos tampões de borracha. Além disto, foi colocada uma chapa de aço de espessura 0,008 m, também na sua parte frontal, de forma a garantir que a perda de transmissão medida fosse somente devida à perda no tampão. Assim, foram utilizados quatro (4) microfones no interior da referida caixa de madeira cujo posicionamento foi escolhido aleatoriamente. A fonte sonora controlada, tipo

B&K 4204, foi posicionada na parte inferior de uma das extremidades, conforme mostrado na Figura 4.14, alimentada com um sinal do tipo ruído branco.

Para a medição da intensidade sonora fora da caixa, foi considerada uma superfície frontal de 30 cm×30 cm contendo nove (9) áreas de medição de dimensões 10×10 cm cada uma. Para cada medição foi utilizado o tempo de 20 segundos, considerado suficiente para garantir uma boa precisão de medição bem como o espaçador de 6 mm de modo a atender toda a faixa de frequências considerada, 100 Hz a 10 kHz. Além disto, foram adicionadas próximo ao local de medição da intensidade sonora, na parte externa da caixa de madeira, placas de material acústico (URL) de modo a melhorar as condições do ambiente de medição.

A instrumentação utilizada nestas medições foi a seguinte:

- Fonte Sonora Controlada Tipo B&K 4204;
- Analisador Espectral 4 canais Tipo B&K Modelo Pulse;
- Microfone Pré-polarizado Tipo B&K 4190;
- Pré-amplificador Tipo B&K 2669;
- Calibrador de Microfones Tipo B&K 4231;
- Sistema de Medição de Intensidade Sonora Tipo B&K 3599 composto de:
  - . Analisador espectral Bicanal Tipo B&K 2145;
  - . Sonda de Intensidade Tipo B&K 2683;
  - . Fonte de Ruído ZI 0055;
  - . Pistonfone Tipo B&K 4228;
  - . Acoplador de Intensidade UA 0914;
  - . Calibrador de Intensidade Sonora Tipo B&K 3541;
  - . Software “Noise Source Location” Tipo B&K 7681.

No total foram determinadas as perdas de transmissão de 4 tipos diferentes de tampões, a saber:

- 1) Tampão de borracha na forma circular utilizado para vedação de furo tecnológico.

Tal tipo de furo é realizado nas chapas com o objetivo de funcionar como uma referência para o correto posicionamento da peça no seu estampo de prensagem.

A Figura 4.15 ilustra este tampão. O resultado de medição Figura 4.16.

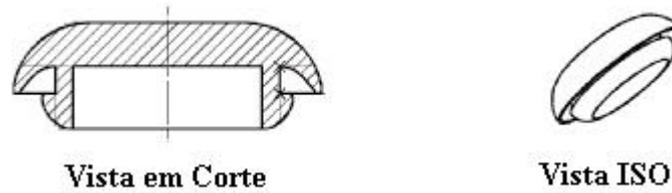


Figura 4.15 – Tampão de borracha na forma circular utilizado para vedação de furo tecnológico.

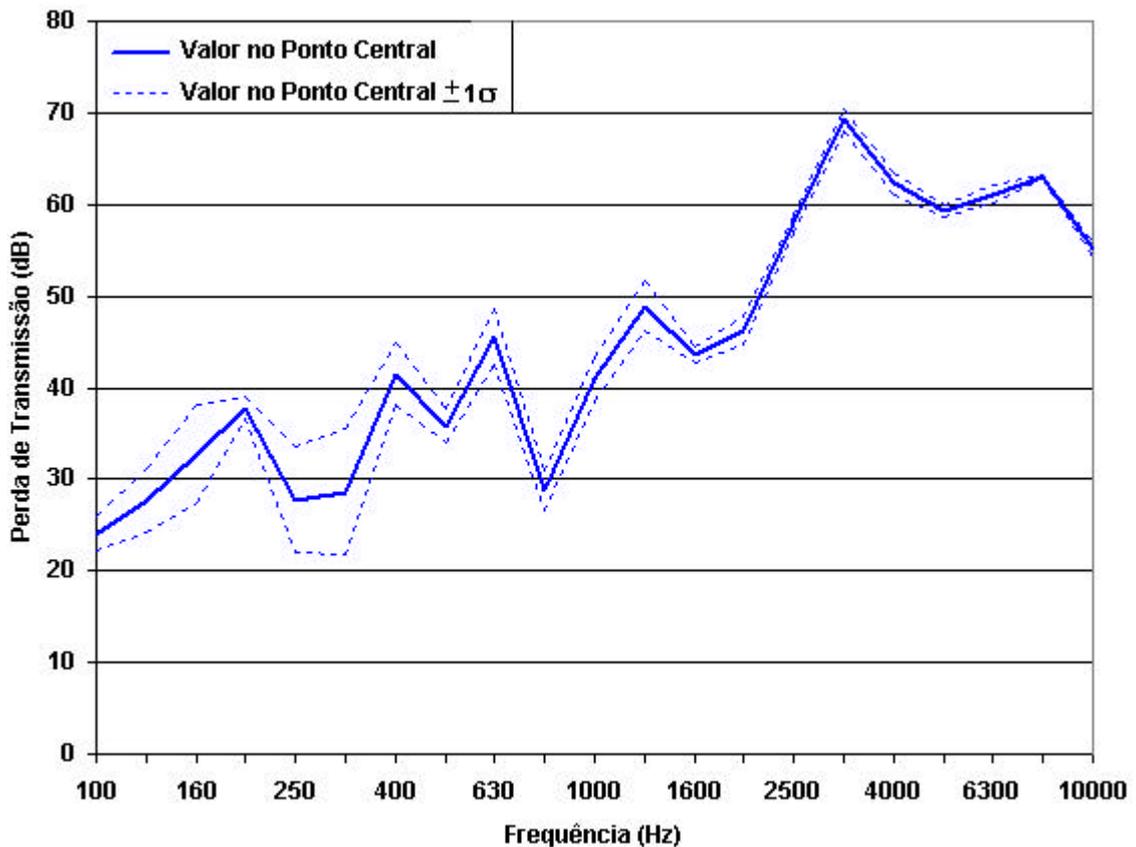


Figura 4.16 – Perda de transmissão do tampão circular.

O referido tampão possui uma espessura de 5 mm e diâmetro de 26 mm sendo fabricado em Santropene. O resultado da Figura 4.16 demonstra que o referido tampão fornece uma boa vedação, notadamente na faixa de frequências elevadas, para o ruído proveniente da câmara contendo a fonte sonora e, conseqüentemente, na aplicação sobre o veículo. Isto, provavelmente, se deve à sua boa espessura e ao seu bom acoplamento no furo. Este espectro foi utilizado como dado de entrada para os subsistemas parede frontal esquerda e parede frontal direita.

2) Tampão de borracha na forma oval utilizado para vedação de furo tecnológico

A Figura 4.17 ilustra o referido tampão. O referido tampão possui uma espessura de 5 mm, dimensões de 20×40 mm e é fabricado em Santoprene. O resultado da medição pode ser visto na Figura 4.18.

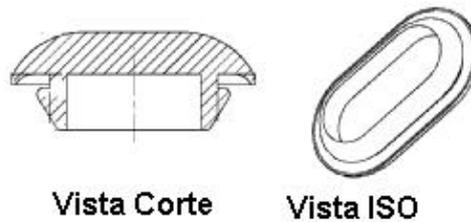


Figura 4.17 – Tampão de borracha na forma oval utilizado para vedação de furo tecnológico.

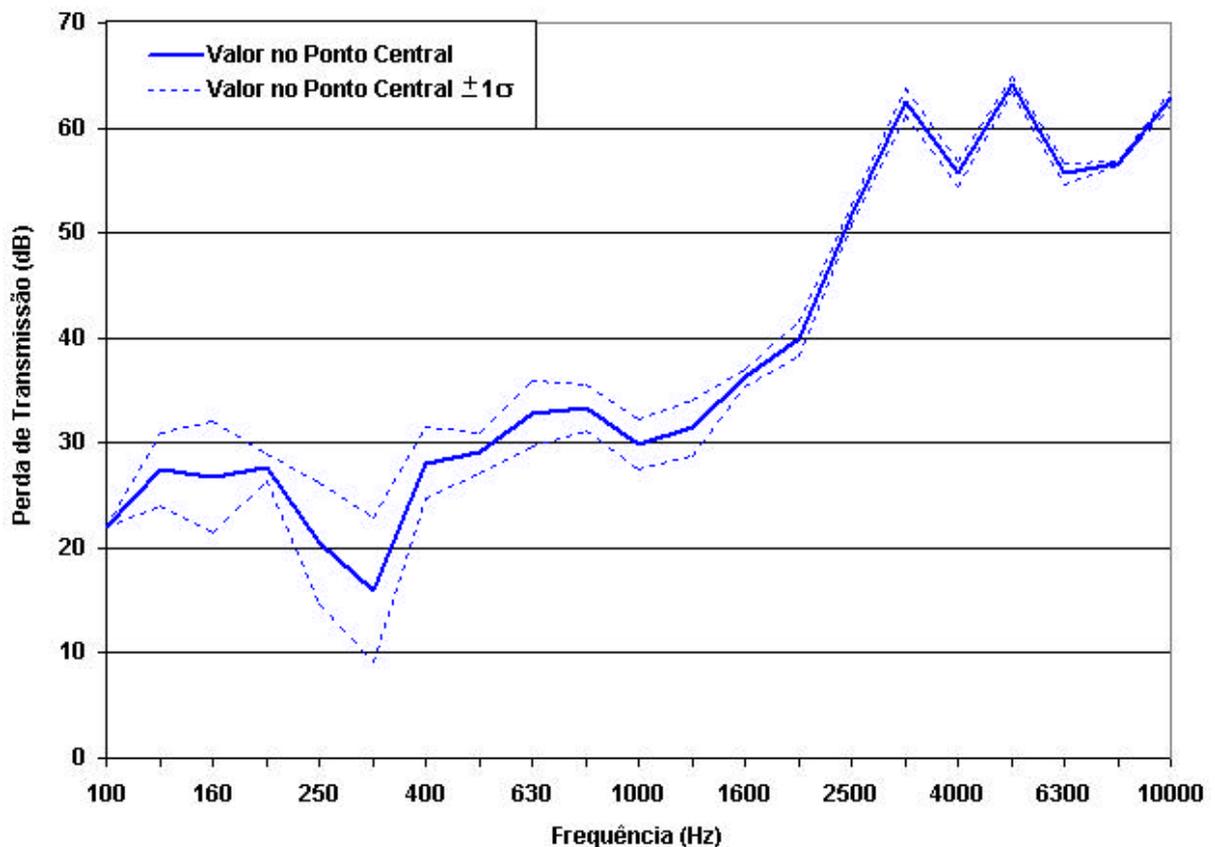


Figura 4.18 – Perda de transmissão do tampão oval.

O resultado da Figura 4.18 demonstra que o referido tampão fornece uma boa vedação, notadamente na faixa de frequências elevadas, para o ruído proveniente da câmara com a fonte sonora e, conseqüentemente, na aplicação sobre o veículo. Isto, provavelmente, se deve à sua boa espessura e ao seu bom acoplamento no furo.

Este espectro foi utilizado como dado de entrada para os subsistemas parede frontal esquerda e parede frontal direita (N<sup>o</sup> 02).

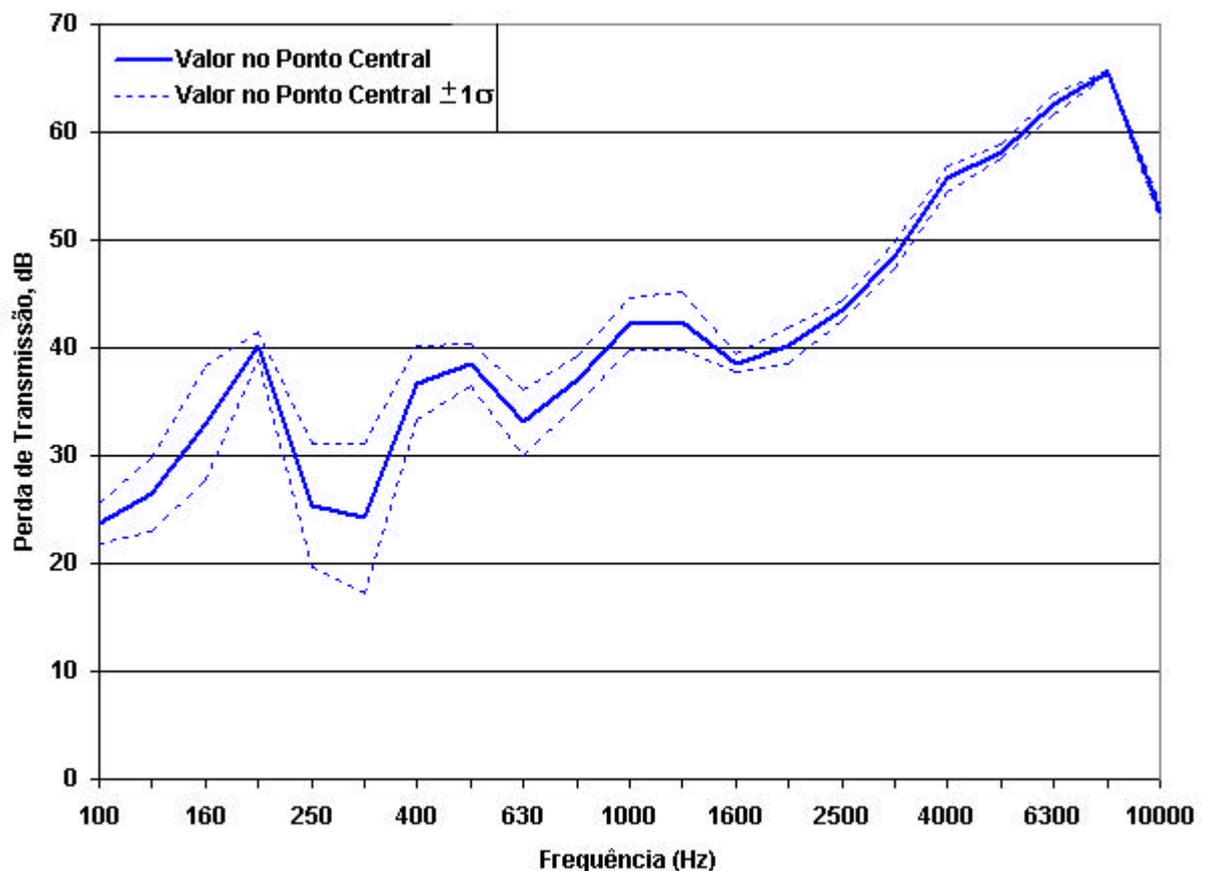
## 3) Tampão de borracha utilizado para a passagem de cabos elétricos

A Figura 4.19 ilustra o referido tampão.



*Figura 4.19 – Tampão de borracha utilizado para a passagem de chicotes elétricos.*

O referido tampão possui uma espessura variável na forma cônica, diâmetro de 65 mm (na sua maior dimensão) e é fabricado em santoprene. O resultado da medição pode ser visto na Figura 4.20.



*Figura 4.20 - Perda de transmissão do tampão para a passagem de chicotes elétricos.*

O resultado da Figura 4.20 demonstra que o referido tampão fornece uma boa vedação, notadamente na faixa de frequências elevadas, para o ruído proveniente da câmara

com a fonte sonora e, conseqüentemente, na aplicação sobre o veículo. Este espectro foi utilizado como dado de entrada para o subsistema parede frontal direita.

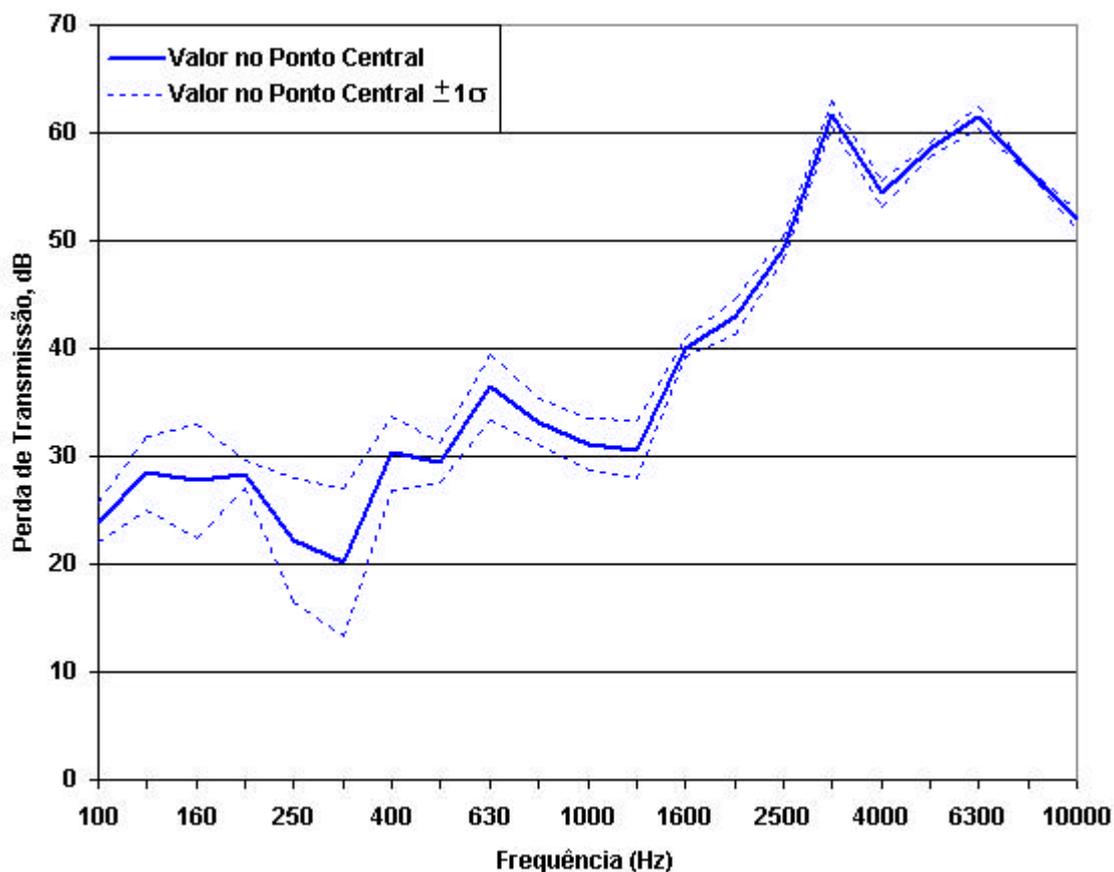
- 4) Tampão de borracha utilizado para a passagem de chicotes elétricos e cabo de comando

A Figura 4.21 ilustra o referido tampão.



*Figura 4.21 – Tampão de borracha na forma circular utilizado para a passagem de chicotes elétricos e cabos de comando.*

O resultado da medição pode ser visto na Figura 4.22.



*Figura 4.22 – Perda de transmissão do tampão para passagem de chicotes elétricos e cabo de comando.*

O tampão acima possui uma espessura variável na forma cônica, diâmetro de 65 mm (na sua maior dimensão) e é fabricado em Santoprene.

O resultado da Figura 4.22 demonstra que o referido tampão fornece também uma boa vedação, notadamente na faixa de frequências elevadas, para o ruído proveniente da câmara com a fonte sonora e, conseqüentemente, na aplicação sobre o veículo. Este espectro foi utilizado como dado de entrada para o subsistema parede frontal esquerda.

A título de ilustração, a Tabela 4.3 mostra os valores de pressão sonora medidos dentro da caixa de madeira bem como o seu valor médio utilizado para a determinação da perda de transmissão.

*Tabela 4.3 – Valores de pressão sonora dentro da caixa de madeira.*

<b>Frequência (Hz)</b>	<b>Ponto 1 (dB)</b>	<b>Ponto 2 (dB)</b>	<b>Ponto 3 (dB)</b>	<b>Ponto 4 (dB)</b>	<b>Média (dB)</b>
100	84,6	80,9	84,8	84,0	83,8
125	89,1	81,9	89,1	87,5	87,7
160	99,6	88,4	99,7	95,4	97,5
200	102,0	104,0	102,0	101,0	102,4
250	88,6	102,0	92,2	91,8	96,9
315	84,7	95,0	79,0	90,2	90,6
400	92,6	94,4	88,6	86,9	91,6
500	87,6	88,6	84,5	85,4	86,8
630	89,0	90,4	83,4	88,6	88,5
800	90,9	87,0	86,4	86,3	88,1
1000	83,8	78,8	83,1	83,5	82,7
1250	83,7	80,4	86,4	85,8	84,6
1600	88,0	86,2	87,8	87,9	87,5
2000	79,9	83,5	82,9	82,8	82,5
2500	82,2	81,3	81,6	79,9	81,3
3150	79,3	77,2	77,7	76,4	77,8
4000	73,4	74,9	75,2	72,7	74,2
5000	79,3	78,4	79,5	78,1	78,9
6300	76,9	78,8	78,3	76,9	77,8
8000	74,0	74,0	74,3	73,9	74,1
10000	70,2	71,7	70,8	70,0	70,7

A Figura 4.23 ilustra o mapa de intensidade sonora obtido, na parte externa da caixa, durante a medição da perda de transmissão do tampão oval.

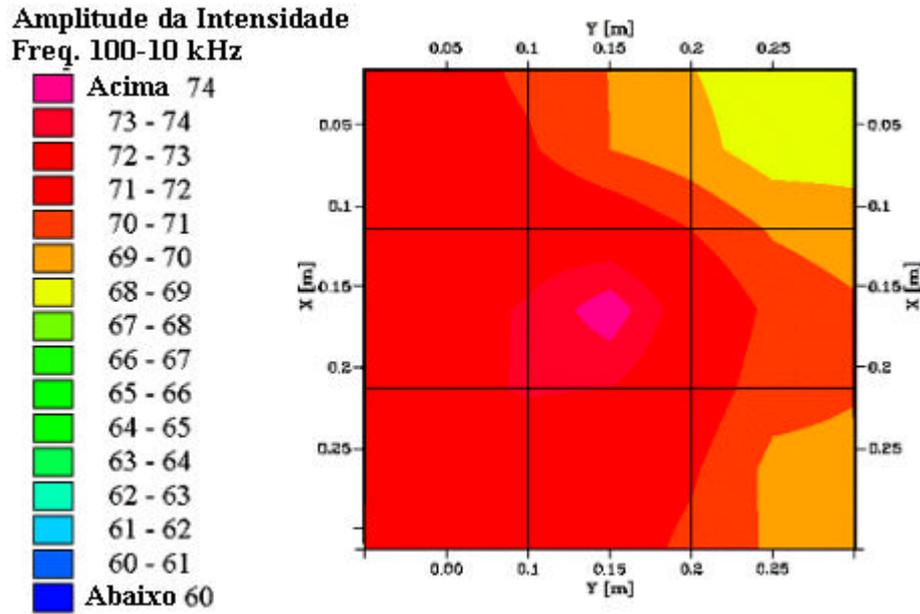


Figura 4.23 – Mapa de intensidade sonora para o tampão oval.

Nota-se que o maior valor de intensidade sonora foi obtido no centro da malha de medição onde está montado o tampão. Ainda assim, os resultados demonstram uma boa vedação acústica dos tampões conforme já anteriormente citado.

A Figura 4.24 ilustra a capacidade dinâmica da instrumentação utilizada nas medições. Os pontos de intercessão das curvas  $\delta_{PI}$  (índice de pressão-intensidade) e  $\delta_{PI0}$  (índice de pressão-intensidade residual) subtraída de um fator constante de 7 dB indicam os limites nos quais tem-se uma precisão em torno de  $\pm 1$  dB (95% de confiabilidade).

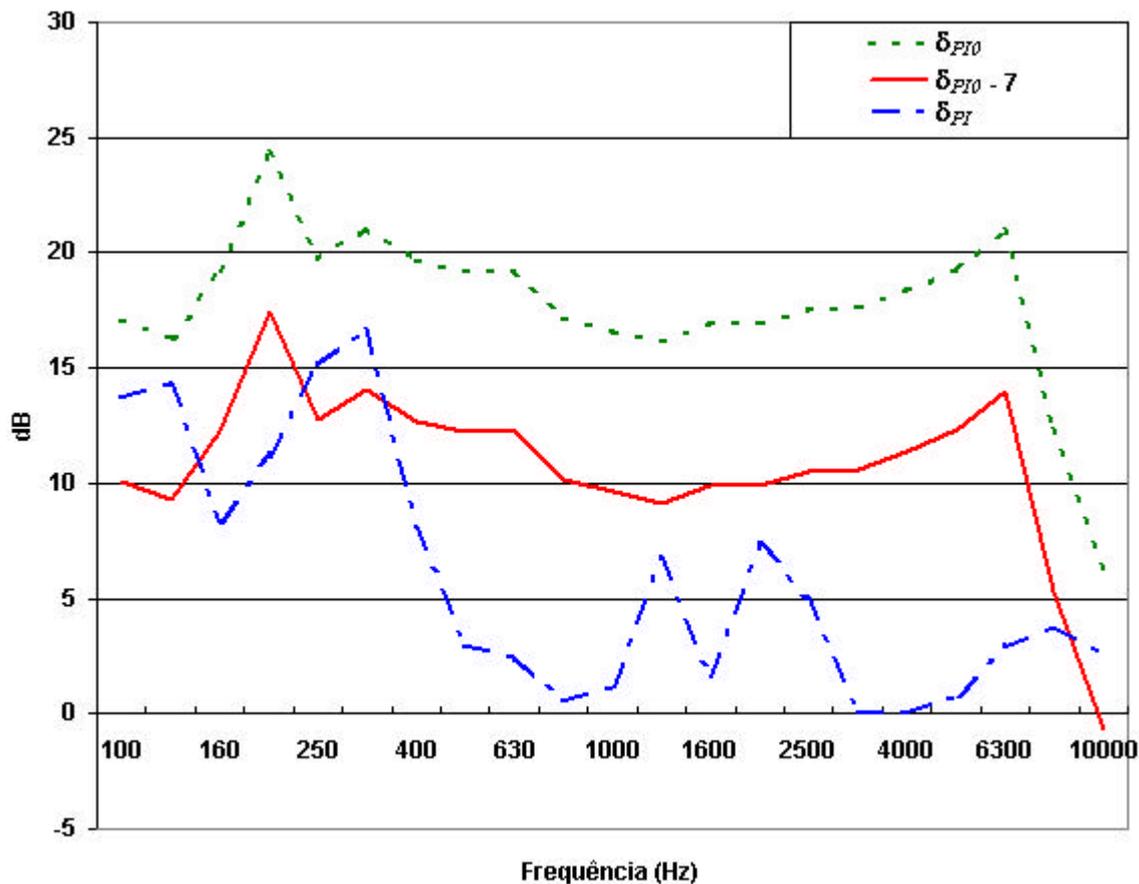


Figura 4.24 – Faixa de frequência útil para as medições de intensidade sonora.

Nota-se que a precisão de  $\pm 1$  dB, referente a estas medições, foi obtida na faixa de frequência entre 125 Hz e 8000 Hz (excetuando-se as faixas de 250 e 315 Hz).

## Capítulo 5

### TESTES DE VALIDAÇÃO DO MODELO

#### 5.1- Predição do nível de ruído interno no veículo utilizando SEA

Uma vez que alguns dos parâmetros dos subsistemas necessários à construção do modelo SEA foram experimentalmente determinados e o modelo do veículo foi definido, partiu-se para a simulação computacional. Foi analisada a validade dos resultados de maneira global para posterior comparação com os testes experimentais e, conseqüentemente, realizada a validação do modelo.

Para realizar a simulação computacional de maneira mais realista optou-se pela adoção de dados práticos da potência de entrada. Para isto, foi necessário obter valores experimentais de pressão sonora no vão do motor a partir da utilização de uma fonte de ruído controlada para serem utilizados como dados de entrada. No caso, a excitação será feita conforme já citado anteriormente, no capítulo 4.

#### 5.2- Medição do nível de ruído interno no veículo

A medição dos níveis de ruído no interior do veículo foi realizada com o objetivo de confrontá-los com os valores simulados de modo a verificar a validade do modelo adotado. Para se realizar tal procedimento foram seguidas seis etapas, a saber:

##### A - Verificação do pacote acústico

Nesta etapa, o veículo foi completamente desmontado para possibilitar a verificação da conformidade do pacote acústico montado no mesmo em relação à situação prevista no

projeto. O objetivo desta etapa consistiu em verificar se o veículo apresentava falhas de montagem de componentes – ausência e/ou erro de utilização de componentes. Basicamente são verificados os componentes dos principais grupos constituintes do pacote acústico, a saber:

- “Sigilatura”: material termo-endurente que é utilizado na junção de chapas de modo a eliminar as frestas entre elas e, conseqüentemente, os furos acústicos (um dos tipos mais comuns observados nos veículos). A Figura 5.1 ilustra uma aplicação de “sigilatura” na parede frontal do veículo.

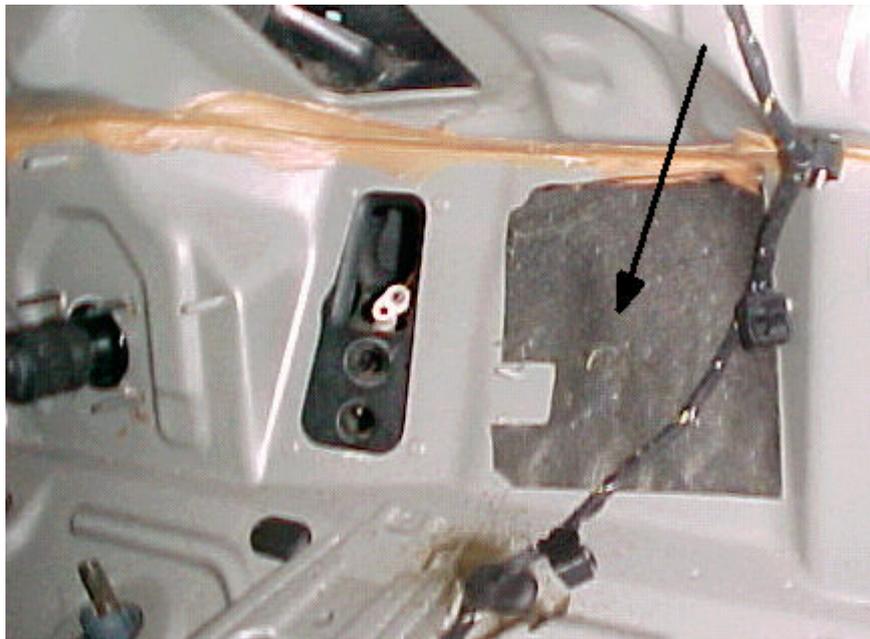


*Figura 5.1 – Aplicação de “Sigilatura” na parede frontal do veículo.*

- Tampões: material à base de borracha utilizado para vedar os furos quer sejam tecnológicos (de referência no posicionamento das chapas durante o processo produtivo) quer sejam de passagem de chicotes elétricos e/ou de cabos de acionamentos mecânicos vários. A Figura 5.2 ilustra a utilização de tampões na parede frontal do veículo para a vedação de furos tecnológicos, para passagem de chicotes elétricos e para a passagem de cabos de comandos.



*Figura 5.2 – Utilização de tampões na parede frontal do veículo.*



*Figura 5.3 – Aplicação de IFF no assoalho do veículo.*

- “IFF (Insonorizzante Fusibile al Forno)”: material utilizado para o amortecimento de vibrações. Normalmente são aplicados na parte interna das chapas cujas dimensões e localização no veículo são consideradas críticas em relação a tal problema. A Figura 5.3 mostra a aplicação de “IFF” no assoalho do veículo.

- Isolamentos: material com a função acústica de isolamento e/ou de absorção. Normalmente são utilizados na parede frontal, no assoalho e no vão de carga do veículo.

A Figura 5.4 ilustra a utilização de isolamento na parede frontal e no assoalho do veículo.



*Figura 5.4 – Utilização de isolamentos na parede frontal e assoalho do veículo.*

### **B - Retirada do motor, sistema de escape e aspiração e bateria**

Tal procedimento teve por objetivo melhor posicionar a fonte sonora no vão do motor conforme citado no capítulo 4. Isto se fez necessário porque as medições de ruído no interior do veículo foram baseadas em norma interna Fiat 7R.0152 [20], a qual prevê a substituição do motor por uma fonte de ruído controlada, descrita no anexo I.

### **C - Localização do veículo em ambiente acústico adequado**

A norma anteriormente citada prevê que o veículo deve ser colocado numa câmara semi-aneecóica. Entretanto, como tal instalação não era disponível na Fiat, foi utilizada uma câmara com tratamento para médias e altas frequências. Além disto, para a realização das medições, foi escolhido um horário que apresentava o menor nível de ruído de fundo de modo

a evitar interferências nas mesmas. Quando isto não foi possível, foi utilizada a fórmula de correção, obtida a partir de [21], conforme mostrado na Equação 5.1,

$$dB_{\text{corrigido}} = 10 \log \left( 10^{dBm / 10} - 10^{dBf / 10} \right), \quad (5.1)$$

sendo

*dBcorrigido* : nível em dB no interior do veículo corrigido em função da influência do ruído de fundo da câmara;

*dBm* : nível em dB medido no interior do veículo;

*dBf* : nível em dB referente ao ruído de fundo da câmara.

#### **D - Posicionamento da fonte sonora no vão do motor**

Foi obedecido o posicionamento previsto em [20], conforme já citado no capítulo 4.

#### **E - Posicionamento dos microfones no vão do motor**

Aqui, também, foi obedecido o posicionamento previsto em [20], conforme já citado anteriormente no capítulo 4.

#### **F - Posicionamento dos microfones no interior do veículo**

Conforme determina a teoria de Análise Estatística de Energia, as respostas representam médias espaciais. Por isto foi realizada uma média de oito (08) pontos de medição da pressão sonora para cada uma das quatro cavidades internas do veículo. O tempo de duração para cada medição foi de 10 segundos. O posicionamento daqueles foram: altura do ouvido esquerdo do motorista, altura do ouvido direito do motorista, altura da parte superior do volante, próximo ao assoalho, lado esquerdo do banco, parte superior esquerda da cavidade, parte superior direita da cavidade e próximo ao pára-brisa. As Figuras 5.5 e 5.6 ilustram o posicionamento de alguns dos microfones na cavidade anterior esquerda. Tal posicionamento foi também adotado para as outras cavidades, levando-se em conta as particularidades de cada uma no tocante à melhor fixação destes.



*Figura 5.5 – Vista frontal do posicionamento dos microfones na cavidade anterior esquerda do veículo.*



*Figura 5.6 – Vista lateral do posicionamento dos microfones na cavidade anterior esquerda do veículo.*

Após a medição dos níveis de ruído interno em cada uma das oito posições anteriormente citadas, referentes a cada uma das quatro cavidades internas, foi calculada, para cada uma delas, a média espacial entre os pontos de medição através da Equação 5.2, sendo o resultado final utilizado para comparação com os valores obtidos a partir da simulação computacional.

$$\langle \overline{P^2} \rangle = \frac{1}{8} \sum_{m=1}^8 P_{Ref}^2 10^{NPS/10} , \quad (5.2)$$

onde:

$\langle \overline{P^2} \rangle$  : média espacial e temporal dos níveis de ruído no interior de cada cavidade;

$P_{Ref}$  : nível de referência para a escala em dB (  $2 \times 10^{-5}$  Pa );

NPS : nível, em dB, medido no interior de cada cavidade;

m : número total de pontos de medição de pressão sonora.

A instrumentação utilizada para tais medições foi a seguinte:

- Analisador Bicanal Tipo B&k 2133;
- Microfone Pré-polarizado Tipo B&K 4190;
- Pré-amplificador Tipo B&K 2669;
- Fonte Sonora Controlada Tipo B&K 4204;
- Amplificador de Potência Tipo WattSom Modelo DBS 3000.

### 5.3- Validação / Ajuste do Modelo Computacional

Segundo WANG et al [8], a etapa mais importante no desenvolvimento de um modelo SEA é o seu processo de validação o qual está diretamente ligado à obtenção de resultados confiáveis. Em geral, o processo de validação pode ser realizado utilizando-se cargas ideais (condições simuladas de funcionamento do veículo) ou cargas operacionais (condições reais de funcionamento do veículo). Em se tratando de veículos – sistemas extremamente complexos que se caracterizam por possuir várias fontes de ruído e vibração bem como muitos caminhos de transmissão dos mesmos até o seu interior – normalmente, é preferível utilizar cargas ideais. Isto se deve ao fato de que, considerando-se cargas operacionais, ser muito difícil separar a contribuição individual das fontes de ruído tanto por via estrutural quanto por via aérea, tornando difícil representá-las como fontes de potência separadas no modelo SEA.

Neste trabalho, inicialmente, o modelo foi validado com uma situação mais simplificada, a saber:

O veículo teve isolado todos os seus subsistemas passíveis de contribuir com algum nível de pressão sonora (vidros, portas, teto e outros). Para tal foi utilizado um material composto de septum à base de manta asfáltica de densidade  $9 \text{ kg/m}^2$  e material absorvente à base de fibras têxteis de densidade superficial  $1400 \text{ g/m}^2$ . Deste modo, a única contribuição para o nível de ruído no interior do veículo, a partir da excitação no vão do motor pela fonte de ruído controlada, foi através da parede frontal do veículo. A Figura 5.7 ilustra o veículo com os seus subsistemas isolados.



*Figura 5.7 – Veículo com seus subsistemas isolados.*

Para esta situação, a Tabela 5.1 mostra os valores experimentais dos níveis de pressão sonora no vão do motor – média espacial dos 9 pontos de medição – os quais foram utilizados tanto para a medição dos níveis de ruído no interior do veículo quanto como a fonte de ruído na predição dos mesmos níveis através da simulação computacional.

*Tabela 5.1 – Níveis de pressão sonora obtidos experimentalmente no vão do motor*

Frequência 1/3 Oitava (Hz)	Pressão Sonora (dB)
100	79,9
125	88,3
160	98,2
200	100,5
250	98,8
315	95,0
400	94,1
500	90,9
630	88,2
800	90,4
1000	88,5
1250	89,7
1600	92,2
2000	90,5
2500	89,7
3150	83,8
4000	83,1
5000	86,4
6300	88,0
8000	84,3
10000	81,8

A Tabela 5.2 mostra os valores de pressão sonora obtidos experimentalmente – média espacial dos 8 pontos de medição utilizando-se a Equação 5.2 - para cada uma das quatro cavidades do veículo (análogas aquelas do modelo computacional) considerando-se os valores da Tabela 5.1 como excitação no vão do motor.

Tabela 5.2 – Níveis médios de pressão sonora medidos nas cavidades do veículo

Frequência 1/3 Oitava (Hz)	Nível Médio de Pressão Sonora (dB)			
	Cavidade Anterior		Cavidade Posterior	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
100	54,3	50,7	52,4	53,0
125	57,8	58,2	57,4	54,8
160	63,1	60,2	63,1	59,9
200	61,3	62,0	61,7	60,9
250	60,9	61,4	61,6	58,9
315	58,0	59,7	53,4	54,3
400	56,3	57,8	51,8	52,6
500	50,8	49,0	46,2	44,3
630	47,6	47,7	41,9	41,6
800	45,2	47,3	39,7	39,6
1000	43,2	43,7	37,3	37,2
1250	40,8	41,1	33,5	34,5
1600	40,2	38,2	33,8	32,3
2000	35,2	33,7	27,8	28,8
2500	32,8	30,9	26,6	26,3
3150	29,1	25,5	21,3	21,1
4000	26,4	23,8	18,4	17,4
5000	25,9	24,4	18,8	17,6
6300	27,6	25,4	20,1	19,4
8000	25,2	22,6	17,6	17,2
10000	19,5	19,0	16,8	17,1

Considerando-se a mesma excitação mostrada na Tabela 5.1 obteve-se, através de simulação computacional, a predição dos níveis de ruído no interior do veículo.

A Figura 5.8 mostra graficamente, para a cavidade acústica anterior esquerda, os valores obtidos a partir da simulação computacional.

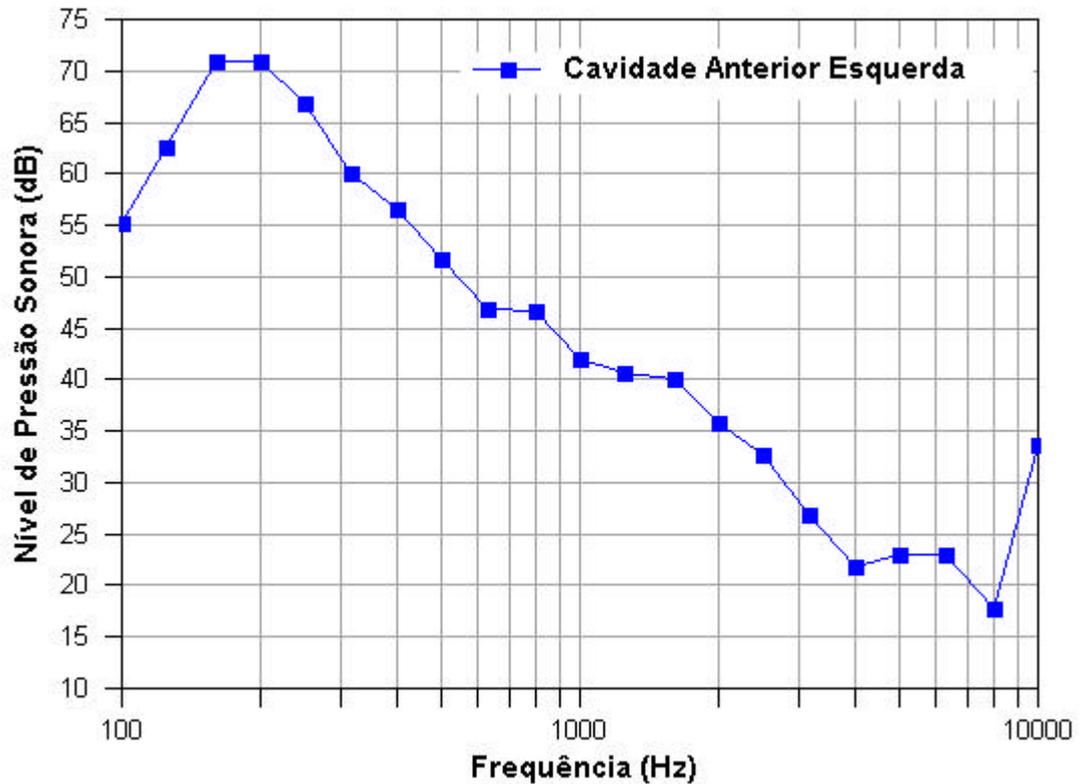


Figura 5.8 – Resultados da simulação computacional para a cavidade anterior esquerda.

De modo geral, o comportamento da curva apresenta-se coerente tanto com o comportamento do espectro da fonte de excitação de ruído utilizada (valores mais elevados em baixas frequências) quanto aos resultados que são esperados baseados na experiência do setor de Acústica e Vibração da Fiat Automóveis S.A. em relação às medições de Transparência Acústica, conforme citado em [20]. A única exceção encontrada foi o alto valor de ruído interno observado a 10 kHz. A seguir são comentados, de forma mais detalhada, os resultados obtidos para as várias cavidades acústicas.

A Figura 5.9 ilustra graficamente, para a cavidade acústica anterior esquerda, o comparativo entre os valores medidos experimentalmente e aqueles obtidos a partir da simulação computacional.

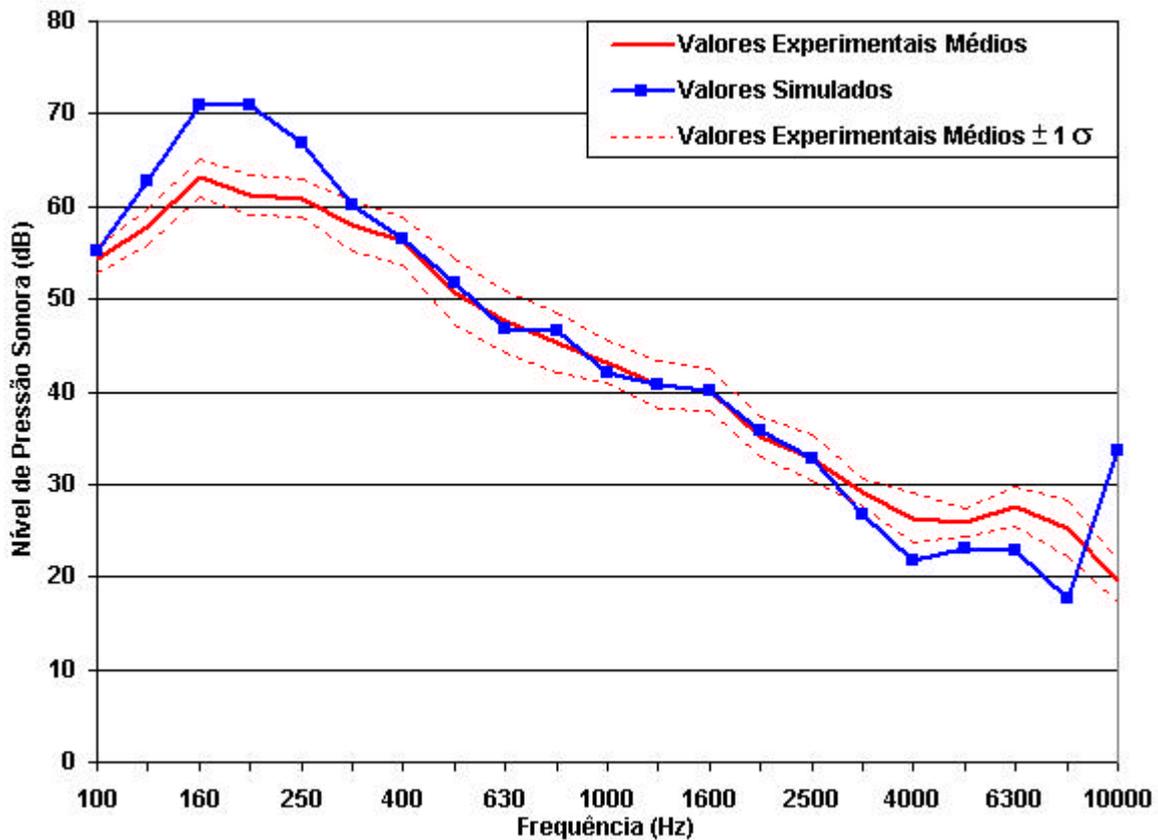


Figura 5.9 – Comparação entre os valores experimentais e simulados para a cavidade anterior esquerda.

Pode-se verificar uma boa correlação entre os valores experimentais e simulados na faixa de frequência entre 315 Hz e 3150 Hz (diferença máxima de 2,2 dB). Na faixa de frequência abaixo de 400 Hz a diferença entre esses valores foi considerada elevada. Isto, na verdade, era já esperado visto que para baixas frequências tal metodologia, normalmente, não apresenta boa correlação com a prática. Além disto, não foi considerada a contribuição de ruído transmitida via estrutural o que, segundo [16], é outra razão para as discordâncias entre os resultados medidos e simulados nas baixas frequências. A Figura 5.10 mostra os valores do Fator de Superposição Modal – MOF. Nota-se um comportamento diferente nas faixas de frequências abaixo e acima de 400 Hz. Abaixo desta frequência, observam-se alguns valores muito baixos, inferiores a 0,33, valor mínimo comumente adotado para se garantir boa precisão nas simulações, conforme citado anteriormente no Capítulo 3. Tais fatos podem explicar a grande diferença observada entre os valores medidos e simulados nas baixas frequências.

Acima de 400 Hz, os valores do fator de amortecimento modal encontrados são mais elevados, o que garante boa precisão dos resultados obtidos de simulação SEA.

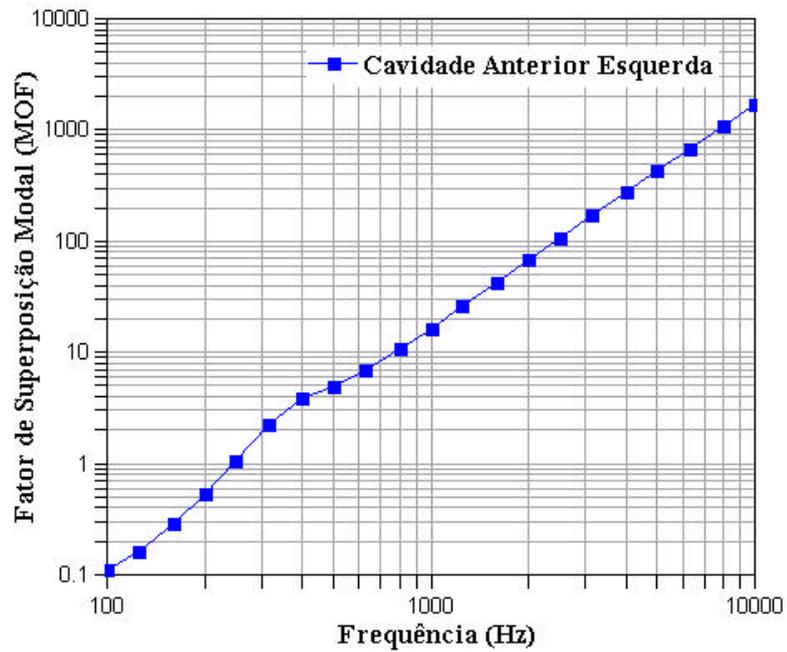


Figura 5.10 – Fator de superposição modal para a cavidade anterior esquerda.

A Figura 5.11 mostra o número de modos para a cavidade anterior esquerda.

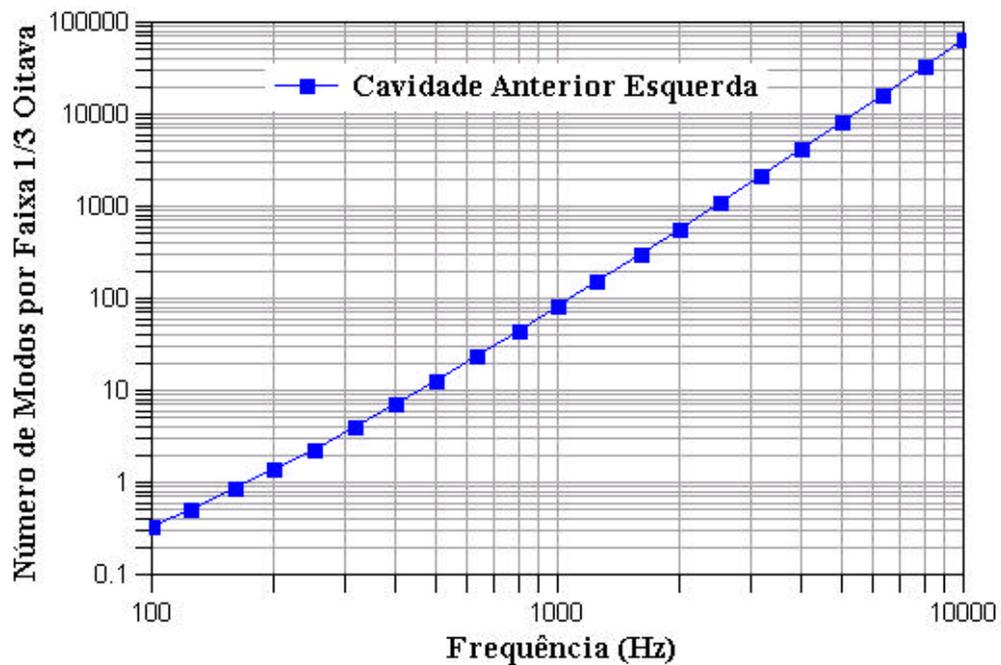


Figura 5.11 – Número de modos da cavidade anterior esquerda.

Pode-se notar que na faixa de frequências até 315 Hz o número de modos é inferior a 4, valor baixo que não satisfaz uma das hipóteses básicas de SEA e que também explica a discrepância entre os resultados simulados e medidos nas baixas frequências. Como primeira aproximação, recomenda-se que todos os subsistemas tenham em torno de 10 modos, no mínimo, para cada faixa de frequência de análise. E pode-se observar que, no caso das cavidades, isto ocorre para frequências a partir de 400 Hz.

Ainda em relação à Figura 5.9, na faixa de frequências acima de 3150 Hz também não foi verificada boa correlação principalmente em 10 KHz onde os valores simulados foram muito elevados. Utilizando-se uma das grandes vantagens do software AutoSEA2, que permite determinar as contribuições dos vários subsistemas para os níveis de ruído de um determinado subsistema, a Figura 5.12 mostra as cinco principais contribuições para o ruído na cavidade anterior esquerda.

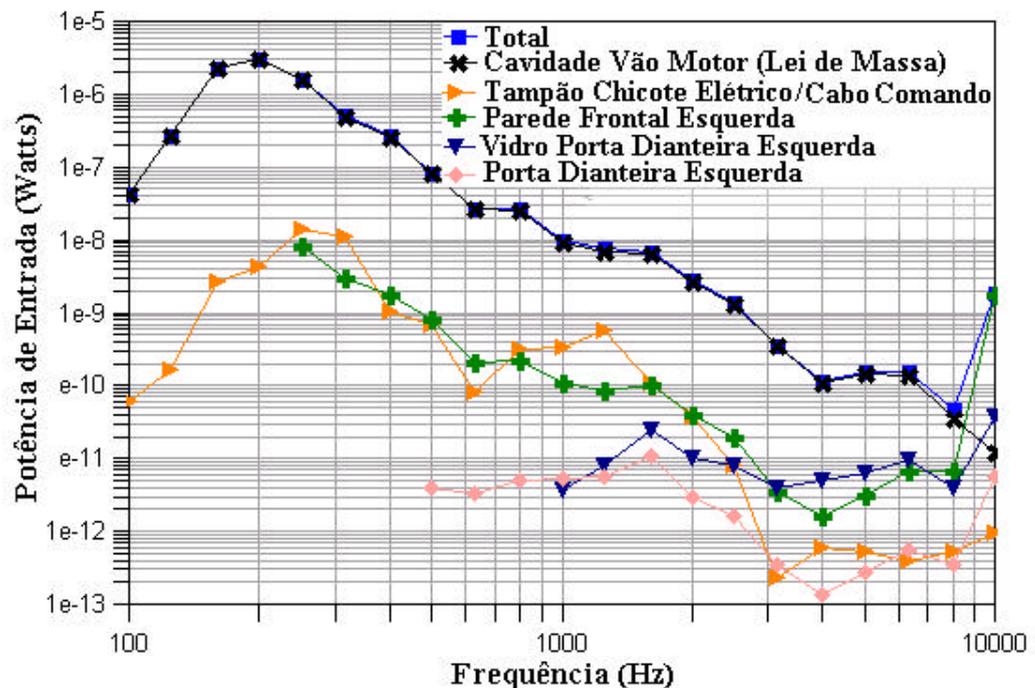


Figura 5.12 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda.

Pode-se notar que em 10 kHz, a principal contribuição para o nível de ruído na cavidade anterior esquerda é proveniente da parede frontal esquerda. Tal comportamento sugeriu que este subsistema pudesse estar radiando ruído de forma bastante eficaz. Para comprovar tal comportamento foi verificada a eficiência de radiação da parede frontal esquerda conforme pode ser visto na Figura 5.13.

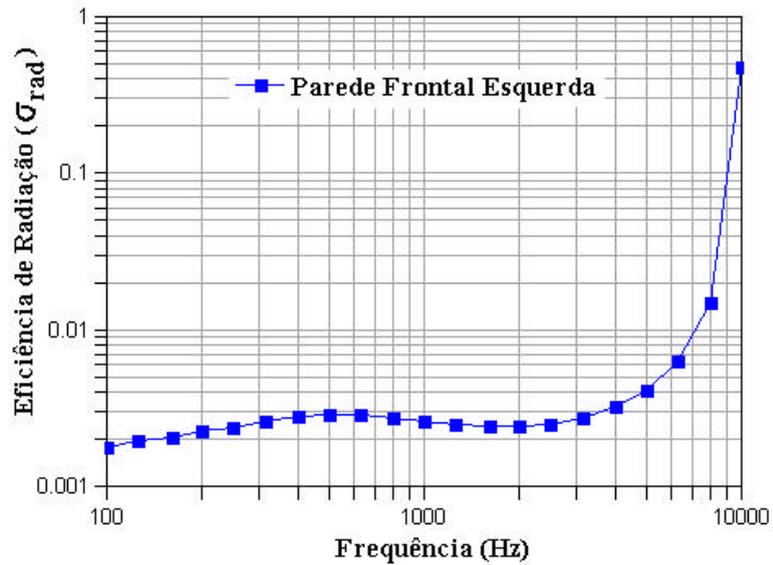


Figura 5.13 – Eficiência de radiação da parede frontal esquerda.

A Figura 5.13 confirma tal comportamento onde a parede frontal esquerda emite de forma bastante eficaz, em 10 KHz, para a cavidade anterior esquerda. A razão deste fenômeno foi confirmada através da Figura 5.14 onde estão mostrados os números de onda para a parede frontal esquerda (flexão) e do som (da cavidade anterior esquerda).

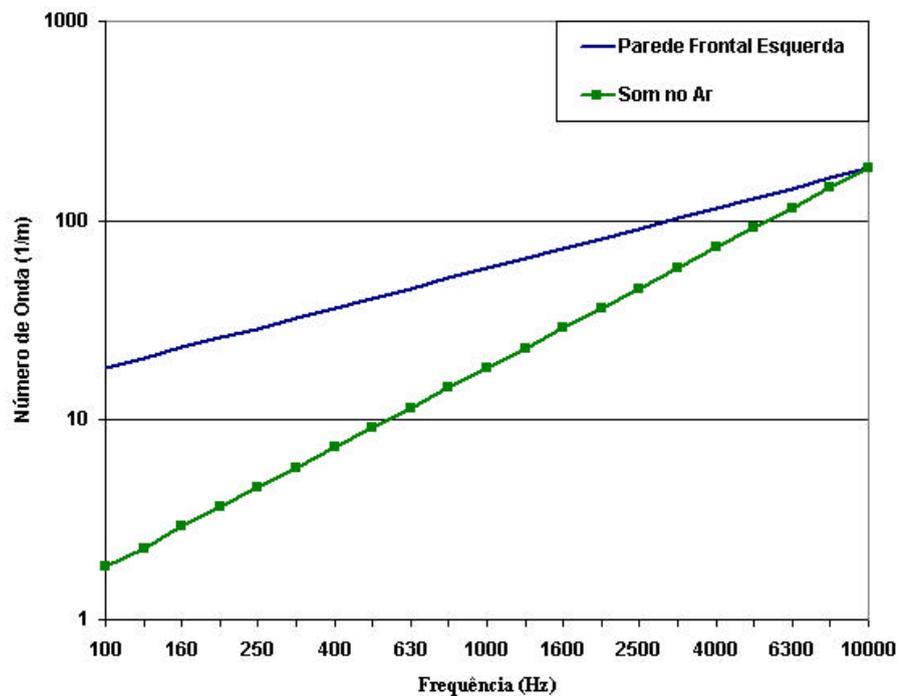


Figura 5.14 – Comparação do número de onda da parede frontal esquerda e da cavidade anterior esquerda.

Nota-se que o número de onda dos dois subsistema são coincidentes em torno de 10 KHz (183,2 para a cavidade anterior esquerda e 182,2 para a parede frontal esquerda) e, portanto, este último apresenta uma grande eficiência de radiação. Este comportamento, verificado na simulação computacional e não verificado nas medições experimentais, deve-se a sua forma geométrica. A parede frontal esquerda foi representada de forma simplificada por uma placa plana. Na realidade, tal subsistema possui uma convexidade tanto na parte frontal como nas duas laterais. Além disto, estão presentes algumas bunhas (reforços estruturais cujas geometrias podem ser tanto em baixo como em alto relevo ), bem como alguns suportes adicionais de reforço estrutural. Estes detalhes fazem com que, na prática, a parede frontal esquerda não se comporte como uma placa plana, conforme simulado por SEA.

Deste modo, para validar o modelo computacional, em função dos resultados experimentais, foi adotado o valor zero para a eficiência de radiação deste subsistema. Os resultados desta consideração podem ser vistos na Figura 5.15.

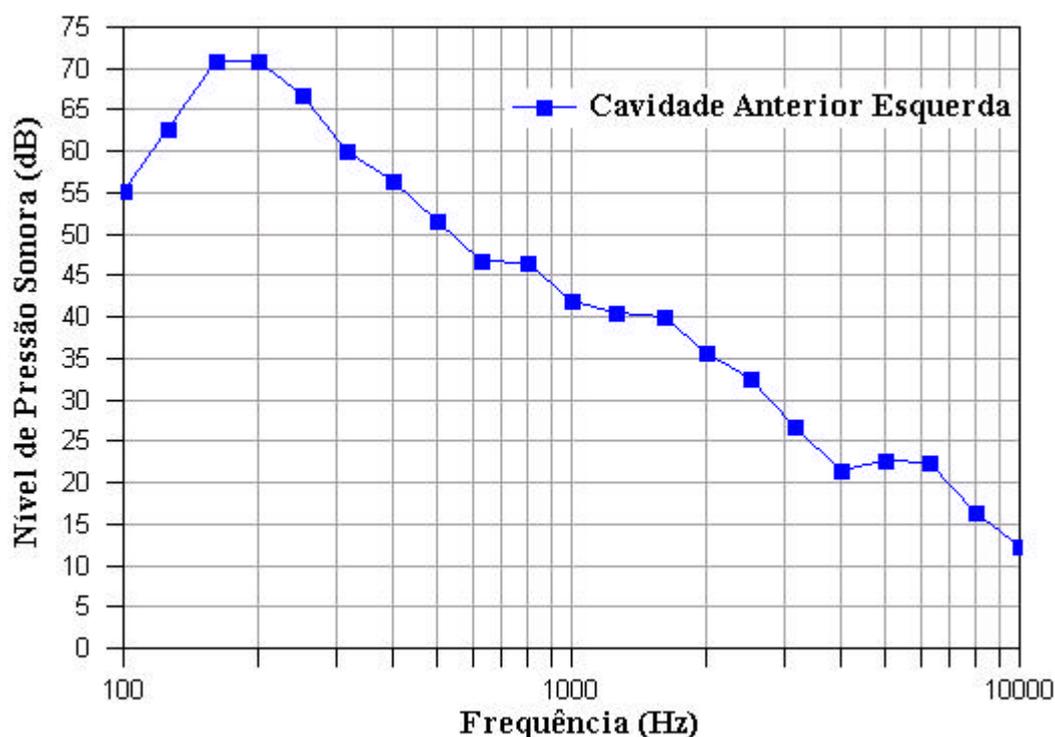


Figura 5.15 – Cavidade anterior esquerda com o fator de área de radiação considerado nulo.

A Figura 5.16 mostra graficamente, para a cavidade acústica anterior esquerda, o comparativo entre os valores simulados. Pode ser verificado que na frequência de 10 kHz ocorreu uma redução de 21 dB ao ser desconsiderada a radiação pela parede frontal esquerda e também pela parede frontal direita. Nota-se, ainda, que não houve modificação significativa nos valores obtidos para as outras frequências.

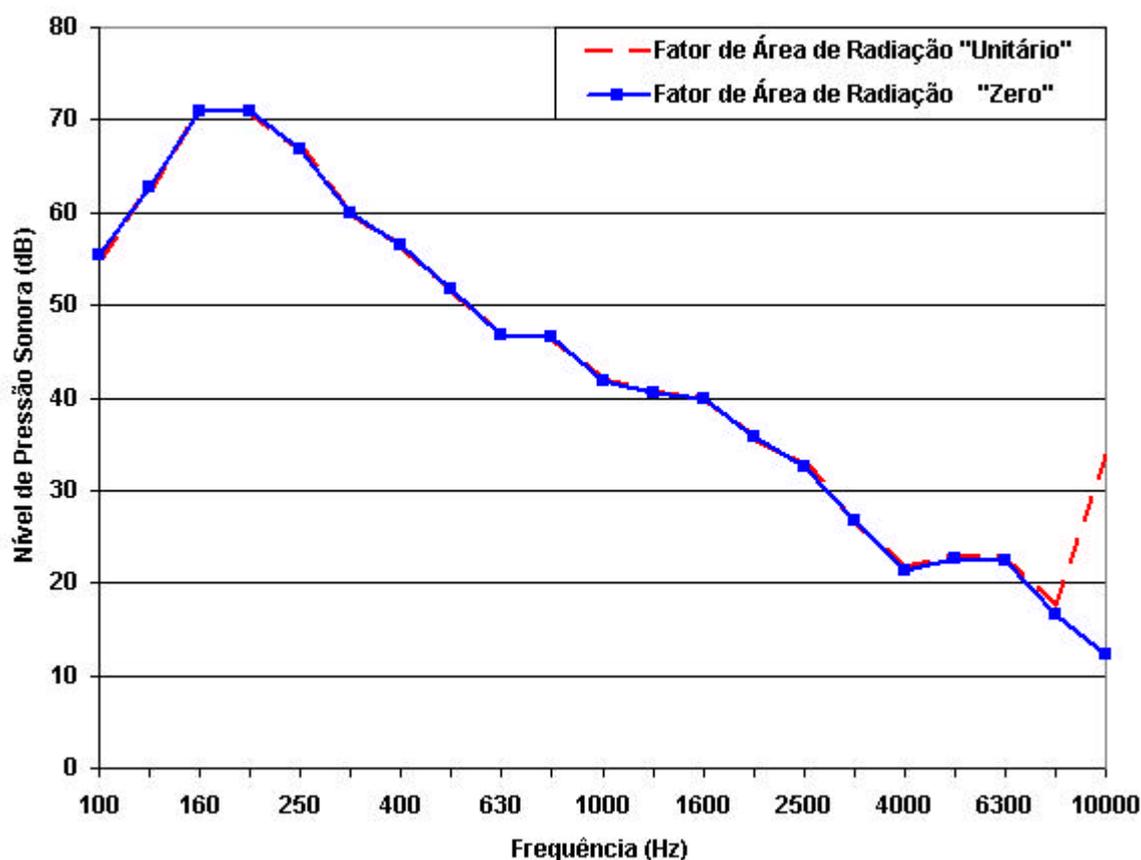


Figura 5.16 – Comparação dos níveis de ruído na cavidade anterior esquerda considerando o fator de área de radiação da parede frontal "Unitário" e "Zero".

Nesta nova situação, pode-se verificar pela Figura 5.17 que as principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda se modificaram.

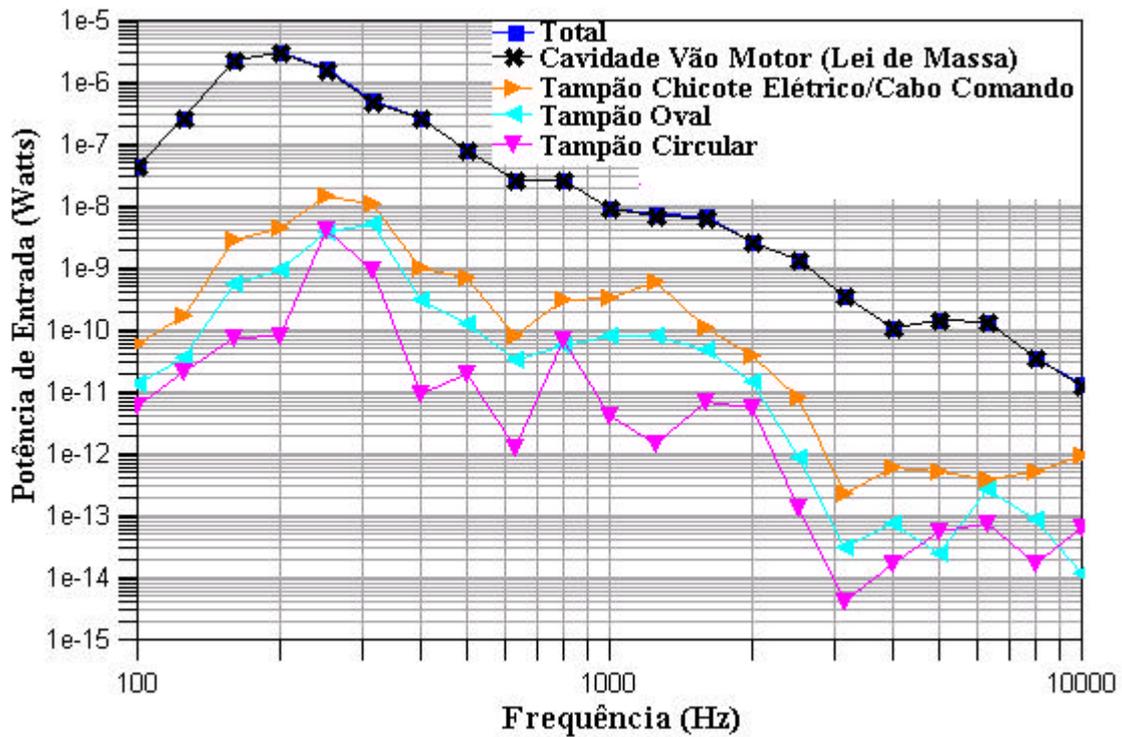


Figura 5.17 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda.

Pode-se notar que praticamente toda a contribuição para os níveis de ruído formados na cavidade anterior esquerda é proveniente do vão do motor onde está a fonte sonora. Além disto, pode-se notar que a contribuição dos tampões, considerados neste trabalho, embora não possam ser consideradas significativas, revelam a grande importância que deve ser dispensada a estes componentes. Além disto, como não foram considerados todos os tampões presentes na parede frontal do veículo, pode ocorrer que estes venham a influenciar os níveis de ruído interno nas altas frequências.

A Figura 5.18 mostra o comparativo, para esta nova situação, entre os valores medidos e aqueles simulados.

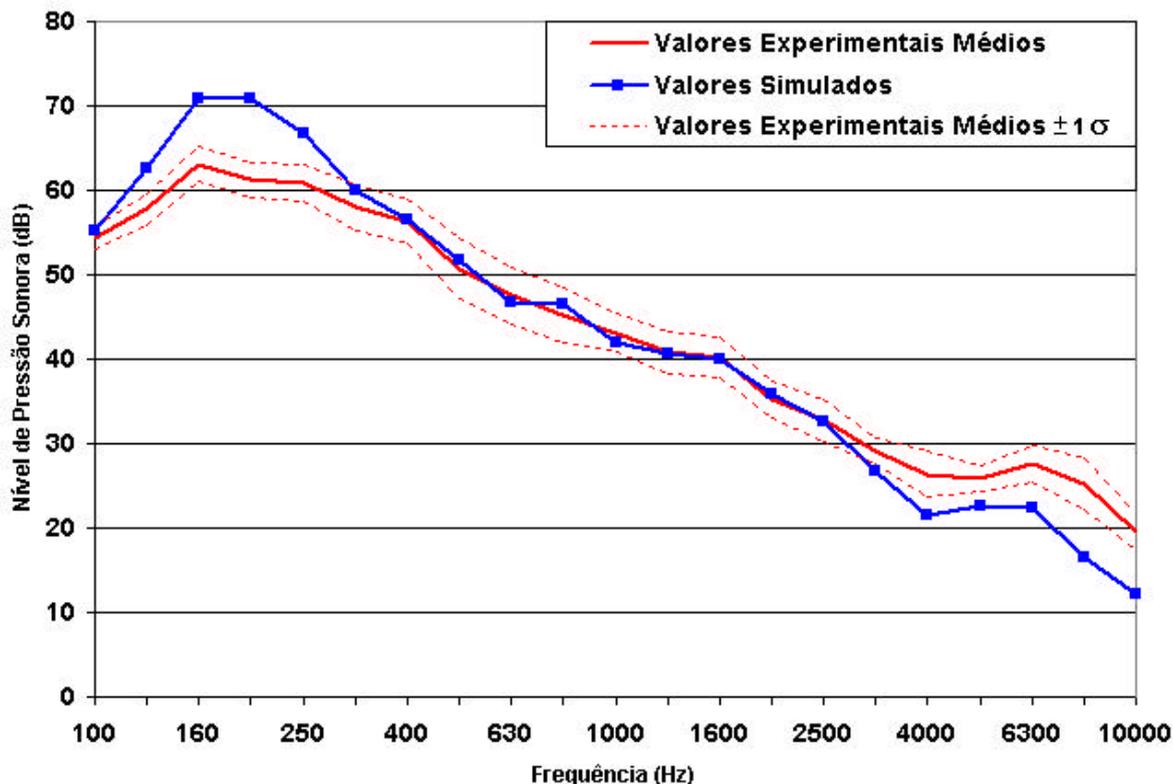


Figura 5.18 – Comparação entre os níveis de ruído medidos e simulados para a cavidade anterior esquerda.

Pode-se notar que o comportamento das duas curvas é bastante similar, embora ainda apresente uma dispersão entre si tanto nas baixas quanto nas altas frequências.

#### 5.4 – Análise dos resultados nas altas frequências

Considerando-se que a metodologia SEA normalmente apresenta boa correlação entre os resultados experimentais e simulados na faixa de frequências elevadas, procurou-se entender melhor o porquê da não concordância destes resultados nas altas frequências. Uma das hipóteses para tal discordância seria a baixa perda de transmissão de algum componente e/ou acessório presente no veículo. Com relação aos tampões avaliados, os resultados mostraram uma perda de transmissão satisfatória. Entretanto, devido às limitações de tempo e de estrutura, nem todos os componentes e acessórios foram testados. Pode-se citar, como exemplo, a caixa de ar do sistema de ar condicionado, o tambor de

freio e a coluna de direção, os quais fazem interface entre o vão do motor e o interior do veículo através da parede frontal esquerda. Destes, o que mostra maior possibilidade de apresentar uma baixa perda de transmissão, seja pelas suas dimensões ou pelo seu material (plástico), é a caixa de ar do sistema de ar condicionado. Para verificar se tal hipótese era verdadeira foi simulada uma perda de transmissão para a caixa de ar a qual segundo [4], é um dos principais acessórios montados na parede frontal de um veículo e que exerce grande influência nos seus níveis de ruído. O valor adotado, obtido a partir de [4], pode ser visto na Figura 5.19 e, embora não seja exatamente o valor relativo à caixa de ar do veículo simulado, é um valor representativo de uma caixa de ar.

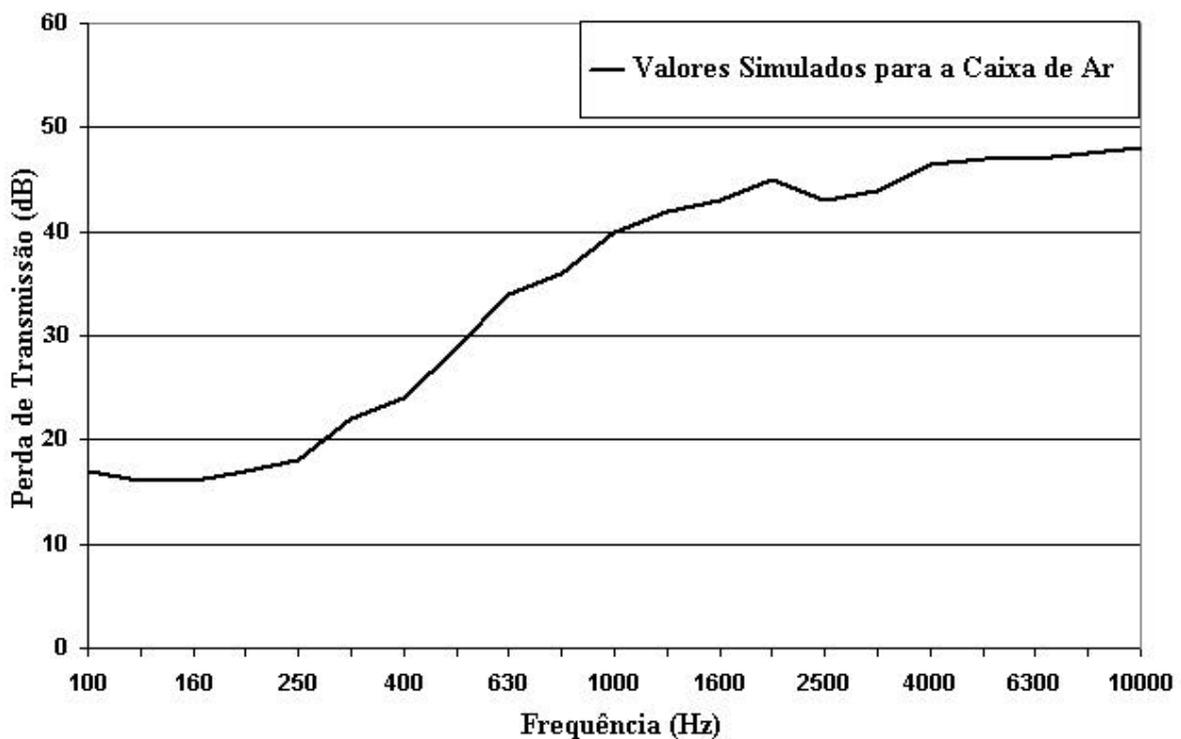


Figura 5.19 – Perda de transmissão para a caixa de ar.

Os resultados da simulação, considerando-se a influência da adoção da perda de transmissão da caixa de ar, podem ser vistos na Figura 5.20 comparado aos resultados simulados sem esta consideração.

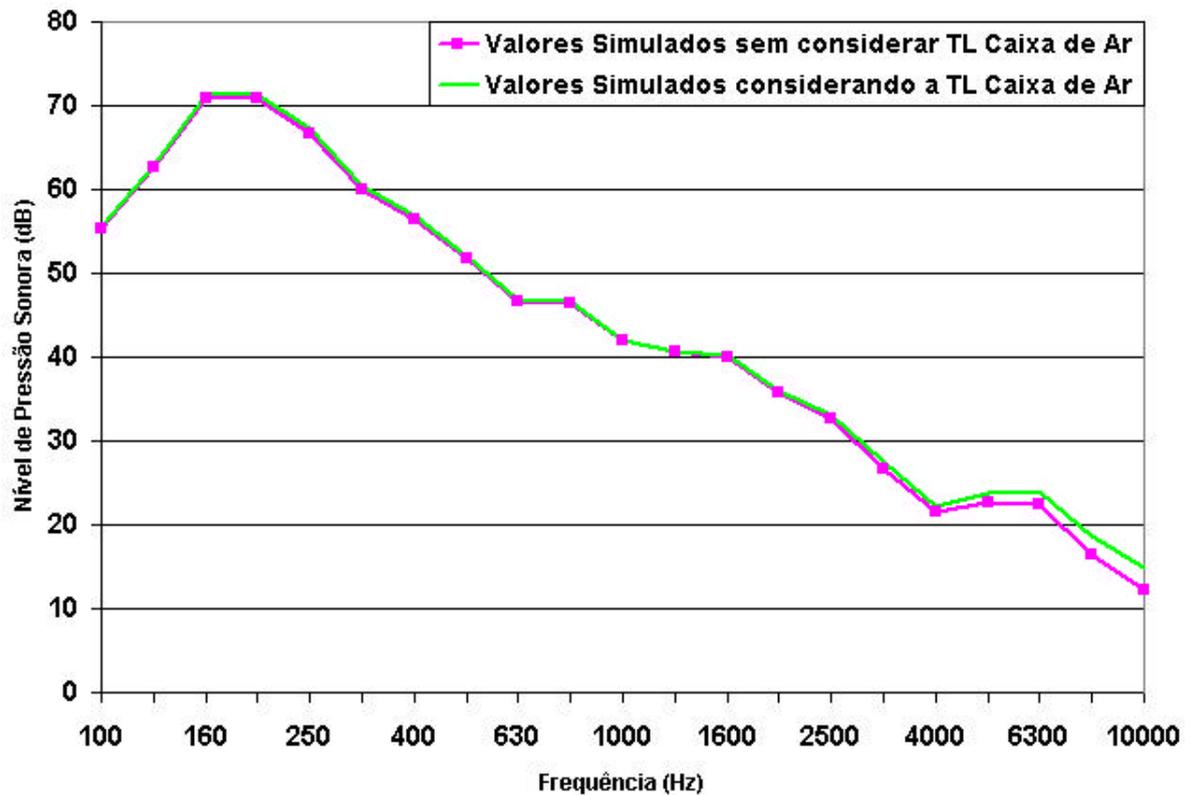


Figura 5.20 – Comparação de ruído interno para a cavidade anterior esquerda simulando a perda de transmissão da caixa de ar.

Os resultados mostram que nas médias e altas frequências, mais precisamente a partir de 2500 Hz, começa a haver uma influência nos resultados. Em 10 kHz, a diferença chegou a 2,8 dB, valor este considerado bastante significativo. Pelos resultados, comprova-se que a consideração da perda de transmissão da caixa de ar é significativa e, embora neste trabalho, não tenha sido considerada pelos motivos já anteriormente explicados, deve ser acrescentada no modelo SEA como forma de melhorá-lo.

A Figura 5.21 mostra o comparativo entre os resultados experimentais e os resultados simulados para esta nova situação.

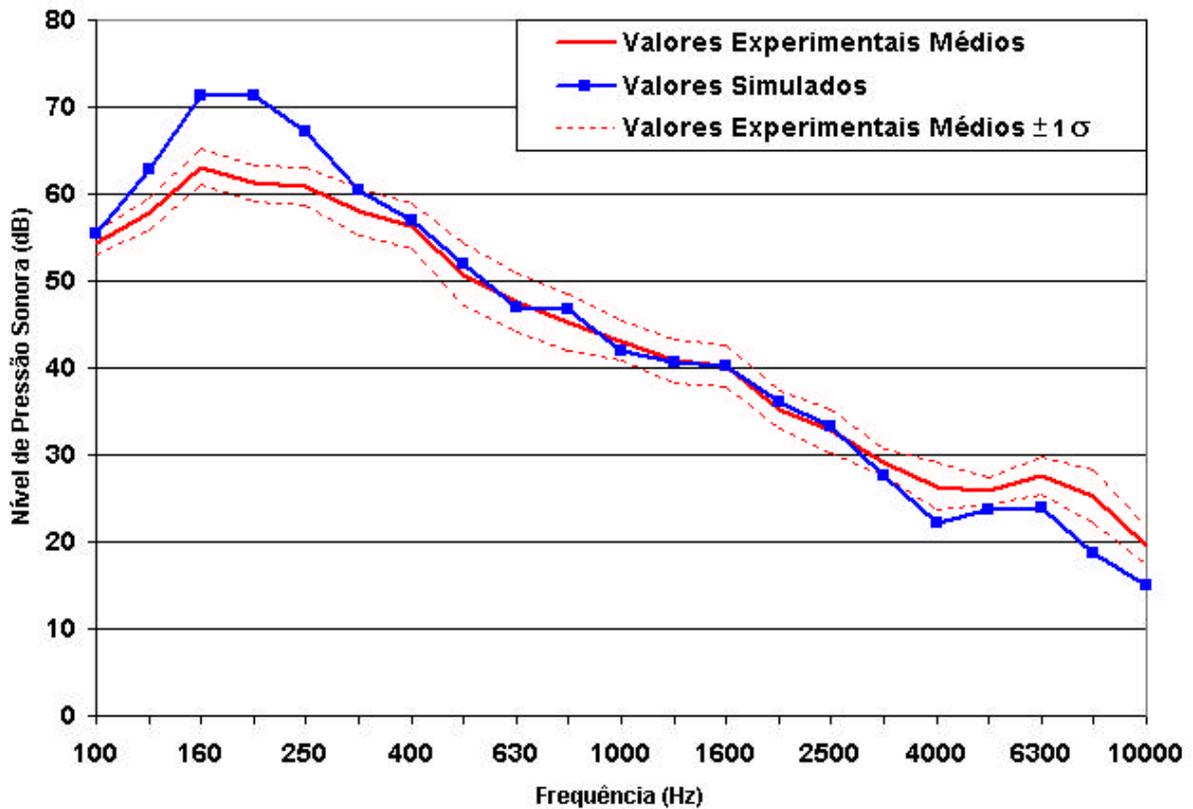


Figura 5.21 – Comparação dos níveis de ruído interno na cavidade anterior esquerda.

Os resultados mostram que a correlação entre os valores experimentais e simulados melhorou de forma significativa, notadamente nas frequências elevadas. Isto confirma a hipótese de que a caixa de ar poderia se constituir numa contribuição importante nos níveis de ruído no interior do veículo, na faixa de frequências elevadas, quando considerada a sua perda de transmissão. Além disto, confirma-se a importância de se dar um tratamento acústico adequado para todo e qualquer componente ou acessório que faça interface entre as várias fontes de ruído de um veículo e o interior do mesmo.

Com relação às demais cavidades acústicas, as Figuras 5.22, 5.23 e 5.24 mostram os comparativos entre os resultados experimentais e os obtidos a partir da simulação computacional para as cavidades anterior direita, posterior esquerda e posterior direita. Em tais curvas, já foi considerada a contribuição de ruído devido à perda de transmissão da caixa de ar.

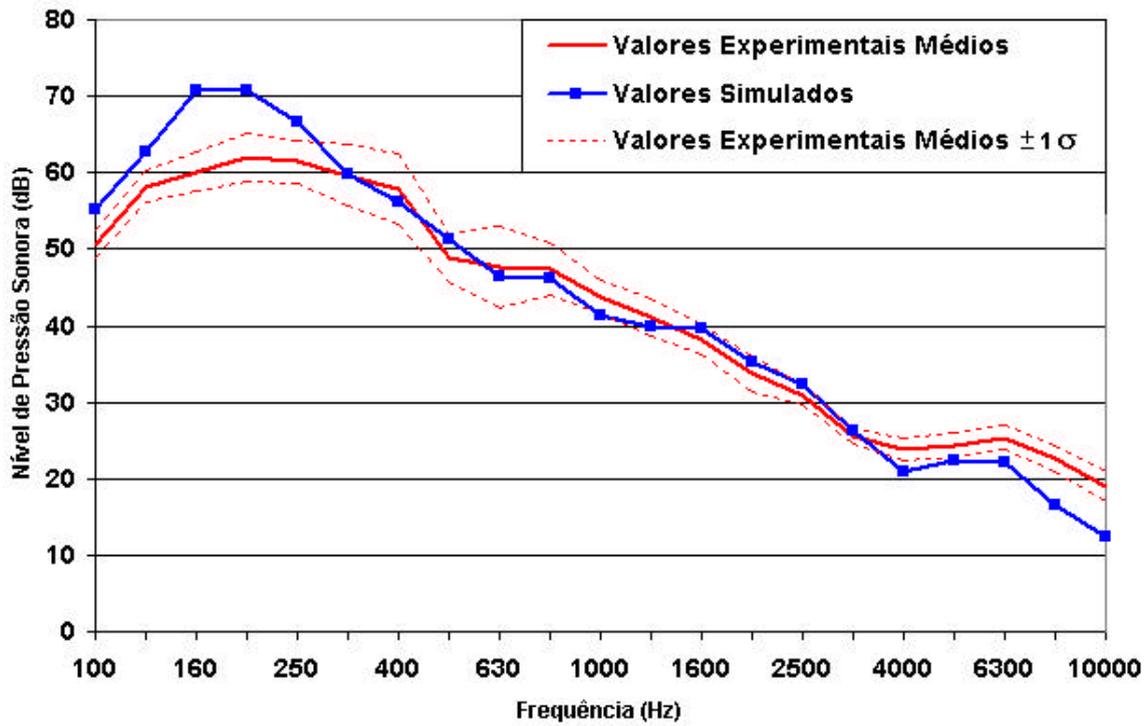


Figura 5.22 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade anterior direita.

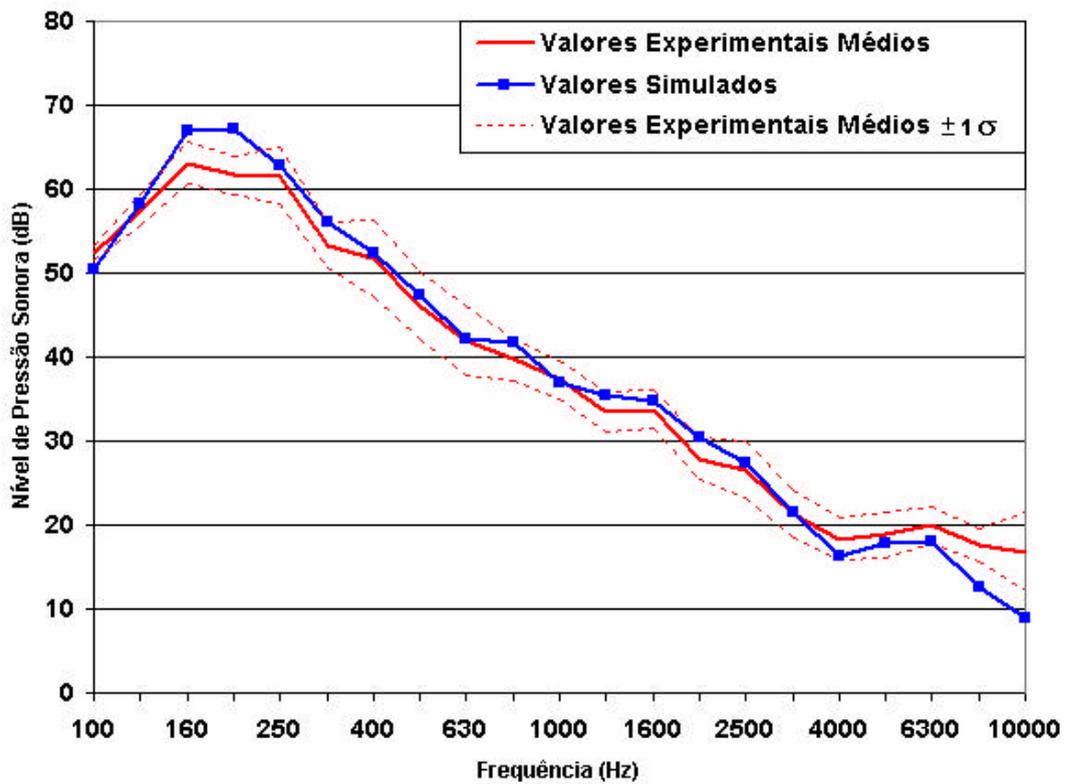


Figura 5.23 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade posterior esquerda.

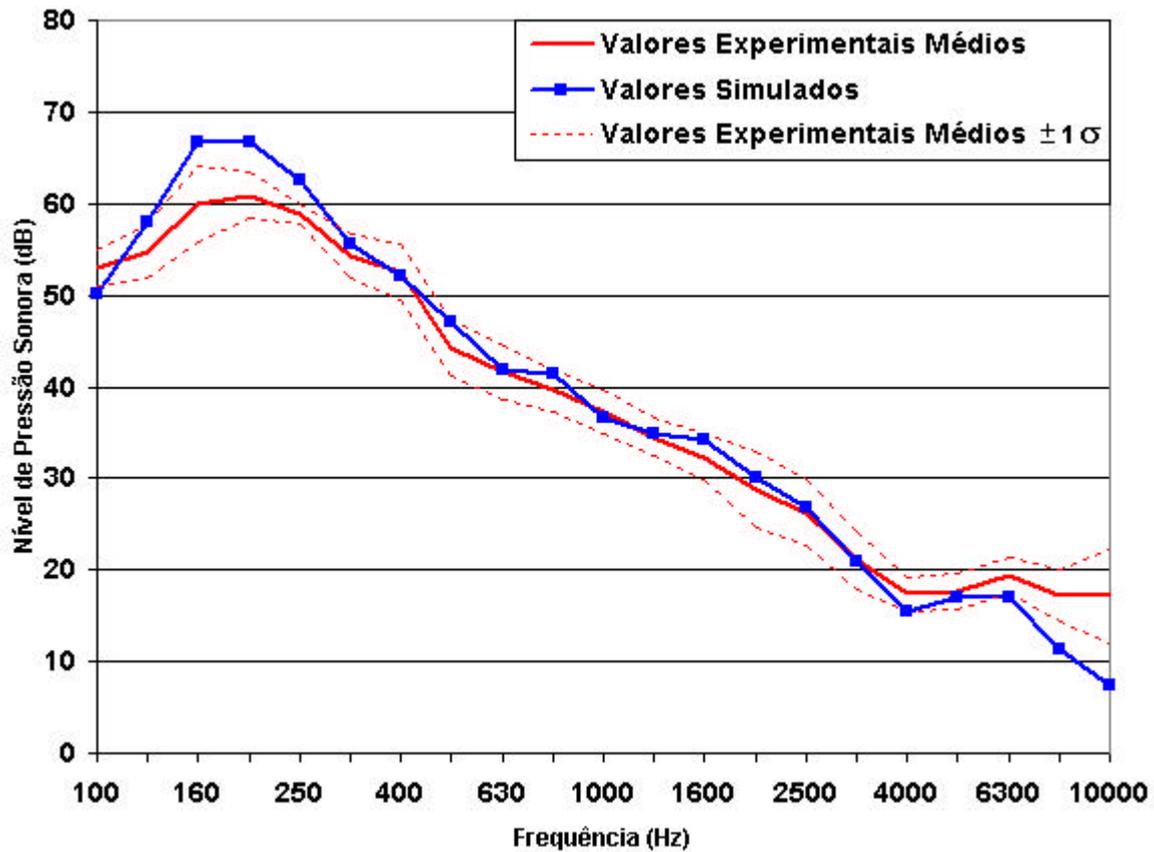


Figura 5.24 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade posterior direita

Pode-se notar uma boa concordância entre os valores experimentais e simulados para todas as cavidades principalmente na faixa de frequências médias (315 a 3150 Hz): a diferença máxima de 3 dB para a cavidade anterior direita em 500 Hz, 3,4 dB para a cavidade posterior esquerda em 315 Hz e 3,2 dB para a cavidade posterior direita em 500 Hz. Nas frequências elevadas são válidos os comentários feitos para a cavidade anterior esquerda. Já para a faixa de frequências abaixo de 400 Hz tal correlação não foi satisfatória, como já esperado.

Outra fonte de incertezas nos resultados simulados pode ser atribuída às eficiências de radiação dos componentes estruturais (assoalhos, portas, teto), cujas frequências de coincidência possuem valores próximos de 10 kHz.

Deve-se também lembrar que os coeficientes de absorção dos materiais usados nos revestimentos internos e nos bancos podem proporcionar diferenças entre os valores medidos

e simulados, uma vez que estes não foram verificados individualmente. Os valores de absorção adotados na simulação são valores típicos, conforme experiências acumuladas pelo pessoal técnico da Fiat Automóveis. Entretanto, estes parâmetros deveriam ser também verificados experimentalmente.

Mesmo assim, a concordância entre os resultados ao longo de uma ampla faixa de frequência é considerada ótima. E a faixa de altas frequências, neste caso acima de 3,15 kHz, não contribui de forma significativa para o nível total de ruído nas cavidades acústicas devido aos seus baixos valores quando comparados aos níveis das baixas e médias frequências, ainda que considerada a ponderação da curva de ruído dB(A).

## Capítulo 6

### ESTUDO DA SENSIBILIDADE DO MODELO

Após a validação do modelo computacional SEA mostrada no Capítulo 5, foram avaliados alguns casos específicos no intuito de verificar a sua sensibilidade. Basicamente, foram avaliados três casos distintos, a saber: a presença de um furo na carroceria, a variação da espessura da parede frontal e a retirada completa dos materiais acústicos fonoabsorventes do veículo.

#### 6.1 - Análise da influência de furo na carroceria

A presença de um furo na carroceria, mais precisamente na parede frontal do veículo, é uma situação extrema que poderia estar presente nos veículos em função de um erro de montagem na linha de produção. Este caso extremo foi escolhido para ilustrar os efeitos causados por uma anomalia como esta. O furo considerado consiste numa área circular de diâmetro 72 mm utilizada na instalação do mecanismo de freio na parede frontal do veículo. A simulação consiste na retirada de tal mecanismo, deixando uma passagem aberta entre o vão do motor e o interior do veículo. A excitação de ruído utilizada para esta simulação foi a da Tabela 5.1.

A Figura 6.1 mostra uma comparação entre os valores simulados e os valores experimentais para a cavidade anterior esquerda.

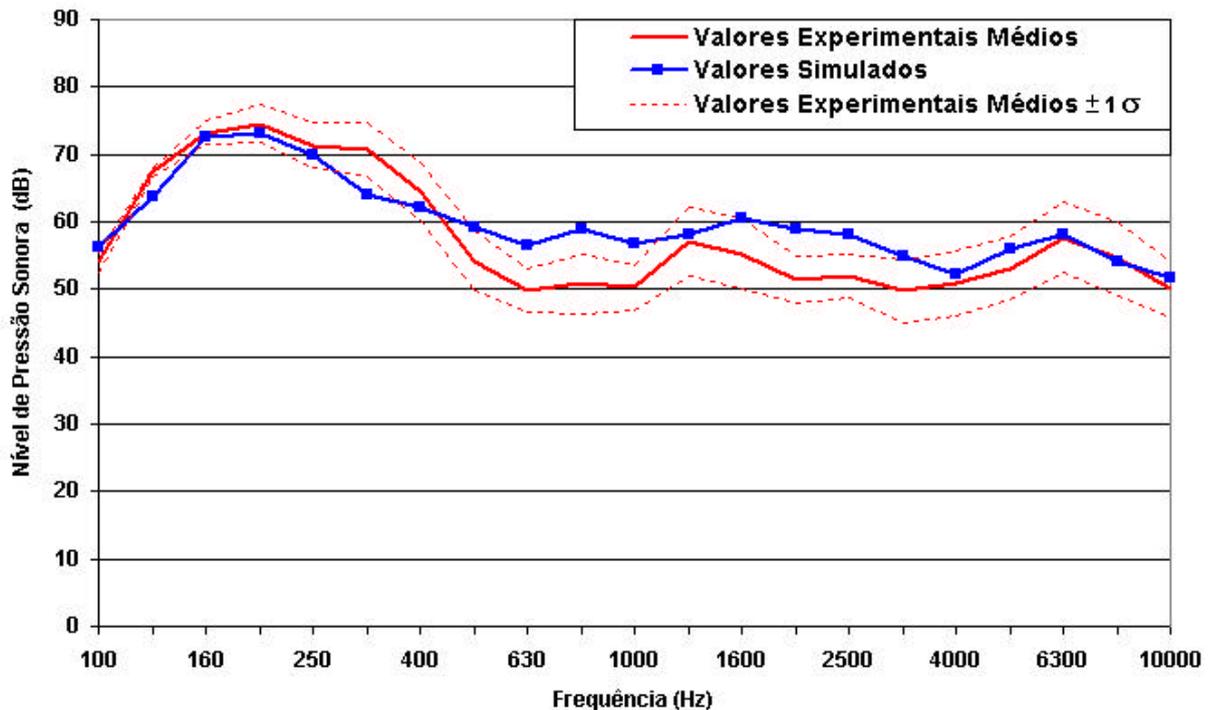


Figura 6.1 – Comparação dos níveis de ruído interno simulados e experimentais para a cavidade anterior esquerda

Pode-se observar que os comportamentos das curvas são bastante similares, ocorrendo uma boa correlação de resultados nas faixas de frequências baixas (de 100 Hz a 400 Hz) e altas (a partir de 4 kHz) embora ocorra uma divergência de resultados na faixa de frequências entre 500 Hz e 3150 Hz. Nota-se que os valores simulados são maiores que aqueles experimentais a partir de 500 Hz. Uma hipótese para explicar tal discrepância de resultados é que o furo, na simulação, não considera a presença do painel frontal o qual na medição experimental tende a se comportar como uma barreira na difusão sonora do ruído a partir do furo tendendo a diminuir a sua intensidade.

A concordância dos resultados pode ser considerada satisfatória embora, visando uma otimização maior do modelo, seja interessante, dentro de uma proposta de continuação do trabalho, avaliar qual a real influência da hipótese levantada anteriormente.

A Figura 6.2 ilustra as principais contribuições para o nível de ruído no interior da cavidade anterior esquerda.

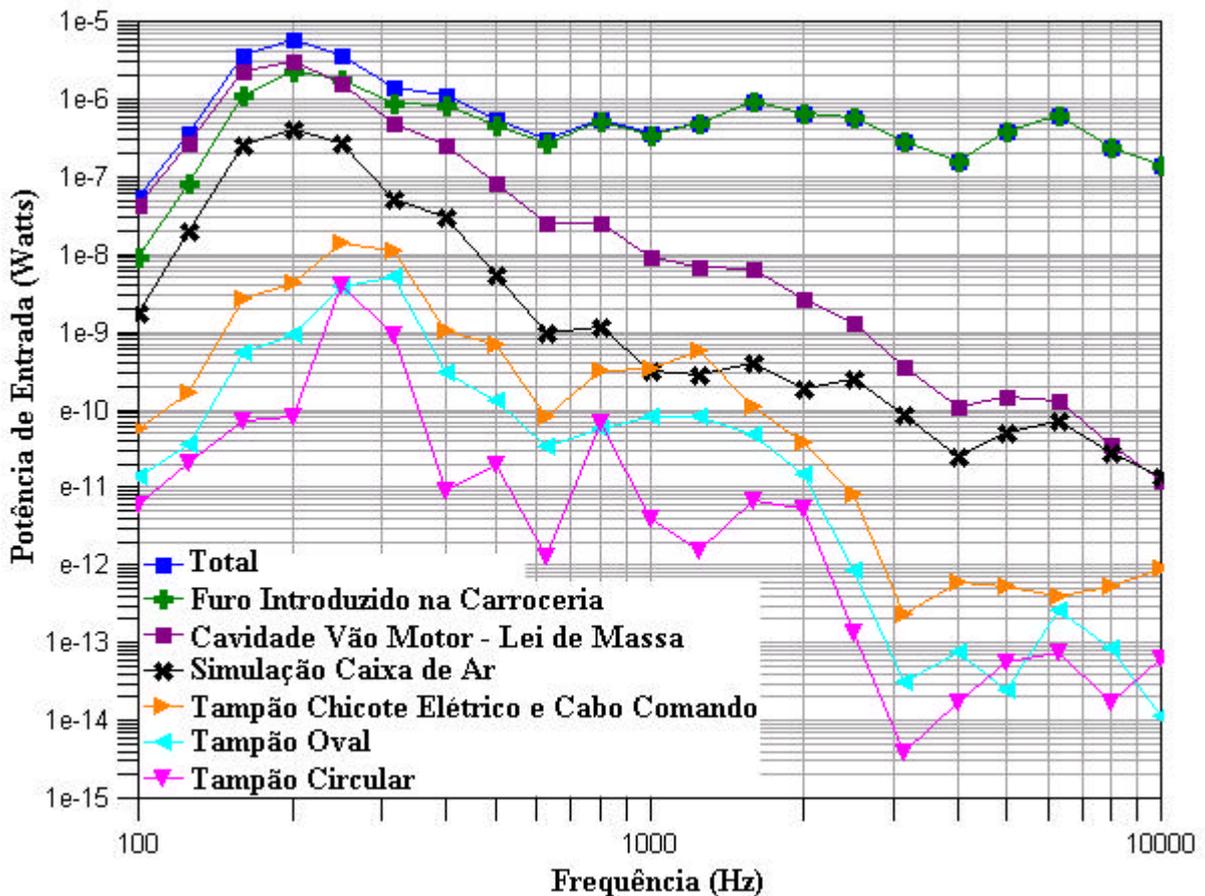


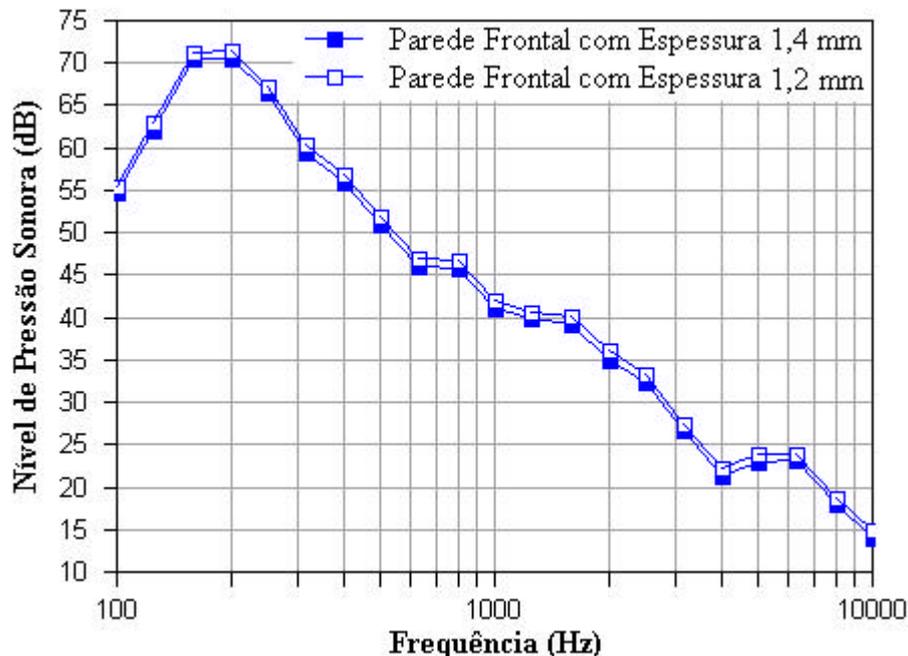
Figura 6.2 – Principais contribuições para o nível de ruído no interior da cavidade anterior esquerda.

Pode ser visto que, a partir de 315 Hz, o nível de ruído no interior da cavidade anterior esquerda é formado principalmente devido ao furo introduzido na carroceria. Já para frequências inferiores a este valor existe uma contribuição significativa devido à transmissão através da parede frontal. Tal resultado confirma a importância que se deve dispensar à questão dos furos acústicos de modo a garantir um nível de conforto acústico satisfatório do veículo.

## 6.2 - Análise da influência da espessura da parede frontal

Neste caso, foi analisada a influência da variação da espessura da chapa da parede frontal: aumento da espessura de 1,2 mm para 1,4 mm e redução da espessura de 1,2 mm para 1,0 mm. A primeira é uma situação de certo modo extrema, já que tal espessura é relativamente elevada para ser considerada na construção da parede frontal, devido a problemas produtivos. Entretanto, é uma situação bastante didática, a qual mostra um maior isolamento entre o vão do motor e o interior do veículo. Neste caso, não foram realizadas

medições experimentais dada a impossibilidade de se dispor de um veículo com tal característica. Por isto, os resultados obtidos da simulação computacional foram comparados aos da simulação do veículo na situação normal de utilização. A Figura 6.3 mostra o comparativo entre estas duas simulações.



*Figura 6.3 – Comparativo entre os níveis de ruído interno na cavidade anterior esquerda simulados com a espessura da parede frontal variada de 1,2 para 1,4 mm.*

Os resultados da Figura 6.3 mostram claramente a influência do aumento da espessura da chapa da parede frontal do veículo. O veículo agora se mostrou melhor isolado da fonte sonora do vão motor. Nota-se uma redução de ruído em torno de 1,2 dB em toda a faixa de frequência com a espessura aumentada para 1,4 mm. Isto pode ser facilmente compreendido em função da maior perda de transmissão da parede frontal. Como este caminho representa a maior contribuição para a formação do campo sonoro na cavidade anterior, uma análise através da Lei da Massa indica também uma redução de 1,2 dB na potência que é transmitida através da parede frontal quando a espessura é aumentada de 1,2 mm para 1,4 mm.

A Figura 6.4 ilustra as principais contribuições para os níveis de ruído no interior da cavidade anterior esquerda com a parede frontal com espessura de 1,2 mm.

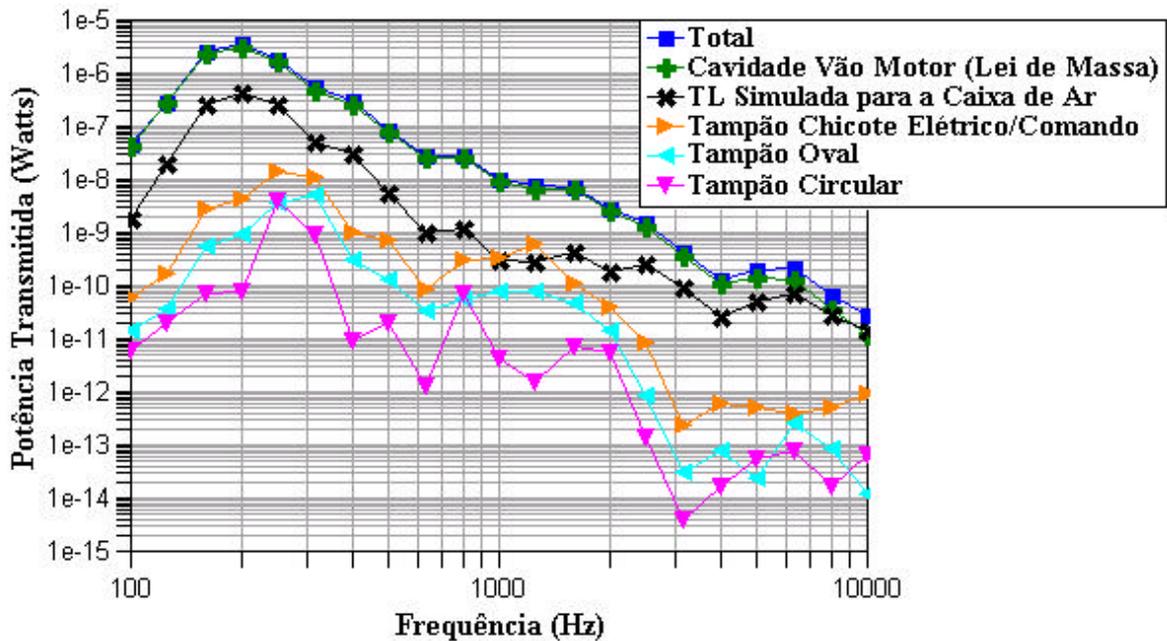


Figura 6.4 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda com a parede frontal com espessura de 1,2 mm.

A Figura 6.5 ilustra as principais contribuições para os níveis de ruído no interior da cavidade anterior esquerda com a parede frontal com espessura de 1,4 mm.

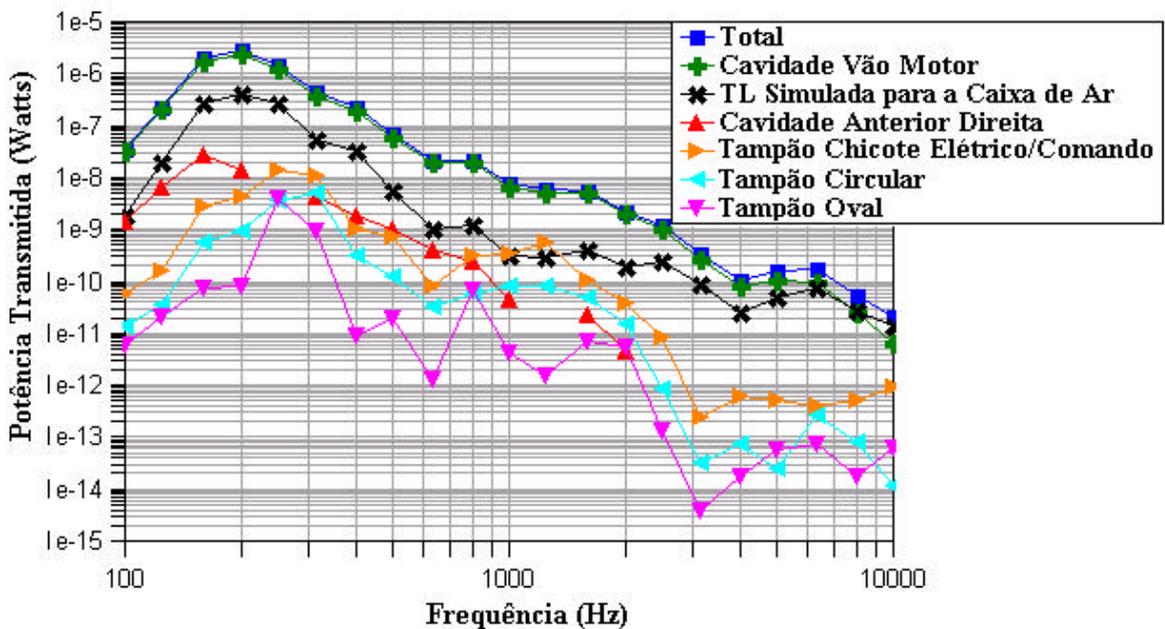


Figura 6.5 – Principais contribuições para os níveis de ruído na cavidade anterior esquerda com a parede frontal com espessura de 1,4 mm.

Pode ser visto que a principal contribuição para os níveis de ruído em ambas as situações devem-se, principalmente, à transmissão através da parede frontal. Nota-se,

também, que no caso onde a espessura foi aumentada para 1,4 mm, como os valores de ruído dentro da cavidade são um pouco menores, em altas frequências a influência dos tampões e/ou acessórios, no caso a simulação da caixa de ar através da sua perda de transmissão, começa a se tornar a principal contribuição.

A Figura 6.6 mostra uma comparação entre os resultados utilizando-se parede frontal com espessuras de 1,2 mm e 1,0 mm.

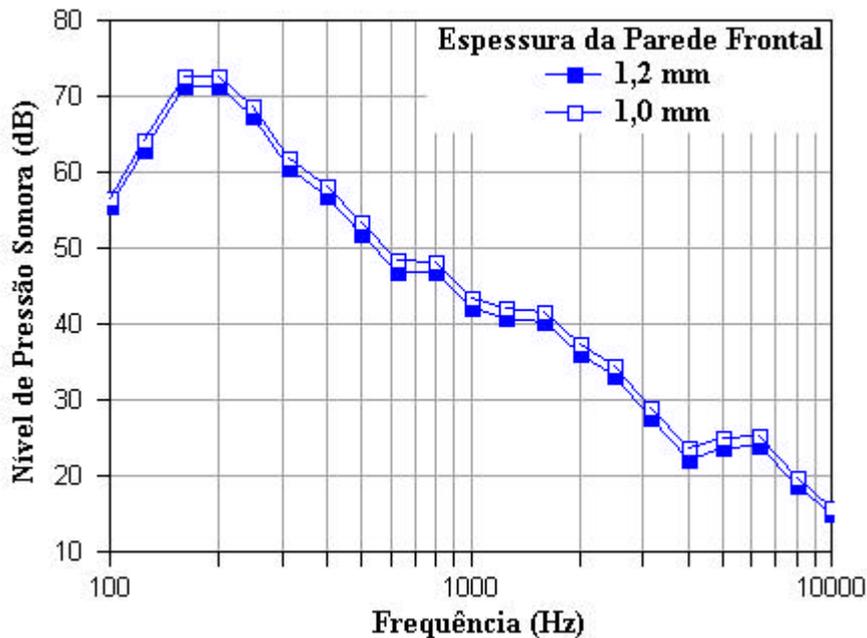


Figura 6.6 – Comparativo dos níveis de ruído interno na cavidade anterior esquerda simulados com a parede frontal com espessura de 1,2 mm e 1,0 mm.

Os resultados da Figura 6.6 mostram claramente a influência da redução da espessura da chapa da parede frontal do veículo. O veículo agora se mostrou menos isolado da fonte sonora do vão motor. Verifica-se um aumento de ruído em torno de 1,4 dB em toda a faixa de frequência com a espessura reduzida para 1,0 mm. Neste caso, embora seja no sentido de piorar os níveis de ruído dentro na cavidade, a principal contribuição também é devida à transmissão através da parede frontal, modelada através da Lei da Massa. A Figura 6.7 ilustra esta situação.

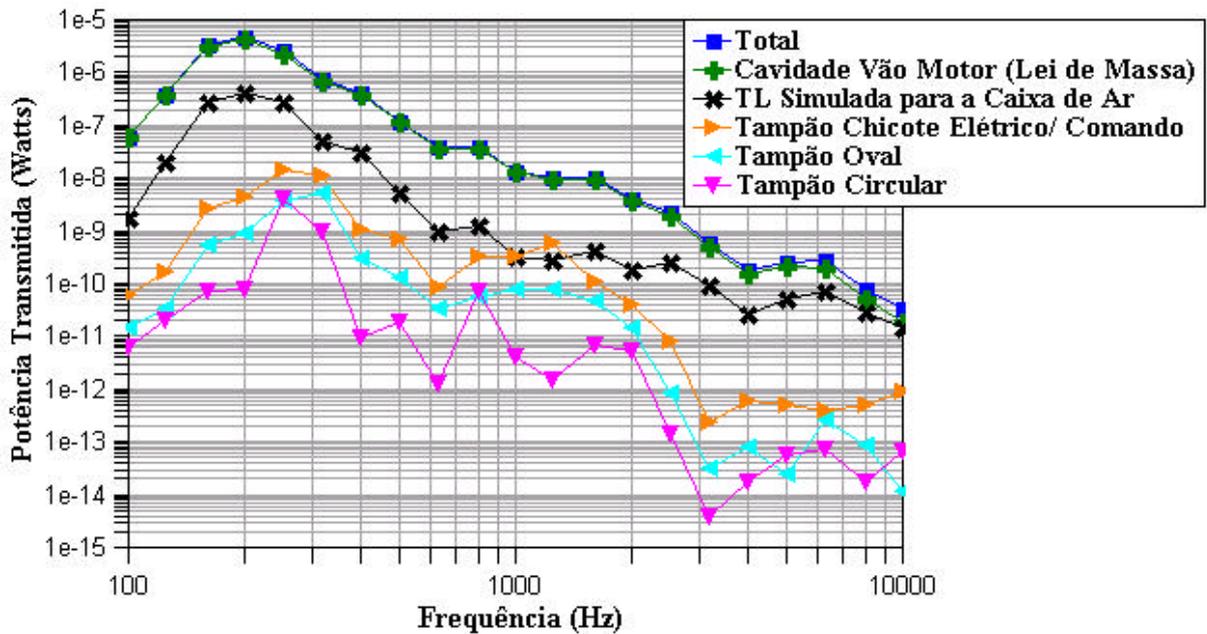


Figura 6.7 – Principais contribuições para o nível de ruído dentro da cavidade anterior esquerda.

### 6.3 – Análise da influência dos materiais acústicos fonoabsorventes

Outra avaliação realizada neste trabalho foi referente à completa retirada dos isolamentos fonoabsorventes do interior do veículo. Tal avaliação foi motivada pelo desejo de se conhecer qual a ordem de grandeza da máxima redução de ruído possível de ser alcançada com o pacote acústico do veículo a partir de uma condição base. Aqui também não foram realizadas medições experimentais, sendo mostrados somente os resultados provenientes da simulação.

A Figura 6.8 ilustra uma comparação entre os níveis de ruído nas várias cavidades do veículo, considerando-se a condição sem todos os isolamentos do pacote acústico do veículo.

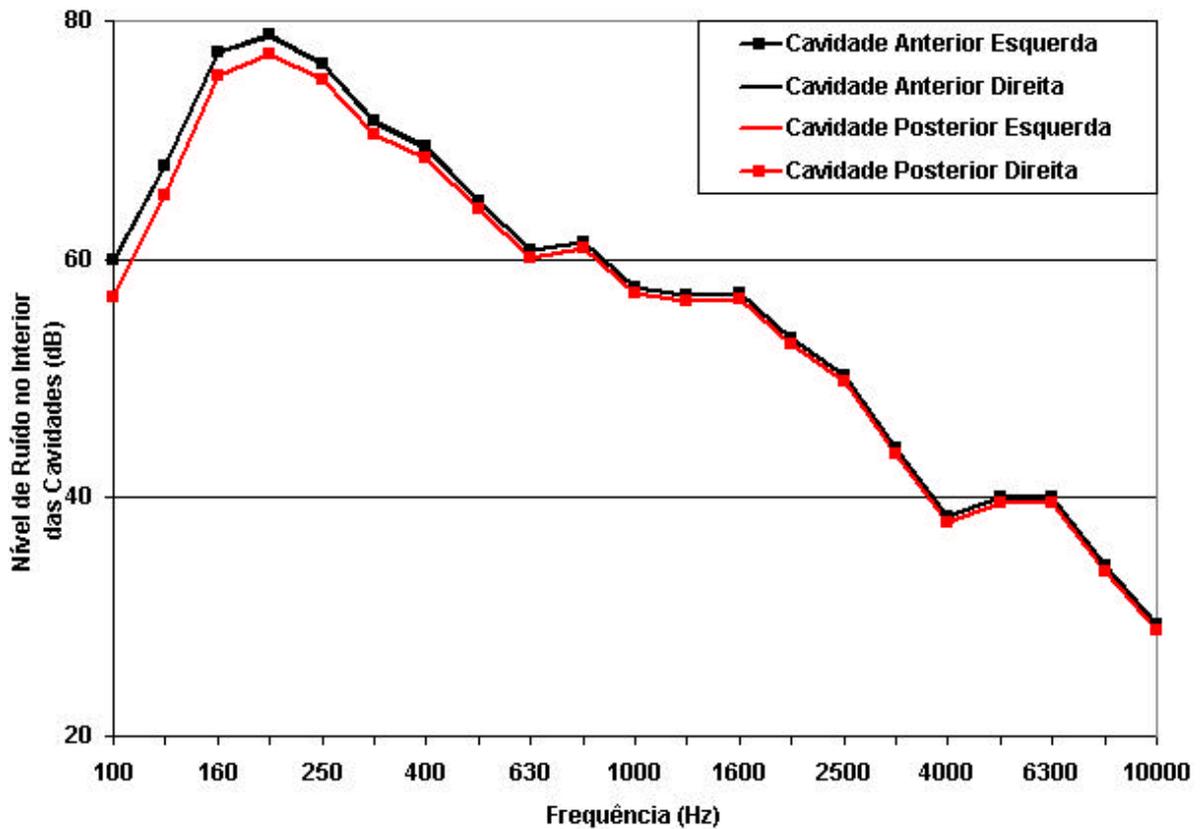


Figura 6.8 - Níveis de ruído nas várias cavidades do veículo sem os isolamentos do pacote acústico

Pode ser observado que os valores de ruído nas cavidades anteriores esquerda e direita praticamente se sobrepõem em toda a faixa de frequências. O mesmo acontece com as cavidades posteriores esquerda e direita. Além disto, as diferenças encontradas entre as cavidades anteriores e as posteriores são de até 3 dB em 100 Hz, e reduzem com o aumento da frequência, sendo que a partir de 315 Hz já é inferior a 1 dB. Tal diferença se justifica devido à maior proximidade das primeiras em relação à fonte sonora.

A Figura 6.9 mostra a diferença entre os valores simulados nas condições do veículo com todos os isolamentos do pacote acústico do veículo presentes e sem nenhum isolamento do pacote acústico para a cavidade anterior esquerda.

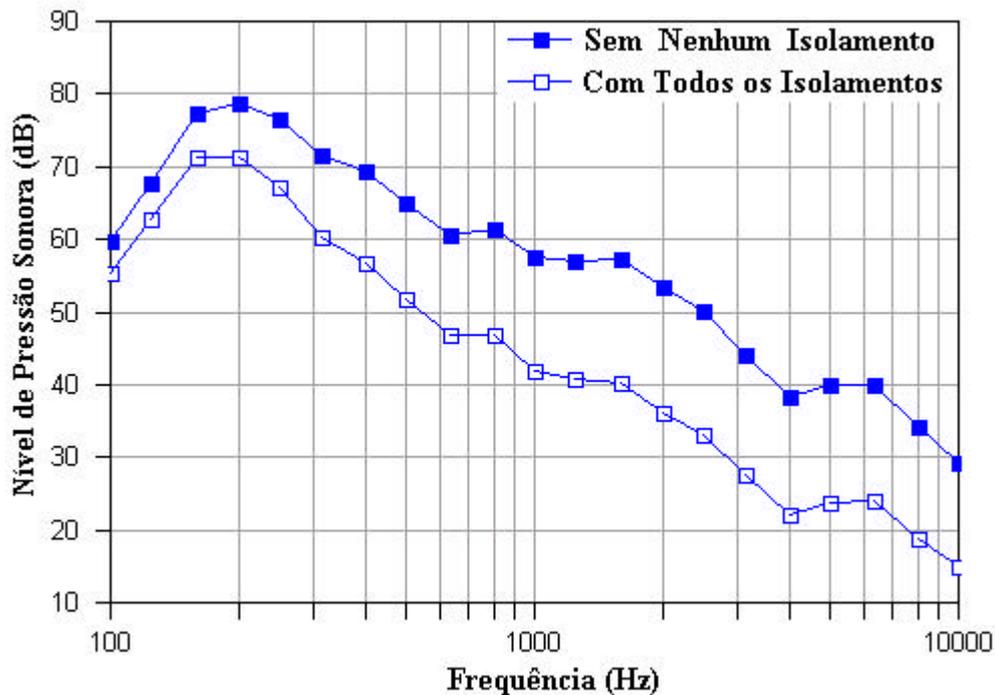


Figura 6.9 – Comparativos dos níveis de ruído interno na cavidade anterior esquerda com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo

Nota-se uma significativa elevação nos valores de ruído interno quando são retirados todos os isolamentos do pacote acústico do veículo, principalmente em altas frequências, onde os isolamentos apresentam sua maior eficiência de absorção (o valor mínimo encontrado foi de 4,5 dB em 100 Hz sendo a diferença máxima de 14,4 dB em 10 kHz).

De modo geral, o comportamento dos resultados obtidos desta simulação já eram, de certo modo, esperado, pois como não há absorção de ruído nas cavidades internas, o veículo tende a se comportar como uma cavidade altamente reverberante. Além disto, fica bastante clara a importância que deve ser dispensada ao tratamento acústico do veículo de modo a torná-lo mais confortável.

As Figuras 6.10, 6.11 e 6.12 ilustram os comparativos dos níveis de ruído interno das cavidades anterior direita, posterior esquerda e posterior direita nas mesmas condições anteriormente apresentadas para a cavidade anterior esquerda.

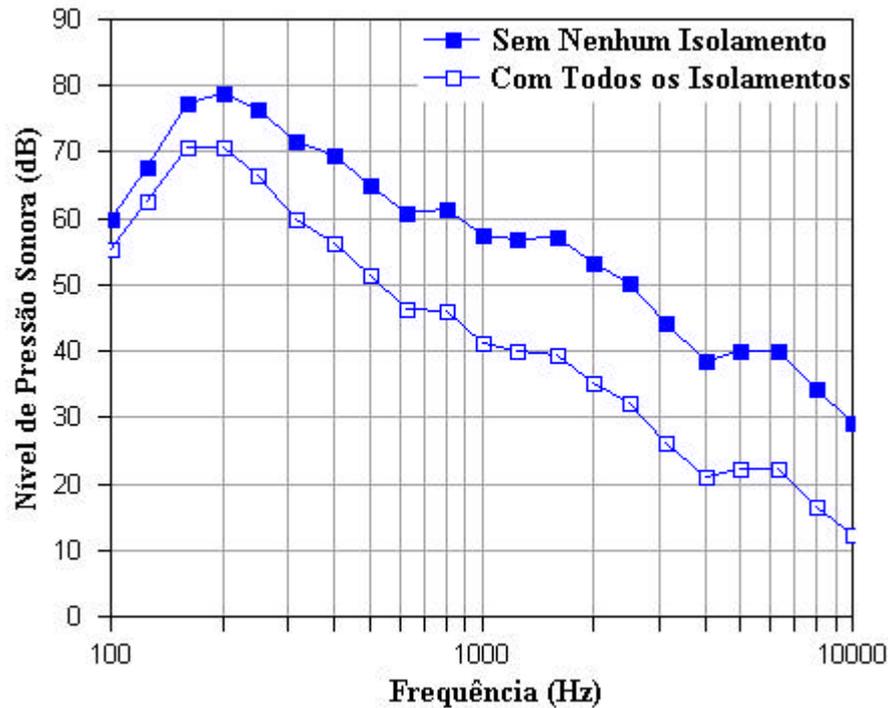


Figura 6.10 – Comparativos dos níveis de ruído interno na cavidade anterior direita com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo

Aqui, também, pode ser observado o mesmo comportamento da cavidade anterior esquerda onde ocorre uma significativa elevação dos níveis de ruído interno, principalmente nas altas frequências (diferença máxima de 16,8 dB em 10 kHz), quando se retiram todos os isolamentos do pacote acústico.

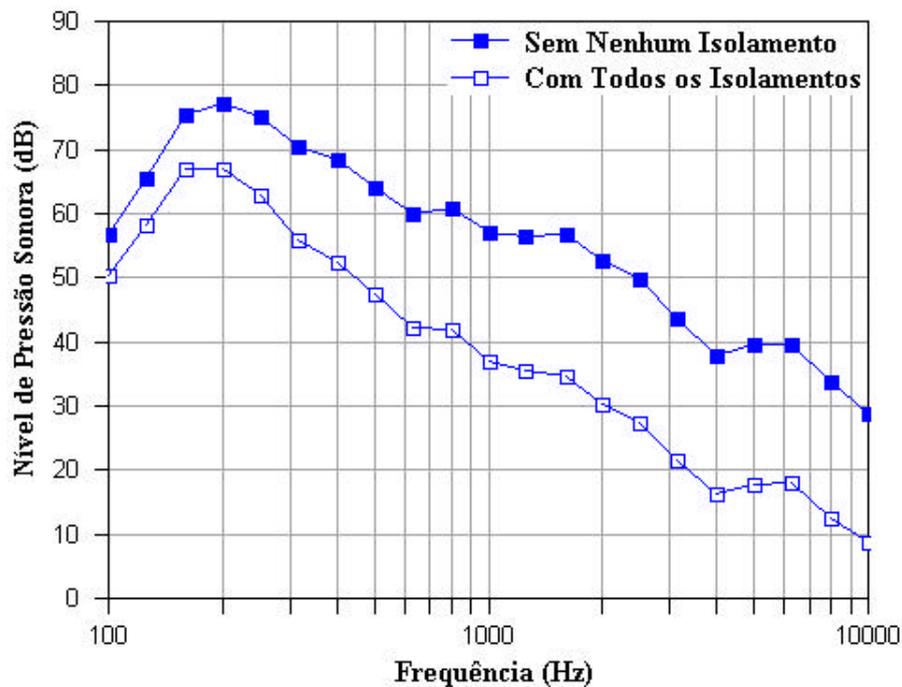


Figura 6.11 – Comparativos dos níveis de ruído interno na cavidade posterior esquerda com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo

Do mesmo modo, pode-se verificar uma significativa diferença entre os valores com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo. Neste caso, a diferença máxima chegou a 20 dB.

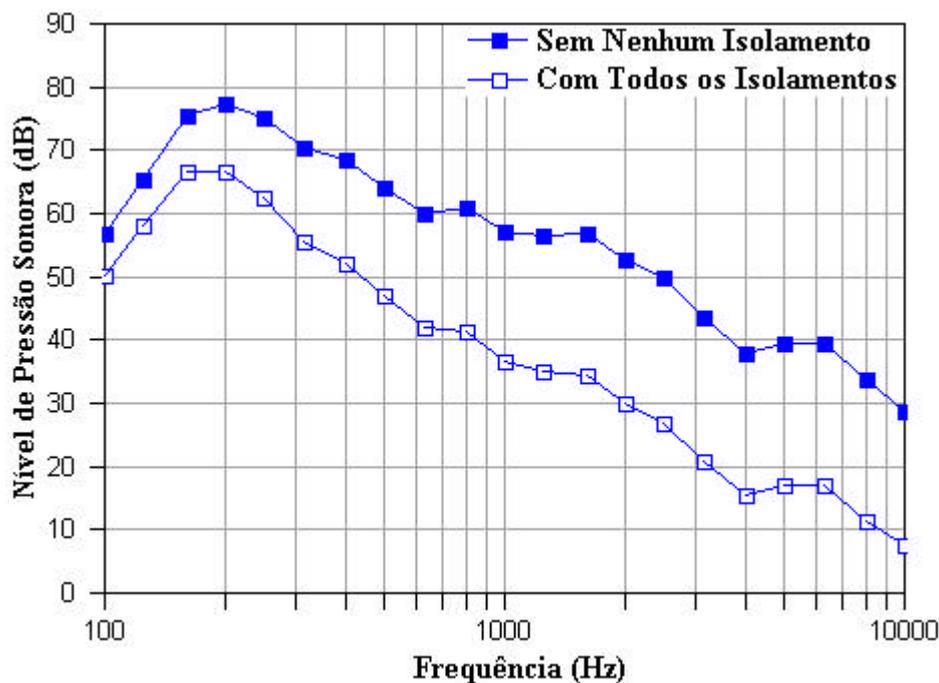


Figura 6.12 – Comparativos dos níveis de ruído interno na cavidade posterior direita com e sem os isolamentos do pacote acústico do veículo

Por último, analogamente às outras cavidades, pode-se notar o mesmo tipo de comportamento acústico na cavidade posterior direita sendo o valor máximo encontrado de 21 dB em 10 kHz.

## Capítulo 7

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

#### 7.1. Conclusões

No decorrer deste trabalho, estudou-se a construção de um modelo SEA para um veículo automotivo com o objetivo de prever os níveis de ruído interno com razoável precisão. Tal modelo teve como principal característica a simplicidade, ou seja, foram utilizados subsistemas com geometrias bastante simples de modo a poder ser utilizado nas fases iniciais de desenvolvimento de um veículo onde não se tem disponíveis informações tão detalhadas do mesmo. Foram comentadas as principais características das fontes de ruído em um veículo, apresentada a teoria da metodologia de Análise Estatística de Energia, descritos os procedimentos para a medição experimental de alguns dos parâmetros necessários à construção do modelo SEA e, por último, apresentado o procedimento de construção do modelo SEA do veículo e, conseqüentemente, o confronto entre os valores simulados e os resultados experimentais de ruído interno.

Diversas conclusões foram apresentadas ao longo dos vários capítulos. Entretanto, no intuito de se obter uma melhor compreensão deste trabalho, como um todo, os pontos mais relevantes são aqui novamente comentados, a saber:

- Este trabalho, por se constituir numa primeira experiência do setor de Acústica e Vibração da Fiat Brasil na área de simulação computacional envolvendo a metodologia de Análise Estatística de Energia (SEA), pode ser considerada bastante positiva tanto em termos dos resultados obtidos quanto em termos dos conhecimentos técnicos adquiridos;

- Os resultados obtidos pela simulação computacional utilizando o software AutoSEA2 podem ser considerados satisfatórios, visto que a sua precisão foi da ordem de 2,2 dB em relação aos valores obtidos experimentalmente na faixa de frequências de maior interesse prático. Cabe ressaltar que tais resultados foram facilitados pelo fato de se considerar uma única fonte de ruído, no caso, o motor, simulado através de uma fonte de ruído controlada;
- Na faixa de frequências mais baixas, inferiores a 315 Hz, comprovou-se que os resultados simulados não apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais. Obviamente, esta é uma limitação intrínseca em termos da aplicação da metodologia SEA para a qual já se esperava uma escassa correlação dos resultados devido à baixa densidade modal das cavidades consideradas;
- Os resultados de Perda de Transmissão obtidos experimentalmente para os tampões demonstraram a sua boa eficiência de vedação. Tal fato abre uma boa possibilidade para o estudo e otimização de tampões os quais são de larga utilização na indústria automobilística e de grande importância no conforto acústico de um veículo. Além disto, a utilização da técnica de Intensidade Sonora neste tipo de medição ampliou o universo de aplicações desta técnica no setor de Acústica e Vibração contribuindo para sedimentar ainda mais o conhecimento técnico da mesma;
- A perda de transmissão da caixa de ar, bem como a de outros acessórios não considerados neste trabalho, devem ser avaliadas para os próximos modelos uma vez que podem influenciar significativamente os níveis de ruído interno na faixa das altas frequências;
- Da utilização do referido software foi constatada a sua grande facilidade de utilização, revelando uma interface com o usuário bastante amigável. Cabe destacar a facilidade e, por consequência, a rapidez para a construção do modelo SEA de um veículo, característica esta que vem de encontro ao objetivo maior deste trabalho que foi o de utilizá-lo nas fases iniciais do desenvolvimento de um novo modelo de veículo, quando não se tem disponíveis, como se desejaria, informações tão detalhadas da geometria do veículo;

- O software se mostrou uma ferramenta bastante útil, podendo ser utilizado de forma satisfatória para o modelamento acústico de novos veículos, voltado para a predição dos níveis de ruído interno já na sua fase inicial de desenvolvimento. Deste modo, ter-se-á uma rápida visão da situação em termos de ruído interno, possibilitando agilidade nas correções caso seja detectado qualquer tipo de anomalia;
- O modelo construído para o veículo em questão – o mais simplificado possível em termos de geometria consistindo de um total de 43 subsistemas - mostrou-se suficientemente preciso para modelar o veículo já nas suas fases iniciais de desenvolvimento, na faixa de frequência de maior interesse prático;
- A utilização do modelo SEA desenvolvido para aplicações mais específicas, tais como a comparação de pacotes acústicos relativamente similares entre si, ou a verificação da influência de pequenas modificações na composição de pacotes acústicos, visando a redução de custos para o veículo, ainda precisa ser melhor investigada. Torna-se interessante detalhar um pouco mais as propriedades dos materiais de modo a obter uma maior sensibilidade do modelo às modificações;
- A medição do fator de amortecimento de alguns dos subsistemas utilizados foi bastante interessante em termos experimentais e permitiu obter-se uma boa sensibilidade em termos da sua ordem de grandeza acrescentando conhecimento técnico ao setor de Acústica e Vibração;
- A simulação de condições extremas de funcionamento do veículo – ocorrência de um furo na parede frontal do veículo, alteração da espessura da parede frontal e retirada completa dos isolamentos do pacote acústico – demonstrou a boa sensibilidade do modelo computacional.

## 7.2. Sugestões para trabalhos futuros

Tendo em mente a importância da metodologia SEA, abordada neste trabalho, e a necessidade de utilizá-la de forma mais intensa no desenvolvimento de novos modelos, torna-se necessário obter um conhecimento ainda mais aprofundado da mesma. Assim, ao término deste trabalho, sugere-se algumas propostas para a continuação e o aperfeiçoamento do mesmo, a saber:

- Adaptação do modelo SEA aqui desenvolvido para a aplicação em outros modelos de veículos. Tal procedimento possibilitaria de forma bastante rápida a análise acústica de outros veículos, visto que a adaptação é um processo relativamente simples;
- Implementação de outras fontes de ruído tais como o sistema de escape, tanto em relação ao ruído de parede dos silenciadores quanto em relação ao ruído de boca de escape. Isto é de grande utilidade na indústria automobilística, visto que é muito comum, nos desenvolvimentos de novos veículos, deparar-se com problemas de ruído relacionados às ressonâncias provenientes tanto das paredes dos silenciadores como da boca de escape. Além destas fontes, podem ser citados também o ruído proveniente dos pneus e o ruído aerodinâmico;
- Implementação simultânea destas fontes de ruído anteriormente citadas no modelo computacional. Isto permitiria que todas as contribuições via aérea das várias fontes de ruído presentes em um veículo fossem simuladas, retratando de forma bastante realista o funcionamento do veículo;
- Implementação da transmissão de ruído via estrutural no modelo computacional. Este aprimoramento permitiria ter uma visão mais completa do conforto vibro-acústico do veículo entendendo o processo de transmissão do ruído a partir das várias fontes de ruído até o interior do veículo;
- Implementação simultânea das fontes de ruído acima citadas e também de ambas as contribuições aérea e estrutural. Este seria o passo final para completar a avaliação vibro-acústica de um veículo, dando uma visão completa da percepção do conforto do veículo pelos clientes;

- A utilização do software AutoSEA2 na simulação da perda de transmissão de tampões em conjunto com as medições experimentais. Este seria também um avanço significativo em termos de obtenção de parâmetros a serem utilizados nos próximos desenvolvimentos;
- O levantamento da perda de transmissão da caixa de ar do sistema de ar condicionado, bem como de outros acessórios presentes no veículo a ser modelado. Conforme foi visto, através dos resultados obtidos, tal consideração é muito importante e tornaria o modelo bem mais representativo do veículo;
- Outras aplicações envolvendo a metodologia SEA que poderiam ser implementadas são a predição dos níveis de ruído interno no veículo provenientes de componentes tais como bomba de combustível, eletroventilador, sistema de ventilação, alternador, motor de partida e alguns tipos de mecanismos, como por exemplo, para levantamento de vidros e limpador de vidros.

## Referências Bibliográficas

1. LYON, R.H., DeJong, R.G. **Theory and Application of Statistical Energy Analysis.** 2<sup>nd</sup> edition, Butterworth – Heinemann, 1995.
2. **AVL ACOUSTIC TRAINING Vehicle Noise Sources Características das Fontes de ruído Veicular.** Ciclo de Workshops I, Parte 4, Brasil, 1996.
3. **AVL ACOUSTIC TRAINING Vehicle Noise Sources Ruído Interno e Otimização da Vibração.** Ciclo de Workshops I, Parte 6, Brasil, 1996.
4. NIEROP, Guido e SCARALE, Antonio, CRF; OREFICE, Giovanni, Fiat Auto; BERTOLINI, Claudio e TINTI, Francesco, Rieter Automotive. **Application of Statistical Energy Analysis to the Prediction of the Interior Airborne Noise of a Fiat Vehicle and to the Prediction of Interior Noise of a Zetor Tractor.** Rieter Automotive Conference, 2001.
5. ONSAY, Taner. **Statistical Energy Analysis (SEA): Fundamentals and Automotive Applications.** V SIBRAV Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular, São Bernardo do Campo, São Paulo, Brasil 16 e 17 Agosto 1999, pp. 24-41.
6. CIMERMAN, Benjamim; BHARY, Tej e BORELLO, Gerard. **Overview of the Experimental Approach to Statistical Energy Analysis.** SAE paper 971968, 1997.
7. CIMERMAN, Benjamim; BREMNER, Paul e GEISLER, Paul. **Statistical Energy Analysis Prediction of Sound Transmission across Panels with Apertures.** Noise-Com 1996.
8. WANG, Dennis; GOETCHINS, Gregory M. e ONSAY, Taner. **Validation of a SEA Model for a Minivan: Use of Ideal Air-and Structure-Borne Source.** SAE Noise & Vibration, 1999.
9. BREMNER, Paul G.; BURTON, Thomas E. e CUNNINGHAM, Andrew **AutoSEA2 – A New Design Evaluation Tool for Noise and Vibration Engineering.** Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technology Conferences, Las Vegas, Nevada September 12-15, 1999.

10. MISAJI, Kazuhito; YAMASHITA, Tsuyoshi; KURUHARA, Yuji e NOGUSHI, Yoshihiro: Honda; MANTOVANI, Maurizio: Rieter Automotive. **Prediction of the Vehicle SEA Model Input Parameters for the Sound Package**. Rieter Automotive Conference, 2001.
11. MORON, Philippe e STRYCZEK, Raphael: BMW AG; STRASSER, Patricia; PINTO, Ricardo e BERTOLINI, Claudio: Rieter Automotive **Approccio Sperimentale e SEA per L'analisi dei Contributi al Rumore per Via Aerea in un Veicolo Completo**. Rieter Automotive Conference, 2001.
12. FAHY, Frank: University of Southampton **SEA – Worthiness**. Rieter Automotive Conference, 2001.
13. BERTOLINI, Claudio; BRAHLER, Boris e PINTO, Ricardo: Rieter Automotive. **Application of SEA for Vehicle Sound Package Development During the Design Phase**. Rieter Automotive Conference, 2001.
14. CIMERMAN, Ben; BREMNER, Paul: Vibro-Acoustic Sciences Inc.; QIAN, Yang; BUSKIRK, Jeff Van: Globe Industries Inc. **Incorporating Layered Acoustic Trim Materials in Body Structural-Acoustic Models**. Proc. 1995 SAE N&V.
15. POWELL, Robert E.: Ford Motor Co.; ZHU, Jason: Collins & Aikman Corp.; MANNING, Jerome E.; **SEA Modeling and Testing for Airborne Transmission Through Vehicle Sound Package**. SAE 1997 Paper 971973.
16. NELISSE, H.: Vibro-Acoustic Sciences, Inc.; Buskirk, J. Van e PAN, J.: Rieter Automotive. **Application of SEA in Vehicle Sound Package Design**. Proceedings of the First International AutoSEA Users Conference: July 27-28, 2000, Westin/Sheraton Harbor Island, San Diego, CA.
17. BREMNER, P. G.: Vibro-Acoustic Sciences Inc. **Sound Transmission Loss Modelling of Real Structures Using Statistical Energy Analysis**. Proc. InterNoise 94, Yokohama, Japan, 1994, pp. 1571-1574.
18. VENOR, Joe e LÉOST, Olivier: MSX International; BHARJ, Tej: Ford Motor Company; **Using SEA as a Part of the Vehicle Design and Development Process**. Proceedings of the First International AutoSEA Users Conference: July 27-28, 2000, Westin/Sheraton Harbor Island, San Diego, CA.
19. **AutoSEA Theory and Quality Assurance Manual – Section I**. Vibro-Acoustic Sciences, 1999.
20. OREFICE, Giovanni e CASCONI, Paolo; **Norma Interna Fiat 7R.0152 - “RILIEVO DELLA RUMOROSITÀ Trasparenza Acustica dell’abitacolo (parafiamma, passaruota, pavimento, vano baule)”**, 19/02/2001, Fiat Auto S.p.A.

21. BERANEK, Leo L. e VÉR, István L.; **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications.** John Wiley & Sons, New York, USA, 1992.